



Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki

Rozprawa doktorska

Wpływ technologii naprawy podłużnicy samochodowej, wykonanej ze
stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej

mgr inż. Dominik Gałdyński

Promotor:
dr hab. inż. Maciej Lisowski, prof. ZUT

Szczecin 2022

Spis treści

1. Wprowadzenie	5
2. Definiowanie zagadnienia.....	7
3. Analiza stanu wiedzy i przegląd literatury.....	8
3.1. Budowa współczesnej podłużnicy samochodowej	14
3.1.1. Morfologia.....	16
3.1.2. Technologia TWB „Tailor Welded Blanks”	18
3.1.3. Spajanie	21
3.2. System ochrony pasażera SRS (Supplemental Restriant System).....	23
3.2.1. Analiza początkowego obszaru sztywności pojazdu na podstawie przebiegu charakterystyki opóźnienia	25
3.2.2. Definiowanie prędkości kolizji metodą regresji liniowej na podstawie współczynnika kierunkowego β_1	28
3.2.3. Okno czasowego próbkowania - diagnozowania sygnału.....	29
3.3. Model matematyczny	31
3.4. Procedura technologii naprawy karoserii dla wymiany częściowej podłużnicy przedniej	49
3.5. Podsumowanie	51
4. Cel zakres i teza pracy	52
4.1. Teza	54
5. Wstęp do empirycznej części pracy	54
6. Badania materiałowe.....	54
6.1. Przygotowanie próbek	55
6.1.1. Stanowisko badawcze	56
6.1.2. Przebieg quasi-statycznego rozciągania próbek.....	56
6.1.3. Wyniki badań rozciągania quasi-statycznego próbek	57
6.2. Pomiary twardości materiału rodzimego i złącza spawanego próbek	58
6.3. Omówienie wyników i wnioski	59
7. Modelowanie i analiza numeryczna struktury energochłonnej - MES	61
7.1. Parametry modelu numerycznego zgniatanej podłużnicy	62
7.2. Przygotowanie modelu numerycznego	63
7.3. Analiza numeryczna dla weryfikacji mechanizmu zgniatania.....	64
7.3.1. Wyniki	65
7.4. Analiza numeryczna dla prostego stanu naprężeń ściskających.....	65

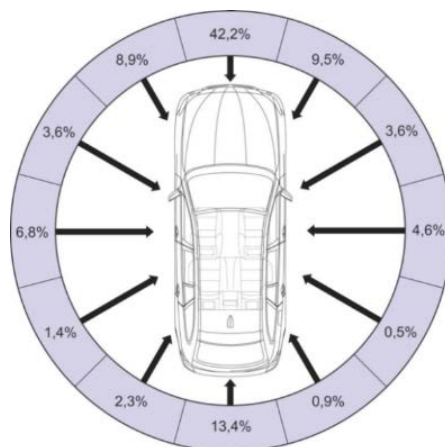
7.4.1.	Wyniki.....	67
7.5.	Analiza numeryczna dla złożonego stanu naprężeń	68
7.5.1.	Wyniki.....	69
7.6.	Podsumowanie i omówienie wyników	70
8.	Zgniatanie quasi-statyczne energochłonnych struktur cienkościennych modelu fizycznego	71
8.1.	Przygotowanie stanowiska i modelu fizycznego do badań.....	73
9.	Pierwszy etap eksperymentu, dla modelu jednorodnego	73
9.1.	Przebieg i wynik eksperymentu	74
9.2.	Omówienie wyników	76
9.3.	Wnioski	77
10.	Drugi etap eksperymentu, dla modelu ze złączem spawanym.....	78
10.1.	Przygotowanie modelu fizycznego do badań.....	78
10.2.	Przebieg i wyniki eksperymentu	78
10.3.	Omówienie wyników	80
10.4.	Wnioski	83
11.	Trzeci etap eksperymentu, dla modelu z przeszlifowanym licem spoiny	86
11.1.	Przebieg i wyniki eksperymentu	86
11.2.	Omówienie wyników	88
11.3.	Wnioski	90
12.	Porównanie modelu badawczego z obiektem fizycznym konstrukcji pojazdu.....	94
13.	Analiza przebiegu opóźnienia w oknie diagnozowania sygnału przez moduł sterujący poduszką gazową z uwzględnieniem parametrów wyznaczonych podczas badań eksperymentalnych.....	97
13.1.	Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” 98	
13.1.1.	Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki analizy numerycznej MES.....	99
13.1.2.	Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki badania ośrodka KTI	100
13.1.3.	Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki badań w ramach przeprowadzonych eksperymentów	101
13.2.	Wnioski	104
13.3.	Wyznaczenie wartości wsp. kierunkowego i energii odkształceń, obciążonych „PO 0,7” w „obszarze krytycznym”	106

14.	Wyznaczenie czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej, wg zasady „13-30”	108
15.	Walidacja czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej w oparciu o raporty testów zderzeniowych.....	114
16.	Wyznaczenie czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej obciążonego PO 07	118
17.	Próba wyznaczenia skorygowanego czasu kontaktu fantomu z poduszką gazową, na skutek zmiany sztywności podłużnicy przedniej nadwozia pojazdu	122
18.	Synteza wyznaczonych czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążonych „PO 0,7” i skorygowanego czasu jej kontaktu z głową fantomu parametrem „0,25”	136
19.	Wnioski	138
20.	Podsumowanie	139
Literatura.....		142
Spis rysunków.....		148
Spis tabel.....		152
Załącznik 1. Opis procedury wymiany częściowej podłużnicy przedniej VW Golf.....		155
Streszczenie.....		160

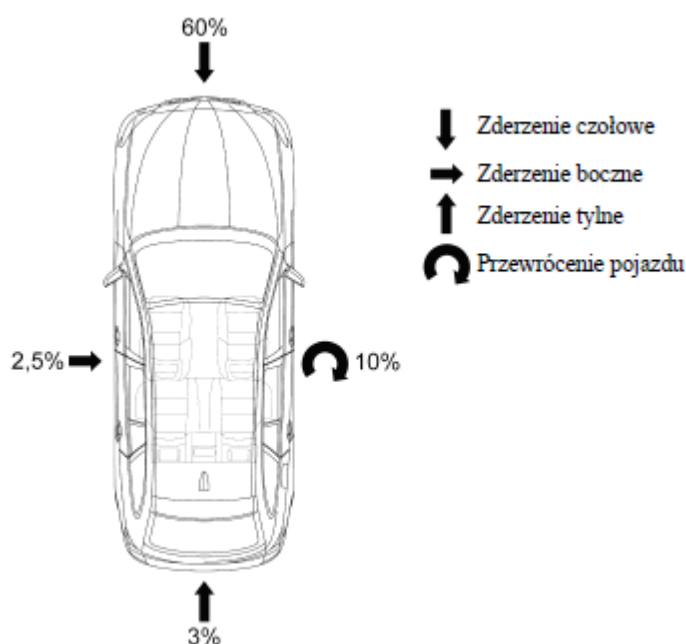
1. Wprowadzenie

Przedstawiona w niniejszej pracy rozprawa doktorska pt: „Wpływ technologii naprawy podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej” napisana pod kierunkiem dr hab. inż. M. Lisowskiego prof. ZUT, nawiązuje do pracy magisterskiej pt: „Analiza połączeń spajanych wykorzystywanych w budowie i naprawie pojazdów samochodowych”, jaka została napisana pod kierunkiem prof. dr hab. inż. J. Nowackiego.

Dotychczasowe działania producentów pojazdów w kierunku zmniejszenia toksyczności spalin, osiągane redukcją masy karoserii przez zastosowanie do jej budowy stali wysokowytrzymałych AHSS (Advanced High Strength Steel) typu DP (Dual Phase), CP (Complex Phase), TRIP (TRansformation Induced Plasticity), na przełomie ostatnich lat napotkały na problem utrzymania pierwotnej sztywności nadwozia po przeprowadzonej naprawie pokolizyjnej. W budowie nadwozi pojazdu zauważalna jest tendencja do wykorzystywania stali AHSS o coraz większej wytrzymałości. Pociąga to za sobą konsekwencje, które przy zachowaniu dotychczasowych standardów napraw pokolizyjnych, doprowadzić mogą do istotnego spadku poziomu bezpieczeństwa biernego pojazdu. W niniejszej rozprawie doktorskiej postanowiono skoncentrować uwagę na tej kwestii, ponieważ ingerencja w konstrukcję karoserii, wykonanej ze stali AHSS przy użyciu wykorzystywanych do tego celu metod spawalniczych GMAW (Gas Metal Arc Welding) powoduje spadek pierwotnych właściwości wytrzymałościowych tej stali. Wzrost zainteresowania obszarem negatywnego wpływu procesów spawania na właściwości stali AHSS nasilił się, gdy do budowy części karoseryjnych zaczęto wykorzystywać stale o wytrzymałości 600 MPa, powyżej której zaczął się zaznaczać istotny wpływ procesu spawania na wytrzymałość takiego połączenia [1]. Z uwagi na zróżnicowane sposoby napraw pokolizyjnych karoserii, do niniejszej pracy został wybrany przypadek wymiany początkowego fragmentu podłużnicy przedniej. Wybór podłużnicy przedniej został podjęty, ponieważ zderzenia pojazdów statystycznie najczęściej skutkują uszkodzeniem przedniego pasa nadwozia [2-5]. Badania przyczyny śmierci oraz powstawania urazów uczestników wypadków drogowych dowodzą, iż 60% z nich powodowane jest przez zderzenia czołowe (Rys.1, 2) [2].



Rysunek 1. Rozkład statystyczny kierunku uderzenia pojazdu [2]



Rysunek 2. Najczęstsze przyczyny śmierci oraz powstawania urazów uczestników wypadków samochodowych [2]

Według Urzędu Statystycznego Oceny Wypadków Samochodowych (KBA), na terenie Niemiec, około 80% wszystkich zdarzeń drogowych z udziałem pojazdów kwalifikowanych jest do kategorii z prędkościami kolizji poniżej 25 km/h. Tak niska prędkość kolizji warunkuje zastosowanie technologii wymiany częściowej przedniego fragmentu podłużnicy przedniej [4]. Podłużnica będąca komponentem karoserii pojazdu, połączona z nią w sposób nierozłączny, ma za zadanie absorbować energię uderzenia w taki sposób, aby proces deformacji pojazdu, jego skrócenie, przebiegał progresywnie tj: od pasa przedniego w głąb konstrukcji nadwozia. Tak zaprojektowana karoseria pojazdu pozwala w sposób optymalny rozproszyć energię uderzenia, a także zachować odpowiednią wartość opóźnienia, jaka jest wymagana dla ochrony pasażera. Ze sztywnością konstrukcji nadwozia pojazdu jest powiązany kolejny element

bezpieczeństwa biernego, tj. SRS (Supplemental Restraint System). System ten, na postawie mierzonego opóźnienia jakiego podlega pojazd w trakcie zderzenia, aktywuje poduszkę gazową (airbag). W niniejszej rozprawie zostało zakwestionowane założenie odbudowy pojazdu do stanu sprzed uszkodzenia przy zachowaniu dotychczasowych standardów procesu post-produkcyjnego dla napraw pokolizyjnych. Powyższy aspekt jest kwalifikowany prawnie, a jego treść można znaleźć w kodeksie cywilnym w **Art. 363. § 1.** „Naprawienie szkody powinno nastąpić, według wyboru poszkodowanego bądź przez przywrócenie stanu poprzedniego, bądź przez zapłatę odpowiedniej sumy pieniężnej. Jednakże, gdyby przywrócenie stanu poprzedniego było niemożliwe albo gdyby pociągało za sobą dla zobowiązanego nadmierne trudności lub koszty, roszczenie poszkodowanego ogranicza się do świadczenia w pieniądzu”. Powyższe tło społeczne i przedstawione w niniejszej pracy wyniki badań, a także wnioski z nich płynące mogą poszerzyć perspektywę spojrzenia na bezpieczeństwo transportu kołowego antycypując dalsze działania nad jego poprawą.

2. Definiowanie zagadnienia

Podczas analizy literatury nie natrafiono na opis problematyki wpływu zmian sztywności przedniej części karoserii pojazdu, spowodowanej naprawami post-produkcyjnymi, na zaburzenia procedury wdrażania systemu SRS tj. (czasu aktywacji poduszki gazowej) i jego interakcji z ciałem pasażera, która zachodzi podczas zderzenia czołowego.

Brak informacji na powyższy temat można upatrywać w fakcie, że kwestie stanowiące podstawę do rozważań w niniejszej pracy, mogły zaistnieć dopiero współcześnie. Diachronicznie do rozwoju stosowanej w przemyśle samochodowym zaawansowanej stali AHSS typu DP, której wytrzymałość na rozciąganie oscyluje w przedziale R_m 500–1500 MPa, a wartość ta, z roku na rok, zachowuje dynamikę wzrostu. Szerzej powyższe zagadnienia zostaną opisane w kolejnych rozdziałach, które odsłonią obraz poruszanej tu problematyki. Dlatego warto mieć świadomość o „aktualności” zagadnienia dla dalszych rozważań, gdyż nigdy przedtem stal wykorzystywana w budowie karoserii pojazdu, nie cechowała się tak wysokimi parametrami wytrzymałościowymi, przy jednocześnie tak znaczącym ich spadku na skutek prowadzonych na jej konstrukcji post-produkcyjnych procesów cieplnych jak np. spawanie. Z uwagi na zauważalny wpływ metod spawalniczych GMAW (Gas Metal Arc Welding) wykorzystywanych do napraw pokolizyjnych na wytrzymałość stali AHSS typu DP, z jakiej wykonane są elementy podłużnicy karoserii samochodowych, założono, że problem ten będzie miał istotny wpływ na przebieg deformacji pojazdu i działanie systemu SRS podczas zderzenia czołowego. Takie założenie wynika z faktu, że na początkowym etapie deformacji

karoserii udział podłużnicy przedniej jest dominujący w absorpcji energii uderzenia i determinujący przebieg opóźnienia pojazdu, którego wielkość jest diagnozowana przez moduł sterujący poduszką gazową.

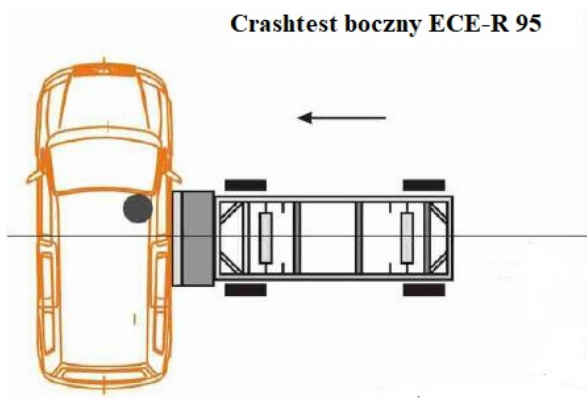
Mając na uwadze powyższe i wiążąc poruszone tu zagadnienia sztywności pojazdu ze sposobem aktywacji systemu SRS (airbag), można zauważyć rodzące się wątpliwości. Nasuwa to uzasadnione przypuszczenie, że jeżeli zmieni się sztywność karoserii pojazdu w jej przedniej części, to zmianie ulegnie podczas zderzenia czołowego przebieg opóźnienia, a wraz z nim i przewidziany czas kontaktu poduszki gazowej z przemieszczającym się ciałem pasażera.

3. Analiza stanu wiedzy i przegląd literatury

Analizując literaturę problemu jakości odbudowy karoserii pojazdu można dojść do wniosku, że zagadnienie to jest poruszane niezbyt często przez akademickie ośrodki naukowo-badawcze. Częściej realizowane jest przez instytuty poza takimi ośrodkami, gdzie wyniki publikowane są w języku ojczystym instytutu, poza bazami, w których subskrybuje się naukowe czasopisma. Przyczyną takiego stanu zapewne jest fakt, że naprawa jako taka, istnieje na etapie post-produkcji pojazdu, a badania w odróżnieniu od etapu pre-produkcyjnego nie są szczególnym przedmiotem zainteresowań instytucji je współfinansujących np: producentów pojazdów, centrum nauki. Ponadto spojrzenie w szerszej perspektywie na dany problem, jakim jest naprawa pojazdu, determinuje bardziej empiryczne, aniżeli teoretyczne rozeznanie w tym obszarze. Ma to związek ze stosunkowo nieskomplikowaną, w odniesieniu do opracowań pre-produkcyjnych technologią. Jednak fakt ten w żaden sposób nie umniejsza tej problematyki, gdyż jej rozpoznanie przekłada się na bezpieczeństwo pasażerów pojazdu. Do przeprowadzenia analizy literaturowej wybrano publikacje z ostatniej dekady.

W roku 2009 KTI - Kraftfahrzeugtechnisches Institut und Karosseriewerkstätte, opublikowało wyniki badań [6], których celem było wykazanie wpływu naprawy powypadkowej wykonanej z zastosowaniem prac blacharskich w zakresie formowania plastycznego i wymiany częściowej komponentów karoserii.

Na pojeździe VW Passat, przeprowadzono zgodnie z europejskimi normami ECE-R95 NCap, test zderzeniowy nr 96/27/EG, który spowodował uszkodzenia jego lewej strony (Rys. 3).



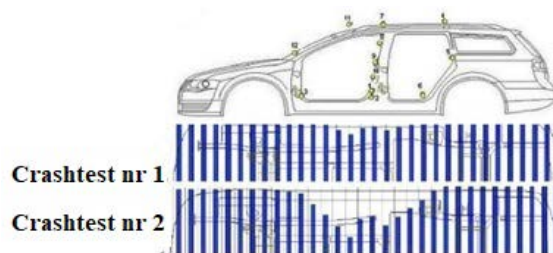
Rysunek 3. a) Schemat próby testu zderzeniowego. b) Zdjęcie z przeprowadzonej pierwszej próby crashtestu wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6]

Po przeprowadzonym crashteście pojazd został naprawiony (Rys. 4), a następnie powtórzono crashtest w identycznych warunkach.



Rysunek 4. a) Zdjęcie wykonane podczas naprawy pojazdu po pierwszym crashteście. b) Zdjęcie naprawionego pojazdu gotowego do przeprowadzenia drugiego testu zderzeniowego wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6]

Każdorazowo po wykonanym teście bocznego zderzenia, dokonano pomiaru współrzędnych położenia dla charakterystycznych punktów konstrukcji nadwozia w celu ich wykorzystania do analizy porównawczej. Ponowny pomiar współrzędnych położenia punktów nadwozia wykazał, że w przypadku wymiany częściowej i obróbki plastycznej komponentów bocznych karoserii, stanowiących tzw „klatkę bezpieczeństwa” dla przestrzeni pasażerskiej, znacząco zmniejszyła się ich sztywność (Rys. 5).

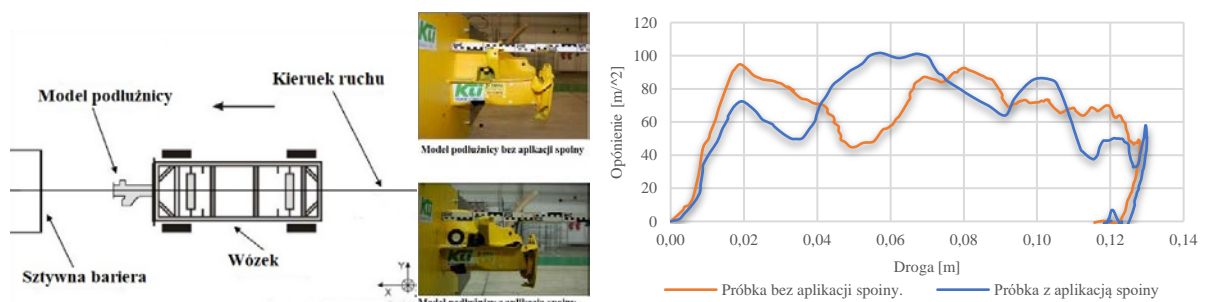


Rysunek 5. Diagram zarejestrowanej głębokości wgniecenia boku nadwozia pojazdu VW Passat, podczas dwóch prób crashtestu wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6]

Przedstawione na rysunku 5 wykresy głębokości penetracji nadwozia pojazdu różniły się znacząco dla pierwszego i drugiego crashtestu, z czego wynika, że tego typu naprawy, bazujące na starszych opracowaniach technologicznych, dedykowanych dla pojazdów wykonanych z blach „głębokotłocznych”, nie mogą być wykorzystane do napraw w przypadku pojazdów nowszych konstrukcji.

Podobny temat został podjęty na Politechnice Śląskiej. Wyniki z przeprowadzonych badań, opublikowane w wielu artykułach [7-10], zostały podsumowane w rozprawie doktorskiej [11]. Krytyczne podejście do tego materiału pozwala zauważyć, że przygotowane modele podłużnicy, po pierwsze, zostały zbudowane z materiałów blach S355J2G3 tzw. „głębokotłocznych”, których użycie w budowie elementów energochłonnych w konstrukcjach współczesnych pojazdów samochodowych nie ma już zastosowania. Po drugie, pominięty został w badaniu krytyczny element, determinujący nośność naprawianej podłużnicy, a mianowicie poprzeczne złącze spawane wymienionego odcinka, dla modeli poddanych próbie jednoosiowego ściskania.

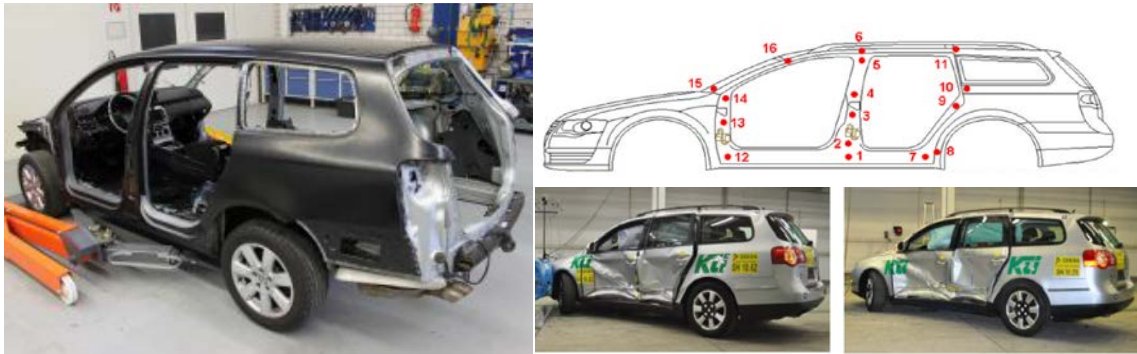
Zespół KTI i DEKRA przeprowadził crashtest wózka o masie 946 kg z zamontowaną lewą przednią podłużnicą pojazdu VW Golf, z prędkością uderzenia 15 km/h, w nieodkształcalną przeszkodę [12]. Podczas próby za pomocą akcelerometru umieszczonego na wózku mierzono opóźnienie jakiemu został on poddany. Drugą próbę przeprowadzono z tą samą podłużnicą, na której przeprowadzono naprawę w procesie wymiany częściowej. Porównane wyniki tak przeprowadzonych crashtestów wykazały różnicę w przebiegu opóźnienia i skrócenia badanego ustroju (Rys. 6).



Rysunek 6. a) Schemat próby testu zderzeniowego. b) Zdjęcie z przeprowadzonej próby pierwszego i drugiego crashtestu wykonanego przez DEKRA Crash Test Center Neumünster. c) przebieg zarejestrowanego opóźnienia na odcinku skrócenia ustroju [12]

W roku 2012., instytut KTI opublikował kolejne wyniki badań [13], będące kontynuacją, opisanych powyżej eksperymentów crashtestu bocznego lewej strony, 96/27/EG, ECE-R95 NCap. Analogicznie jak poprzednio wózkiem rozpędzonym do prędkości 50 km/h uderzono w bok nieruchomego pojazdu pod kątem prostym. Po przeprowadzonym teście zebrano wartości przemieszczeń punktów pomiarowych nadwozia pojazdu. Tym razem naprawa została

wykonana w procesie zakładającym wymianę całych fragmentów nadwozia, bez stosowania napraw z użyciem obróbki plastycznej czy wymiany częściowej dla uszkodzonych jej fragmentów, na których taka naprawa mogłaby być alternatywnie przeprowadzona jako zasadna (Rys. 7).



Rysunek 7. a) Zdjęcie wykonane podczas naprawy pojazdu po pierwszym crashteście. b) Schemat rozmieszczenia punktów bazowych nadwozia pojazdu. c) Zdjęcia z pierwszej i drugiej próby crashtestu nr 96/27/EG, ECE-R95 NCap [13]

Porównanie zebranych wartości punktów pomiarowych głębokości penetracji nadwozia pojazdu nie wykazało znaczących różnic pomiędzy pierwszym, a drugim crashtestem, stąd we wnioskach końcowych stwierdzono, że naprawy bazujące na wymianie całościowych fragmentów nadwozia, pozwalają na przywrócenie pierwotnego poziomu bezpieczeństwa ochrony pasażera dla pojazdów nowszych konstrukcji.

W książce autorstwa Pawła Kaczyńskiego i Eugeniusza Rusińskiego pt: „Ocena wytrzymałości połączeń punktowych w cienkościennych strukturach energochłonnych” [2] przeanalizowane zostały czynniki skłaniające do zastosowania innego niż złącza zgrzewane rodzaju połączeń podczas produkcji elementów energochłonnych jak podłużnice samochodowe, a mianowicie punktowego przetłaczania. Badano minimalną wytrzymałość połączeń kolumn pochłaniających energię, która zagwarantuje zachowanie ciągłości złącza podczas obciążenia udarowego. Również w pracach [14] [15] o podobnej tematyce, przeanalizowano czynniki skłaniające do zastosowania podczas produkcji elementów energochłonnych, alternatywnych sposobów ich łączenia jak klejenie. Wracając do wcześniej omawianej pozycji, wydaje się, że stanowi ona zasadniczo gotową podstawę, aby na niej przeprowadzić modalność metodologii badań empirycznych, uznając ją za miarodajną, pod względem uzyskanych tam wyników badań. Jedynie małej krytyki wymaga uściślenie, wykorzystanego aparatu matematycznego, który nie do końca ma zastosowanie dla badanych ustrojów profili cienkościennych klasy 4 tj; elementów cienkościennych osiągających nośność nadkrytyczną, ze względu na utratę stateczności miejscowej przez ściankę przekroju, wg. PN-EN 1993-1-1+A1, 2006 [16].

Zagadnienie to będzie dokładniej przedstawione przy opisie wybranego w pracy aparatu matematycznego.

Analiza literaturowa stanu wiedzy z ostatnich pięciu lat oparta o publikacje z baz, w których subskrybuje się naukowe czasopisma, pozwala rozpoznać trend, w jakim podąża rozwój badań, ze szczególnym uwzględnieniem procesu spawania GMAW (Gas Metal Arc Welding), wykorzystywanego na etapie post-produkcyjnym. W badaniach opublikowanych w pracy [17] zauważono, że połączenia spawane stali AHSS mogą często wykazywać względnie niskie właściwości mechaniczne w porównaniu z materiałami rodzimymi, ponieważ ilość doprowadzonego ciepła podczas spawania znacznie zmienia pierwotną mikrostrukturę w spoinie i SWC (strefie wpływu ciepła). Wykazali oni, że próbki spawane metodą GMAW, charakteryzują się niższą wytrzymałością na rozciąganie od 20 do 40%, niż materiał rodzimy. W artykule [18] inni autorzy wskazali, że dla próbek spawanych laserowo, wykonanych ze stali DP 1000, spadek wytrzymałości na rozciąganie w stosunku do materiału rodzimego wyniósł od 86 do 91%, a wydłużenie spawanych połączeń zmniejszyło się o 36% w stosunku do materiału rodzimego. Zwrócili oni również uwagę na rozkład twardości takiego połączenia. Średnia twardość w SWC wyniosła 75% twardości materiału rodzimego. Badaniem twardości takich połączeń zajmowali się także autorzy w artykule [1], w którym wskazano, że spadek twardości w SWC jest szczególnie istotny w stalach powyżej 600 MPa. W stali DP1000 spawanej laserowo, wraz ze wzrostem ilości wprowadzonego ciepła, zaznaczał się jego istotny wpływ na mikrostrukturę i właściwości mechaniczne SWC, w której dochodziło do rozerwania rozciąganych próbek. Na tej podstawie wyznaczono krytyczną szerokość SWC. Na liniową zależność pomiędzy twardością, a wytrzymałością na rozciąganie stali wysokowytrzymałych w zakresie 450–2350 MPa wskazali inni badacze w artykule [19]. Właściwości wytrzymałościowe obciążonych cyklicznie próbek wykonanych ze stali AHSS spawanych metodami GMAW były przedmiotem badań w artykule [20], w którym wykazano znaczący wpływ stosowanych metod spawalniczych na długość czasu przenoszenia obciążeń cyklicznych. Udowodniono obniżenie wytrzymałości dla połączenia spawanego wykonanego metodą GMAW do poziomu 63% w stosunku do ilości cykli osiągniętych dla próbek spawanych metody HPAW (Hybrid Plasma Arc Welding). Do podobnych wniosków doszli inni autorzy, którzy opublikowali wyniki badań w artykule [21]. Równocześnie ukazał się artykuł [22], w którym porównywane są wyniki badań dynamicznych modelu energochłonnego tj podłużnicy, z modelem numerycznym dla analizy MES i rzeczywistym obiektem tj pojazdem. Dowodząc, że zastąpienie testów zderzeniowych całego pojazdu, testami jego poszczególnych komponentów karoserii, może być wykorzystane poprzez analogię do badań nad tymi

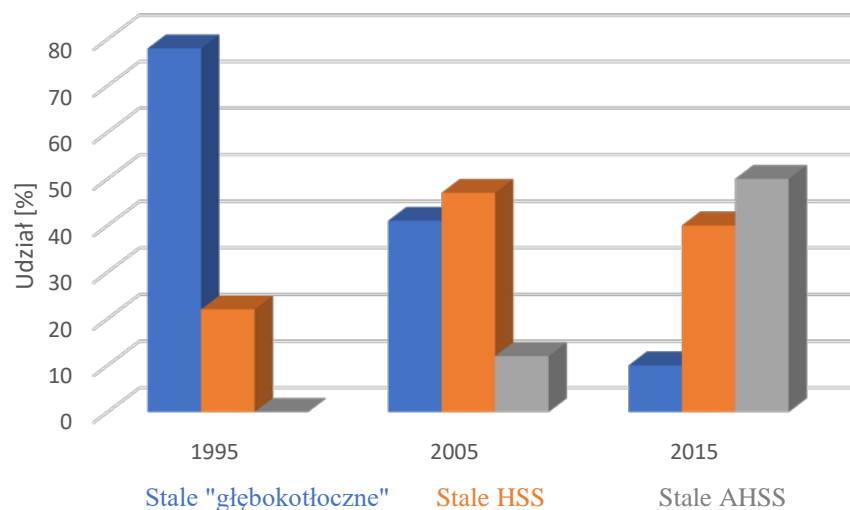
pierwszymi, oczywiście w obszarach, w których te elementy stanowią dominującą rolę w absorpcji energii uderzenia. W artykule [23] autorzy przedstawiają wyniki badań, w których wykazują, że proces częściowej wymiany podłużnicy przedniej nadwozia, implikuje spadek jej wytrzymałości o 30% w stosunku do podłużnicy nienaprawianej. Dowodzi to, że wpływ procesu spawania metodą GMAW znacząco obniża nośność i sztywność takiego elementu.

Największy ciężar gatunkowy informacji, potwierdzonych badaniami, o bezpieczeństwie biernym pojazdu jest bogaty zbiór prób zderzeniowych i ich wyników, wykonany przez National Highway Traffic Safety dla Amerykańskiego Departamentu Transportu (U.S. Department Of Transportation). Udostępnione na stronie internetowej NHTSA VSR - NHTSA vehicle Crash Test Database opracowania, dotyczą testów zderzeniowych z ostatniego półwiecza [5] [24-27]. Na podstawie zgromadzonego tam materiału można zaobserwować, jak przebiegał rozwój crashtestów na przełomie dziesięcioleci, jak przesuwały się akcenty zainteresowań badaczy z obszarów skupionych na pomiarach parametrów na pojeździe, na wyniki pozyskiwane głównie z fantomów. Ta tendencja wskazuje, że dla współczesnego trendu, poza wymiarem ekonomicznym, istotne jest wskazanie bezpośredniego wpływu przebiegu opóźnienia, jakie oddziałuje na pasażera, z pominięciem analizy tych parametrów dla samego pojazdu. Dokonując wyboru modelu testowego pojazdu dla niniejszej pracy, należało uwzględnić morfologię konstrukcji nadwozia, odpowiadającą aktualnie produkowanym konstrukcjom, tj. ze stali wysokowytrzymałej. Ponadto niezbędnym było wykorzystanie pojazdu, dla którego przeprowadzone badania crashtestów uwzględniają, szeroki zakres prędkości, dużą liczbę przedziałów prędkości, a także kombinacji mocowania fantomów, z zapisem parametrów opóźnienia pojazdu i fantomu, oraz sygnałów elektrycznych aktywacji ładunku poduszki gazowej. Z uwagi na źródło pozyskania danych jakim jest NHTSA, która działa dla Departamentu Transportu USA, badając głównie pojazdy występujące na terenie Ameryki Północnej, do celów niniejszej pracy wybrano pojazd Honda Civic, którego występowanie można zaobserwować w znaczącym stopniu także na terenie Europy.

Należy zaznaczyć, że NHTSA przeprowadza czołowe testy zderzeniowe, w których manekin umieszczonych w pojeździe jest zapięty pasami bezpieczeństwa, z trzema prędkościami tj. 23, 32, i 56 km/h, natomiast dla fantomu niezapiętego pasami bezpieczeństwa z dwoma tj. 40 i 48 km/h [28] [29]. Jednak dla wybranych w tej pracy warunków początkowych, badanie przy prędkości 40 km/h, nie zostało przeprowadzone, co ograniczyło próbę. W Europie crashtesty z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, w ogóle nie są realizowane [28], dlatego jedynym źródłem danych jest amerykańska baza NHTSA [24].

3.1. Budowa współczesnej podłóżnicy samochodowej

Ostatnią znaczącą rewolucję w konstruowaniu karoserii pojazdów samochodowych można było zaobserwować na przełomie lat dziewięćdziesiątych XX wieku. W tym właśnie okresie, przemysł stalowy w odpowiedzi na rosnące zainteresowanie przemysłu samochodowego możliwością wykorzystania w budowie nadwozi materiałów alternatywnych typu stopy aluminium czy polimery, wprowadził na rynek stale wielofazowe zwane UHSS/HSS (Ultra/High Strength Steel) – o ultra/wysokiej wytrzymałości, a nieco później AHSS (Advanced High Strength Steel) – zaawansowana stal o wysokiej wytrzymałości. Charakteryzują się one bardzo korzystnymi parametrami wytrzymałościowymi, dobrą łocznością, spawalnością i innymi cechami, jakie mają fundamentalne znaczenie przy projektowaniu konstrukcji nadwozia samochodu. Dynamika udziału tych stali w przemyśle samochodowym na przełomie dziesięcioleci doprowadziła do jej całkowitej dominacji w budowie karoserii (Rys. 8).



Rysunek 8. Udział w przemyśle motoryzacyjnym typów stali wykorzystywanych do budowy nadwozia w USA na przestrzeni lat [30]

Zastosowanie nowego typu stali pozwoliło znacząco zmniejszyć masę pojazdu, co bezpośrednio przełożyło się na ilość zużywanego paliwa, a tym samym na emisję spalin. W przypadku karoserii samochodowej, stal AHSS pozwala zmniejszyć masę tej konstrukcji do 50%, przy zachowaniu tych samych parametrów wytrzymałościowych w porównaniu z nadwoziem wykonanym ze stali konwencjonalnej [2] tj. miękkich stali niskowęglowych (DQSK, IF) [30]. W obszarze zapewnienia wysokiego poziomu bezpieczeństwa pasażera, stale te pozostają niekwestionowanym liderem na rynku. Wykorzystywane wcześniej stale konwencjonalne tzw. „głębokotłoczne”, nie pozwalały osiągnąć pewnego wyidealizowanego

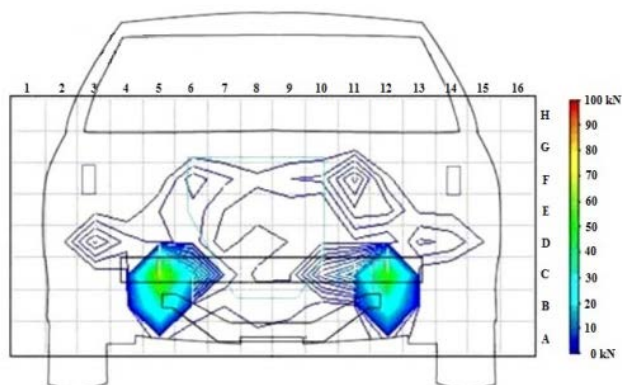
modelu, zakładającego progresywny przebieg deformacji w obrębie komory silnika i sztywną klatkę bezpieczeństwa w obrębie kabiny pasażera. Założenie to zostało dopiero praktycznie osiągnięte w przypadku zastosowania stali AHSS, co przełożyło się na znaczący wzrost bezpieczeństwa biernego pasażerów. Wyraźnie widać to na rysunku 9., przedstawiającym kolizję czołową współczesnego pojazdu Toyota Corolla z 2015 r. z pojazdem Toyota Corolla z 1998 r., którego nadwozie zostało wykonane ze stali konwencjonalnej.



Rysunek 9. Test zderzeniowy Toyota Corolla 1998 i Toyota Corolla 2015 przeprowadzony podczas Światowego Tygodnia Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego Organizacji Narodów Zjednoczonych w 2017 r. [31]

Analizując budowę współczesnych pojazdów samochodowych o konstrukcjach nadwozia samonośnego, można stwierdzić, że stale UHSS i AHSS są dominującym materiałem w budowie ich karoserii. Stopy aluminium, polimery, obecne w elementach nadwozia, poza jednostkowymi przypadkami, wykorzystywane są przede wszystkim jako poszycia zewnętrzne, nie odgrywając znaczącej roli w zapewnieniu bezpieczeństwa.

Jednym z decydujących o bezpieczeństwie pasażera elementów konstrukcji pojazdu, jakiemu poświęcona jest ta praca, jest podłużnica przednia. Na jej znaczący udział w absorpcji energii uderzenia, podczas kolizji czołowej, wskazuje rysunek 10., na którym zostały przedstawione wyniki pomiarów siły uderzenia pojazdu w nieodkształcalną przeszkodę z prędkością 50 km/h w 15 ms przebiegu kolizji. Należy zauważyć, że udział podłużnicy w rozpraszaniu energii uderzenia w całości konstrukcji nadwozia zmienia się wraz z postępującą deformacją przedniej części pojazdu. Na początku skrócenia pojazdu udział podłużnicy jest największy, a wraz z postępem progresywnej deformacji, energia uderzenia jest dodatkowo dystrybuowana przez kolejno zamontowane elementy nadwozia, podzespoły i poszczególne części.



Rysunek 10. Wyniki pomiaru siły uderzenia samochodu osobowego w sztywną przeszkodę z prędkością 50 km/h w 15 ms [23]

Podłużnica samochodowa, pomimo swych niewielkich rozmiarów w porównaniu z nadwoziem, pełni znaczącą rolę w procesie ochrony pasażerów. Jej budowa pozwala na zamodelowanie w sposób zamierzony procesu deformacji pojazdu w czasie trwania kolizji. Założenie to jest realizowane poprzez wykorzystanie różnych pod względem własności blach wykonanych ze stali AHSS typu DP, połączonych ze sobą w sposób nierozłączny metodami spawalniczymi w technologii TWB (Tailor Welded Blanks). Następnie po odpowiednim ukształtowaniu w procesie tłoczenia półfabrykatów, zostają one połączone ze sobą, przeważnie z wykorzystaniem punktowego zgrzewania oporowego.

3.1.1. Morfologia

W nowoczesnych konstrukcjach karoserii samochodowych, najczęściej wykorzystywaną stalą do budowy podłużnicy jest stal DP. Jej parametry zmieniają się wraz z rozwojem technologii do jej wytwarzania, co pozwala na coraz większe ich wykorzystanie w przemyśle samochodowym (Rys. 11).

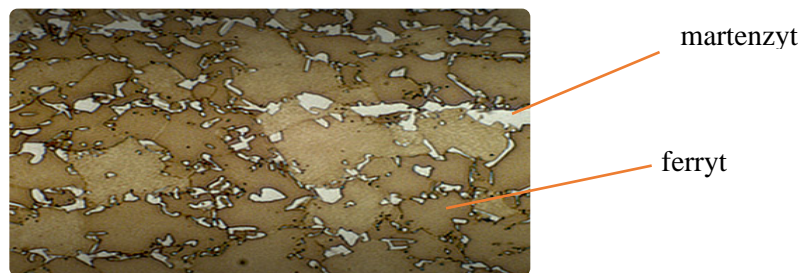


Rysunek 11. Zastosowanie różnej pod względem wytrzymałości stali DP w budowie nadwozia samonośnego pojazdu na przykładzie Volkswagen Golf [32]

Własności stali DP są uzyskiwane poprzez dokładnie dobrany skład chemiczny [33] oraz ściśle kontrolowany proces wyżarzania ciąglego np. na linii do ciąglego pokrywania metalicznego [34]. Jedną z najważniejszych cech procesu wyżarzania blach ze stali DP w procesie ciągłym jest konieczność dokładnego kontrolowania postępu przemian fazowych i zmian zachodzących w strukturze zarówno podczas nagrzewania i wygrzewania, jak również podczas chłodzenia tych blach. Do zmian zachodzących w ich strukturze w procesie nagrzewania i wygrzewania w zakresie współistnienia ferrytu i austenitu w układzie równowagi, mających istotny wpływ na właściwości mechaniczne stali DP, zalicza się przede wszystkim [35]:

- przemianę perlitu w wysokowęglowy austenit,
- wzrost austenitu o wysokiej zawartości węgla kosztem ferrytu w warunkach lokalnej równowagi,
- ustalanie równowagi globalnej między austenitem i ferrytem poprzez dyfuzję pierwiastków i zanik segregacji w tych fazach.

Struktura stali DP jest kompozytem składającym się z ciągliwego ferrytu i twardego martenzytu. Udział objętościowy martenzytu lub MA (Martenzyt z wysepkami austenitu szczątkowego) w większości wyrobów nie przekracza 25%. (Rys. 12) [36].



Rysunek 12. Struktura morfologiczna przykładowej stali DP - HCT....X [34]

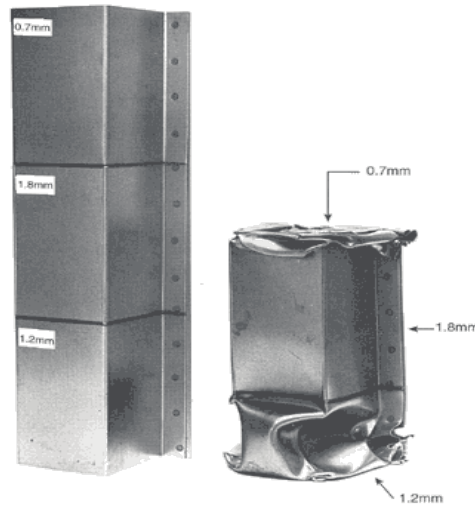
Interferencja morfologii drugiej fazy i skład fazowy powodują, że wyroby ze stali DP charakteryzują się wysoką wytrzymałością i ciągliwością. Zakres wytrzymałości na rozciąganie R_m przemysłowych stali DP, oscyluje w przedziale 500–1500 MPa, a wartość R_m , z roku na rok, zachowuje dynamikę wzrostu [37]. Etiologia struktury dwufazowej blach DP leży w procesie wyżarzania międzykrytycznego w przedziale temperatur Ac_1 i Ac_3 , kolejno bezpośrednio po procesie walcowania, kontrolując postęp przemiany ferrytycznej, na dwa sposoby. W obu metodach konieczne jest zastosowanie przyspieszonego chłodzenia w końcowym etapie obróbki. W pierwszym, uzyskanie pożądanej mikrostruktury stali DP (HDT....X, wg normy EN10338) w procesie walcowania na gorąco, wymaga stosowania złożonych schematów walcowania i kontrolowanego chłodzenia po walcowaniu. Bezpośrednio po zakończeniu walcowania, blacha jest intensywnie chłodzona do temperatury najmniejszej trwałości austenitu ($\sim 670^\circ\text{C}$), a następnie wolno chłodzona w spokojnym powietrzu w czasie

zapewniającym uzyskanie w strukturze około 75–80% ferrytu. Segregacja węgla do austenitu w trakcie przemiany ferrytycznej powoduje wzrost hartowności tego składnika struktury. Zapewnia to jego przemianę w martenzyt podczas intensywnego chłodzenia do temperatury zwijania [36]. Drugim procesem jest wyżarzanie po walcowaniu na zimno stali DP (HCT...X, wg normy EN10338). Stale dwufazowe mogą być łatwo produkowane na liniach do wyżarzania ciągłego, zawierających sekcje szybkiego chłodzenia. Podwójna mikrostruktura fazowa może być realizowana w blachach walcowanych na zimno przez zastosowanie ciągłego wyżarzania po cynkowaniu ogniowym. Blachy cienkie wykorzystywane do budowy podłużnic samochodowych wyżarzane są przeważnie w stanie po walcowaniu na zimno [38]. Taki stan struktury wyjściowej powoduje, że ziarna austenitu tworzą się nie tylko na granicach ziaren lub powierzchniach międzyfazowych, ale również, wewnątrz zdeformowanych ziaren. Przebieg zarodkowania austenitu zależy zatem od rekrytalizacji ferrytu. Duży jest również wpływ wyjściowej mikrostruktury blachy przed walcowaniem na zimno. W przypadku, gdy przed walcowaniem przeprowadzono zabieg sferoidyzacji cementytu, rekrytalizacja ferrytu poprzedza przemianę austenityczną. Wtedy proces zarodkowania ferrytu ograniczony jest do granic ziaren i powierzchni międzyfazowych [35]. Wyroby ze stali DP są zabezpieczone w procesie powlekania warstwą ochronną elektrolitycznie (ZE) i ogniowo warstwą cynku (+Z), cynku i żelaza (+ZF) oraz cynku i aluminium (+ZA) [39] [40].

3.1.2. Technologia TWB „Tailor Welded Blanks”

Samo zastosowanie stali AHSS nie miałyby tak znaczącego wpływu na jakość dzisiejszych osiągnięć w dziedzinie bezpieczeństwa ochrony pasażera oraz redukcję masy pojazdu, gdyby nie było wsparte przez technologię TWB [41]. Rozwiązanie to polega na łączeniu fragmentów arkuszy blach o różnej grubości i wytrzymałości w jeden integralny arkusz, jaki zostaje poddany formowaniu podczas wytwarzania półfabrykatów. Zabieg ten pozwala na skumulowanie optymalnych właściwości materiału w jednym elemencie, dla danej strefy pojazdu. Pozwala to zmniejszyć masę finalnej części, poprzez jej integrację, skutkującą eliminacją wielu wzmocnień i usztywnień [41]. W przemyśle motoryzacyjnym do łączenia poszczególnych arkuszy blach o różnych grubościach i własnościach, stosuje się najczęściej technologie spawania laserowego, zgrzewania oporowego i nieco rzadziej, spawania wiązką elektronów. Wykorzystanie Tailor Welded Blanks zwiększa konstrukcyjną sztywność bryły pojazdu, poprzez wzmocnienie łączonych do niej poszyc. Badania laboratoryjne elementów wykonanych w technologii TWB, poddanych testom wytrzymałościowym dowiodły, że istnieje minimalna różnica pomiędzy elementami wykonanymi w technologii TWP z użyciem wiązki

lasera, a użyciem zgrzewania oporowego. Stwierdzono ponadto, że głównym czynnikiem determinującym charakter deformacji i jego przebieg była grubość arkusza blachy (Rys. 13.) [42].



Rysunek 13. Model wykonany w technologii TWB na którym przeprowadzono próby udarnościowe ściskania osiowego [42]

Ogólnie, pochłonięta energia jest proporcjonalna do kwadratu grubości blachy i liniowo do wytrzymałości R_m materiału. Jeżeli, na przykład, wytrzymałość stali na rozciąganie R_m podwoi się, to grubość, a tym samym i masa arkusza z którego jest wykonany element, mogą zostać zmniejszone o 30 procent, powodując równoważną absorpcję energii [43]

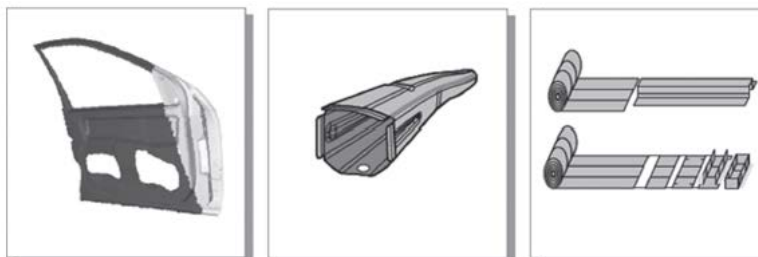
Obszar zagadnienia, jaki obejmuje swym zasięgiem technologia „Tailor Welded Blanks” może być tematem osobnej pracy. Tematyka ta, w sposób szczegółowy, została omówiona w pracy magisterskiej [44] kładąc główny akcent na kwestie technologiczne jak: rozmiary, tolerancja wykonania arkuszy blach możliwych do połączenia, sposoby łączenia, tłoczność, wpływ powłok ochronnych na właściwości spoiny, dendryt decyzyjny, a także produkcja i koszty produkcji.

Tłoczenie

Z uwagi na zamknięty kształt profilu podłużnicy samochodowej, uniemożliwiający wykonanie jej z jednego arkusza blachy, budowa odbywa się z wykorzystaniem dwóch lub więcej półfabrykatów, które zostają wytworzone w procesie tłoczenia, a następnie zespolone w kompletny element podłużnicy najczęściej z wykorzystaniem procesu punktowego zgrzewania oporowego.

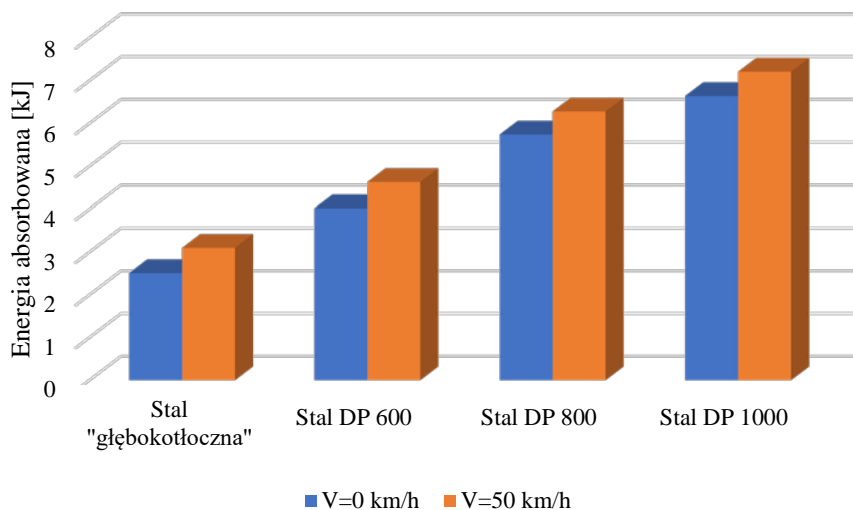
Stale AHSS typu DP, z których najczęściej wykonana jest podłużnica, charakteryzują się dużą wyjściową różnicą granicy plastyczności i wytrzymałości, która przy obróbce plastycznej na zimno szybko maleje. Wykazują one dzięki temu mniejszy efekt sprężynowania niż stale nisko-

stopowe (np. HSLA) o tej samej wytrzymałości, co jest bardzo korzystne w procesie tłoczenia [30]. Z innych korzystnych właściwości należy wymienić brak tzw. efektu Lüdersa przy odkształcaniu, odporność na pękanie w niskiej temperaturze oraz małą anizotropię właściwości plastycznych [30]. Tłoczenie blach odbywa się głównie w procesie technologicznym tłoczenia na zimno, tłoczenia na gorąco oraz hydroformowania (Rys. 14) [41].



Rysunek 14. Przykłady zastosowania różnych procesów tłoczenia a) na gorąco, b) hydroformowanie, c) na zimno w technologii „Tailor Welded Blanks” [41]

Badania nad właściwościami stali DP wykazały, że w procesie tłoczenia zwiększa się granica plastyczności. Na przykład dla DP500, wzrasta ona o około 120 MPa po 2% odkształcenia plastycznego. Efekt utwardzenia można także zaobserwować w przypadku szybkiej deformacji, jaka towarzyszy kolizji drogowej (Rys. 15). Dla wysokiego współczynnika odkształceń lokalnych efekt ten może podwyższyć wytrzymałość R_m o kolejne 100 MPa [43]. Przedstawione właściwości mechaniczne stali DP mają wpływ na przebieg opóźnienia pojazdu podczas zderzenia i są uwzględniane przy projektowaniu systemu SRS.



Rysunek 15. Wyniki próby quasi-statycznego i udarowościowego pomiaru absorpcji energii ściskania profilu o przekroju kwadratowym wykonane w laboratoriach SSAB wg ISBN 91-971592-0-4 [43]

Istotne z punktu zagadnienia tłoczności, jest także prawidłowe umiejscowienie połączenia spawanego na formowanym arkuszu blachy oraz ogólnie sam wpływ tego połączenia na jej tłoczność, co zostało dokładniej omówione [44].

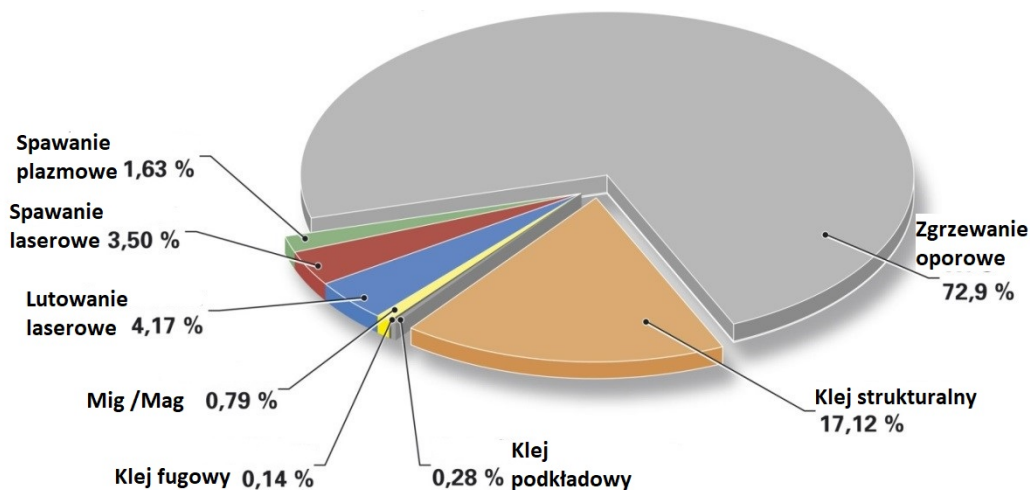
3.1.3. Spajanie

Półfabrykaty podłużnicy zostają połączone przeważnie przy wykorzystaniu procesu zgrzewania oporowego punktowego AC (prąd przemienny) lub MFDC (średni prąd stały), wspomaganego niekiedy klejeniem bądź nitowaniem, w całościowy element podzespołu. Stale DP wykazują dobrą zgrzewalność, jednakże z uwagi na ograniczone możliwości sterowania szybkością zachodzących procesów w jądrze zgrzeiny i strefie wpływu ciepła, należy się liczyć ze zniszczeniem struktury materiału wyjściowego. Z badań przeprowadzonych na stalach DP wynika, że im większa wytrzymałość zgrzewanego materiału tym należy stosować wyższe siły docisku i niższe wartości natężenia prądu zgrzewania przy zbliżonym czasie procesu. Wytrzymałość statyczna zgrzein rośnie wraz ze wzrostem R_m materiału zgrzewanego, wzrasta również twardość jądra zgrzein, przewyższając twardość materiału rodzimego. Wszystkie stale z grupy umacnianych przez przemianę fazową wykazują wrażliwość na szybkość chłodzenia po zgrzewaniu. Podczas zgrzewania stali DP wzajemnie ze sobą i z innymi materiałami, uzyskuje się w obu przypadkach poprawne zgrzeiny [30].

Badania porównawcze wytrzymałości na zmęczenie zgrzein materiałów DP wykazały, iż dla nisko- i średniocyklicznego testu istnieje zależność pomiędzy tą wytrzymałością, a wytrzymałością doraźną. Natomiast wytrzymałość zmęczeniowa w teście wysokocyklicznym nie zależy ani od struktury, ani od wytrzymałości materiału rodzimego. Pęknięcie zmęczeniowe następowało zawsze od „języczka” materiału jądra wypchniętego do przestrzeni pomiędzy zgrzewanymi blachami [30].

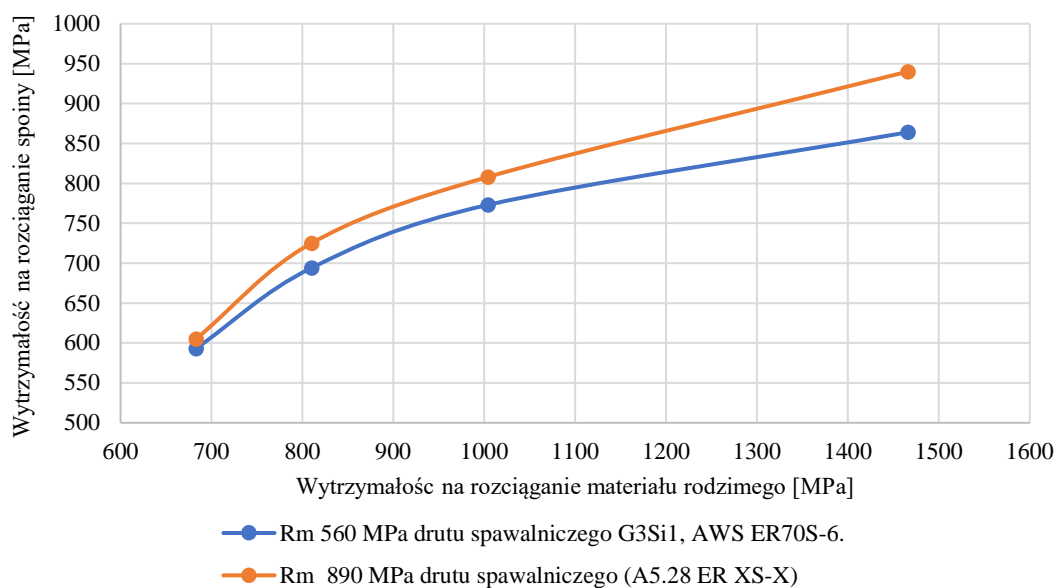
Stale DP mają małą ilość składników stopowych i niską wartość równoważnika węgla [C_E], jak na stale o takiej wytrzymałości, dzięki temu mogą być łatwo spawane ze wszystkimi stalami stopowymi i zwykłymi stalami konstrukcyjnymi przy użyciu konwencjonalnych metod spawania łukowego [45].

Podczas produkcji elementów karoserii, istnieje szeroka gama procesów łączenia nierozłącznego jej elementów (Rys. 16).



Rysunek 16. Diagram przykładowego udziału procentowego, stosowanych do budowy pojazdu, sposobów łączenia niezłącznego elementów nadwozia [46]

W zależności od wybranego procesu spajania można zaobserwować różny pod względem wielkości ich wpływ na wytrzymałość łączonych materiałów [1] [18] [47] [48]. Na szczególne zainteresowanie zasługuje proces spawania łukowego GMAW–MAG (spawanie łukowe elektrodą topliwą w osłonie gazu), w osłonie gazów M21 (82% Ar i 18% CO₂), ponieważ proces ten jest realizowany w sposób zautomatyzowany, na linii produkcyjnej, a także podczas napraw pokolizyjnych podłóżnicy samochodowej. Jeżeli w procesach produkcji pojazdu, jak i procesach post-produkcyjnych jego odbudowy, technika GMAW dla konstrukcji nadwozia wykonanego ze stali konwencjonalnej, nie powodowała spadków jej parametrów wytrzymałościowych, tak w przypadku stali AHSS, wpływ ten jest coraz bardziej zauważalny [1] i istotny dla bezpieczeństwa pasażera. Wyniki z przeprowadzonych badań przez laboratorium SSAB, producenta tych stali, nad wpływem tego procesu na wytrzymałość R_m połączeń spajanych stali AHSS [43] przedstawiono na rysunku 17. Widać na nim dwa przebiegi krzywej. Krzywa koloru niebieskiego wyznacza wartość R_m połączenia wykonanego metodą GMAW z użyciem drutu spawalniczego, którego R_m wynosi 560 MPa (G3Si1, AWS ER70S-6), natomiast krzywa koloru pomarańczowego, wyznacza wartość R_m połączenia wykonanego metodą GMAW z użyciem drutu spawalniczego, którego R_m wynosi 890 MPa (A5.28 ER XS-X). Jak można zaobserwować, wytrzymałość połączenia spawanego, poza użytym do spawania drutem spawalniczym, wynika także z samego procesu spawania, a wielkość wpływu tego procesu zwiększa się wraz ze wzrostem R_m spawanej stali, co można wytłumaczyć osłabieniem materiału rodzimego w SWC w związku z przemianami jego struktury z uwagi na ograniczone możliwości sterowania szybkością zachodzących procesów [1]. Na tę właściwość ma wpływ wartość równoważnika węgla dla tej grupy stali, która wzrasta wraz z jej wytrzymałością.



Rysunek 17. Wytrzymałości połączenia spawanego wykonanego metodą GMAW (MAG) stali AHSS typu DP drutem spawalniczym G3Si1, AWS ER70S-6, R_m560 MPa i A5.28 ER..XS-X, R_m 890 MPa [43]

W przypadku wykorzystania procesu GMAW można w określonym zakresie dobrać właściwości materiału dodatkowego do łączonych rodzajów blachy pod względem jej wytrzymałości. W przypadku napraw pokolizyjnych, dedykowanym do tego materiałem dodatkowym jest drut spawalniczy G3Si1 o R_m 560 MPa, a jego wpływ na wytrzymałość złącza spawanego obrazuje krzywa koloru niebieskiego na powyższym wykresie (Rys. 17).

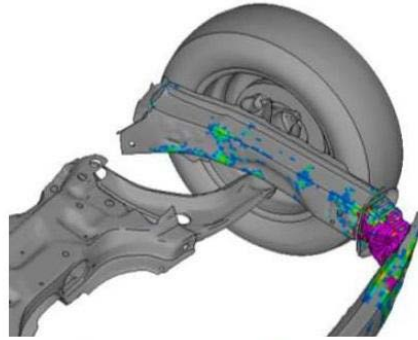
Główny akcent tego podrozdziału położony został na proces spawania GMAW z uwagi na jego wykorzystanie w procesie post-produkcyjnym odbudowy pojazdu. Jednak sam proces GMAW w przebiegu produkcyjnym nadwozia, wykorzystywany jest w nieznacznym stopniu w porównaniu do procesów spajania wiązką lasera. Na liniach produkcyjnych mają zastosowanie: lasery molekularne CO₂, lasery Nd:YAG, laser dużej mocy HDML31, różnorakie systemy spawania laserem, jak spawanie ze stałym lub ruchomym układem optycznym, spawanie z wykorzystaniem materiału dodatkowego. Powyższe rozwiązania implikują kolejne kwestie jak przygotowanie krawędzi, rodzaje wykorzystanych gazów, odległość ogniskowa soczewki. Ponieważ spajanie wiązką lasera jest realizowane na linii produkcyjnej karoserii pojazdu w pracy ma ono drugorzędne znaczenie.

3.2. System ochrony pasażera SRS (Supplemental Restriant System)

System SRS (Supplemental Restriant System) wchodzi obecnie w skład obowiązkowego wyposażenia każdego samochodu. Centralnym punktem tego systemu w układzie najmniej skomplikowanym technologicznie jest moduł sterujący ACU (Airbag Control Unit), gdzie sygnał analogowy rejestrowany przez akcelerometr jest próbkowany, filtrowany i

kwantyzowany [49] [50]. Informacja jest przekazywana do mikroprocesora [51], w którym zostaje poddana dalszemu przetwarzaniu z wykorzystaniem zapisanych algorytmów, przy pomocy których wdrażany jest dedykowany do zdefiniowanego przebiegu opóźnienia protokołów czasów i dynamiki wdrażania Airbag (poduszki gazowej) [52-54]. W zależności od wygenerowanej wielkości parametru na podstawie rejestrowanego opóźnienia przez akcelerometr w module ACU, a także dodatkowe sygnały z czujników wykrywania obecności wagi pasażerów i innych możliwych do zastosowania peryferyjnych sensorów jak czujniki huku, ciśnienia itd., [55-57], wdrażany jest jeden z zaprogramowanych w systemie protokołów ochrony bezpieczeństwa pasażera w funkcji czasu (czas aktywacji airbag) i wielkości siły (wielkość aktywowanego ładunku pirotechnicznego w zapalniku airbag). Wzbudzenie systemu z pozycji normalnej do pozycji czuwania zachodzi, gdy wielkość opóźnienia pojazdu przekroczy w zależności od modelu od 1 g do 2 g [49] [58]. Jest to uzasadnione, ponieważ maksymalna wartość opóźnienia podczas hamowania, biorąc pod uwagę najlepsze wskaźniki przyczepności, raczej nie przekroczy wartości 1 g, dla seryjnego pojazdu w ruchu ulicznym. Po przekroczeniu wielkości progowej tego sygnału system przechodzi w stan czuwania. Konwersja sygnału poddanego kwantyzacji w zależności od rozwiązania może następować w oparciu o pochodną przyspieszenia, zmianę różnicy prędkości, opóźnienie, energię, przemieszczenie i inne [59]. Pomimo zastrzeżonych i chronionych informacji producentów systemów SRS, dotyczących stosowanych czasów próbkowania, czy diagnozowania sygnału, można napotkać informację na ten temat w literaturze naukowej [50] [59], której autorzy wskazują na wielkość przedziału czasu próbkowania od 8 do 10 ms. Indywidualne wyznaczenie czasu próbkowania przez system SRS, sygnału opóźnienia dla danego modelu pojazdu jest zrozumiałe, gdyż wynika z różnej wielkości i sztywności karoserii. Najnowsze technologie, a także badania nad studyjnymi rozwiązaniami polegającymi na wykrywaniu kolizji chwilę przed jej wystąpieniem pozwalają przypuszczać, że czas diagnozowania prędkości kolizji jest tematem dyskusji dla jednostek badawczych zajmujących się tym problemem [60] [61]. Należy podkreślić, że czas diagnozowania nie jest czasem latencji (wielkością czasu od początku kolizji do aktywacji zapalnika poduszki gazowej), czy czasem inflacji poduszki gazowej (napełnienia airbag). Parametry dla przebiegu protokołu SRS są opracowywane indywidualnie do określonego pojazdu, z uwagi na różne rozmiary nadwozia, sposób umiejscowienia pasażerów, a także wykorzystane materiały i rozwiązania samego systemu bezpieczeństwa. Decydujące dla wdrożenia prawidłowego protokołu ochrony pasażera są pierwsze chwile kolizji stąd, ze względu na rangę zagadnienia, zostanie ono dokładnie omówione w dalszej części pracy.

W chwili kontaktu pojazdu z przeszkodą podczas kolizji jako pierwsze ulegają deformacji absorbery zderzaka wraz z jego belką. Są to elementy, które w swej genezie mają spełnić funkcję absorbcji energii uderzenia, która przy prędkości 16 km/h powinna zostać na tyle rozproszona, aby nie powodować w konstrukcji karoserii, dla elementów połączonych ze sobą w sposób nierozłączny (np. podłużnicy), trwałych deformacji przekraczających 2% (Rys.18) [62].



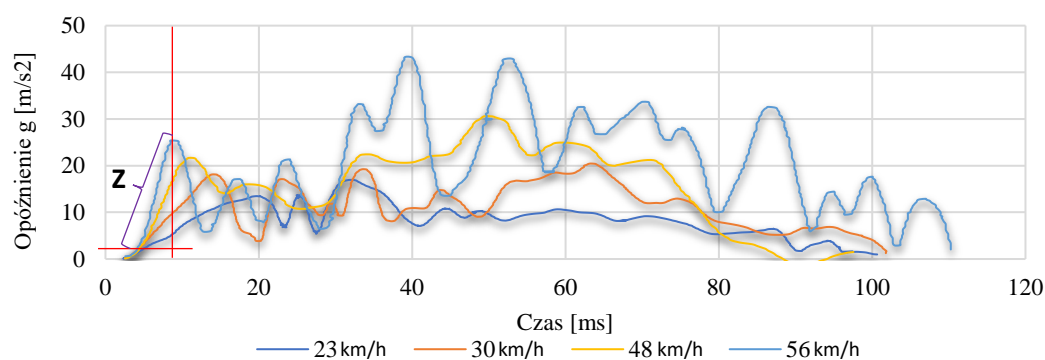
Rysunek 18. Model analizy numerycznej deformacji elementów nadwozia [62]

Charakterystyka przebiegu opóźnienia w tym zakresie dystrybucji energii uderzenia jest zbliżona do linearnej. Sztywność absorberów belki zderzaka wydaje się tak dobrana, aby podczas dystrybucji energii uderzenia, przebiegała w sposób liniowy i była skorelowana z nośnością graniczną P_{gr} sztywności podłużnicy w stanie przedwyboczeniowym. Z uwagi na brak informacji w literaturze potwierdzających powyższe założenie o linearności charakterystyki sztywności tego odcinka, niezbędnym wydaje się dla dalszych rozważań, przeprowadzenie analizy tego zagadnienia, zakładając wstępną hipotezę, że wykres charakterystyki opóźnienia w tym obszarze może uchodzić za prostoliniowy. Taki przebieg charakterystyki sztywności dla tego obszaru jest jeszcze z jednego powodu bardzo istotny, mianowicie, taka synergia sztywności absorbera zderzaka i podłużnicy, stanowi podstawę do zaproponowania alternatywnej do wymienionych w literaturze tematu, metody matematycznej pozwalającej na dobór odpowiedniego protokołu ochrony pasażera w zależności od prędkości kolizji. Dlatego w niniejszej pracy najpierw zostanie zbadana prostoliniowość przebiegu charakterystyki opóźnienia tego obszaru.

3.2.1. Analiza początkowego obszaru sztywności pojazdu na podstawie przebiegu charakterystyki opóźnienia

Do analizy zagadnienia wykorzystano, metodę aproksymacji liniowej, generując funkcję prostą na podstawie punktów wyznaczonych, co 0,5 ms, na krzywej przebiegu

opóźnienia. Głównym założeniem regresji liniowej jest znalezienie zależności pomiędzy zmienną objaśnianą, a objaśniającą. W omawianym przypadku ten związek jest bezdyskusyjny. Dlatego za główne kryterium dopasowania posłuży współczynnik determinacji R^2 , który pomnożony przez 100%, wskaże, jaki procent wariancji zmiennej zależnej wyjaśnia zmienną niezależną. Jako źródło danych posłużą raporty z bazy danych testów zderzeniowych NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration VSR Vehicle Crash Test Database) [24]. Założenie analizy opiera się na hipotezie, w której linearność charakterystyki sztywności w badanym obszarze, w istotny sposób nie zależy od modelu pojazdu, prędkości kolizji, czy konfiguracji ustawienia pojazdów podczas zderzenia czołowego. Na tym tle można wyróżnić następujące typy zderzeń: kolizja z przeszkodą przy prędkości 56 km/h, 64 km/h - offset 40%, oraz kolizja dwóch pojazdów z prędkościami 48 km/h, 70 km/h, 108 km/h [5] [63] [28] [29], dla pojazdów marki Ford, Honda, Dodge, Lincoln, Chevrolet. Na podstawie tak zdefiniowanych współrzędnych, przeprowadzono regresję liniową punktów każdego z próbkowanych przebiegów opóźnienia. Na rysunku 19., przedstawiono przykładowe wykresy przebiegu opóźnienia, jakie zostały zarejestrowane podczas kolizji czołowej ze sztywną przeszkodą. Przedmiotowa analiza dotyczy długości rejestrowanego sygnału „Z”, którego przedział wykresu wyznacza obszar od 1 [g], do pierwszego maksimum lokalnego, dla każdej z analizowanych charakterystyk (Rys. 19.).



Rysunek 19. Przebiegi charakterystyk opóźnienia pojazdu Honda Civic rejestrowanych podczas crashtestu dla przykładowych prędkości kolizji [64-67], z zaznaczonym obszarem „Z” dla analizy

Docelowo do przedmiotowej analizy uwzględnione zostało dziewiętnaście charakterystyk przebiegów opóźnień zarejestrowanych w trakcie kolizji czołowych, jakie były przeprowadzone na pojazdach we wspomnianych wcześniej konfiguracjach. Na podstawie analizy statystycznej współrzędnych przebiegu, w oparciu o tak ustaloną linię trendu dla wskazanego obszaru, określone zostały dla każdego przypadku następujące parametry przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wygenerowanych parametrów regresji liniowej dla analizowanych obszarów przebiegu charakterystyki opóźnienia dla dziewiętnastu przypadków crashtestu

l.p	Charakter kolizji	Wsp. determ. R^2	Błąd standardowy estymacji S	Współczynnik kierunkowy regresji β_1
1	Czołowa (56km/h)	0,983	1,108	7,816
2	Czołowa (56km/h)	0,981	1,093	3,291
3	Czołowa (56km/h)	0,972	1,339	3,069
4	Czołowa (56km/h)	0,986	1,286	2,384
5	Czołowax2*	0,974	1,085	3,368
6	Czołowax2*	0,975	1,285	5,242
7	Czołowax2*	0,967	0,611	1,494
8	Offset40%	0,994	0,327	2,64
9	Offset40%	0,978	0,484	2,556
10	Czołowax2**	0,979	0,595	2,348
11	Czołowax2**	0,971	0,581	2,522
12	Czołowax2**	0,955	0,839	1,359
13	Czołowax2**	0,973	0,539	2,571
14	Czołowa (56km/h)	0,978	1,3	7,270
15	Czołowa (56km/h)	0,950	1,486	2,32
16	Czołowa (56km/h)	0,985	0,66	3,727
17	Czołowax2***	0,943	2,536	4,213
18	Czołowax2***	0,973	1,263	6,475
19	Czołowax2***	0,985	1,323	6,784

gdzie:

Czołowa 56 km/h - kolizja przy prędkością 56 km/h w sztywną barierę- Ford,

Offset40% 64 km/h - kolizja przy prędkością 64 km/h-offset 40%- Ford,

Czołowax2* - kolizja pojazdów Chevrolet 108 km/h vs. Ford 0 km/h,

Czołowax2** - kolizja pojazdów Dodge 48 km/h vs. Lincoln 48 km/h

Czołowax2*** - kolizja pojazdów Ford 70 km/h vs. Honda 48 km/h

Wyniki analizy pozwalają stwierdzić, że model regresji liniowej uwzględniający zmienną niezależną [t], wyjaśnia od 94% do 99% wariancji zmiennej zależnej jaką jest g. Przeciętna różnica pomiędzy rzeczywistymi wartościami zmiennej zależnej g i wartościami przewidywanymi przez model wynosiła od 0,33 g do 2,54 g, co stanowi od 4,8% do 11,99% średniej dla zmiennej zależnej.

Jak można zauważyć z powyższej analizy, średnia różnica między rzeczywistymi wartościami opóźnienia, a wartościami przewidzianymi przez model wynosiła ok 1 g, (błąd standardowy estymacji S). Ten wynik daje podstawy, aby hipotezę o istotnej linearności badanego odcinka,

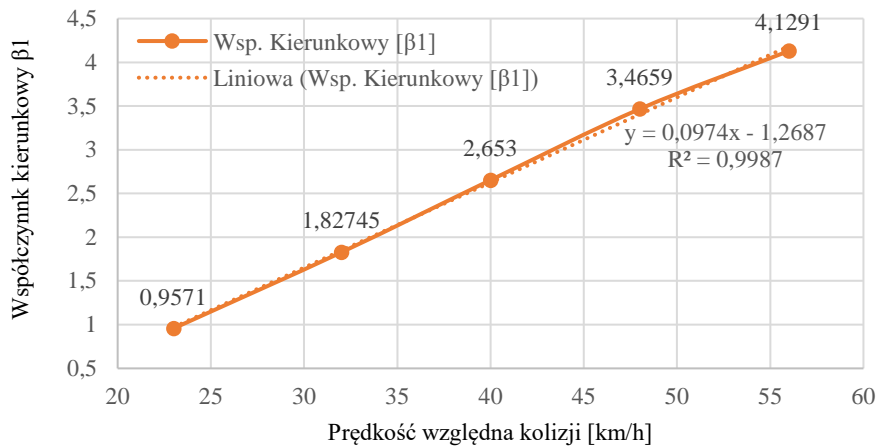
uznać za prawidłową. Jest to o tyle ważne, że oprócz wspomnianej synergii sztywności absorbera belki zderzaka i podłużnicy, pozwalającej na progresywny charakter skrócenia pojazdu, linearna modalność tego odcinka zostanie wykorzystana do kolejnej analizy, w której zostanie sprawdzone, czy w sposób wiarygodny można wyznaczyć prędkości kolizji, na podstawie tak ustalonego współczynnika kierunkowego prostej linii trendu β_1 . Pozytywny wynik tak przeprowadzonej analizy potwierdzi wiarygodność powyższej metody dla zastosowania jej w modelu algorytmu wdrażania systemu SRS.

3.2.2. Definiowanie prędkości kolizji metodą regresji liniowej na podstawie współczynnika kierunkowego β_1

Jak już zostało wspomniane, podstawowym parametrem determinującym wybór protokołu ochrony pasażera przez systemu SRS, jest parametr wygenerowany na podstawie wielkości mierzonego opóźnienia w początkowym etapie kolizji, który jest zmienny i zależny od względnej prędkości kolizji danego pojazdu. Jak można się domyślać, czym mniejsza prędkość zderzenia, tym szybkość narastania opóźnienia w pierwszych chwilach kolizji jest mniejsza, a co za tym idzie, przebieg wygenerowanej linii trendu w oknie próbkowania charakteryzuje się niższą wartością współczynnika kierunkowego. Do analizy zależności prędkości kolizji i współczynnika kierunkowego linii trendu posłużą wyniki raportów NHTSA, dla crashtestów zderzeń czołowych w nieodkształcalną przeszkodę pojazdu klasy średniej Honda Civic, których badania prowadzone były dla prędkości kolizji: 23 km/h, 32 km/h, 40 km/h, 48 km/h, 56 km/h [64-68]. Wyniki analizy przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Zestawienie wyników dla analizowanego przypadku pojazdu Honda Civic

lp	Prędkość [km/h]	Wsp. kierunkowy [β_1]
1	23	0,9571
2	32	1,82745
3	40	2,653
4	48	3,4659
5	56	4,1291



Rysunek 20. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 linii trendu dla współrzędnych przebiegu wykresu opóźnienia w początkowym etapie „Z” od względnej prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic

Graficzne przedstawienie zależności tak wygenerowanych współczynników kierunkowych i prędkości względnej kolizji ukazuje ich bardzo ścisłą w omawianym przypadku, liniową zależność (Rys. 20.). Na tle powyższej analizy można postawić tezę, że wykorzystanie regresji liniowej, wygenerowanej na podstawie konwersji rejestrowanego sygnału opóźnienia podczas zderzenia, może posłużyć do określenia dedykowanego dla danej prędkości kolizji, odpowiedniego protokołu ochrony pasażera. Tak postawiony wniosek z przeprowadzonej analizy wskazuje, że niezbędnym jest dla utrzymania referencyjnego poziomu bezpieczeństwa pasażerów, zachowanie nominalnych właściwości elementów, które ulegają deformacji. Oznacza to, że charakterystyka sztywności nadwozia pojazdu nie powinna być zmieniona w wyniku przeprowadzanej naprawy.

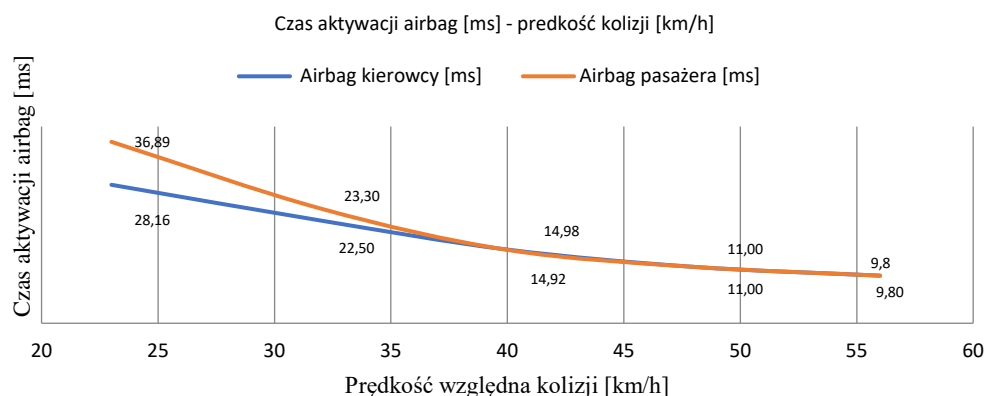
3.2.3. Okno czasowego próbkowania - diagnozowania sygnału

W dotychczasowych rozważaniach przeprowadzono analizę współrzędnych przebiegu wykresu opóźnienia, dotyczącą linearności oraz współczynnika kierunkowego, zakładając, że długość przedziału próbkowania obejmuje obszar „Z” (Rys.19), od 1 g, dla początku kolizji do pierwszego maksimum lokalnego rejestrowanego wykresu. W tym rozdziale zostanie podjęta próba weryfikacji i ukonstytuowania przedziału próbkowania sygnału opóźnienia w warunkach rzeczywistych dla pojazdu badawczego Honda Civic. Jak już wspomniano, literatura podaje [59], że system SRS załącza się w stan czuwania, gdy wartość opóźnienia w zależności od wielkości pojazdu przekroczy wartość od 1 g do 2 g. Po przekroczeniu tej wartości, sygnał miałby być próbkowany, diagnozowany w oknie czasowym trwającym ok 8-10 ms. Bazując na zarejestrowanych wykresach przebiegu opóźnienia i sygnału napięcia elektrycznego w przewodach aktywujących ładunek pirotechniczny poduszki gazowej podczas crashtestów, można wykazać, że próbkowanie sygnału dla wybranego dla tej pracy testowego samochodu

musi trwać znacznie krócej. Analiza tego zagadnienia pozwala postawić tezę, że przedział ten musi oscylować w granicach ok. 5 ms. Analiza zostanie oparta o raporty z crashtestów dla pojazdu Honda Civic [64-68]. Czasy aktywacji systemu SRS dla wartości powyżej 1 g zostały ustalone w oparciu w przebiegi zarejestrowanego opóźnienia. Natomiast czasy wywołania impulsu elektrycznego dla aktywacji poduszek gazowych, zostały ustalone w oparciu o zarejestrowane przebiegi sygnału napięcia elektrycznego w przewodach aktywujących ładunek pirotechniczny poduszki gazowej kierowcy testowanego pojazdu, jak i pasażera, (Tabela 3).

Tabela 3. Zestawienie prędkości kolizji z czasami aktywacji systemu SRS, próbkowania, diagnozowania prędkości kolizji i czasów aktywacji airbag [64-68]

Prędkość crashtestu [km/h]	23	32	40	48	56
moment uderzenia	0	0	0	0	0
czas aktywacji systemu SRS [ms] dla 1 [g].	2,4	1,8	1,4	1,1	0,85
czas próbkowania, diagnozowania prędkości kolizji dla 5 [ms]	7,4	6,8	6,4	6,1	5,85
czas próbkowania, diagnozowania prędkości kolizji dla 10 [ms]	12,4	11,8	11,4	11,1	10,85
czas impulsu elektrycznego aktywacji airbag kierowcy [ms]	28,16	22,5	14,92	11,0	9,8
czas impulsu elektrycznego aktywacji airbag pasażera [ms]	36,89	23,3	14,98	11,0	9,8



Rysunek 21. Czasy aktywacji ładunków pirotechnicznych poduszek gazowych w zależności od prędkości kolizji

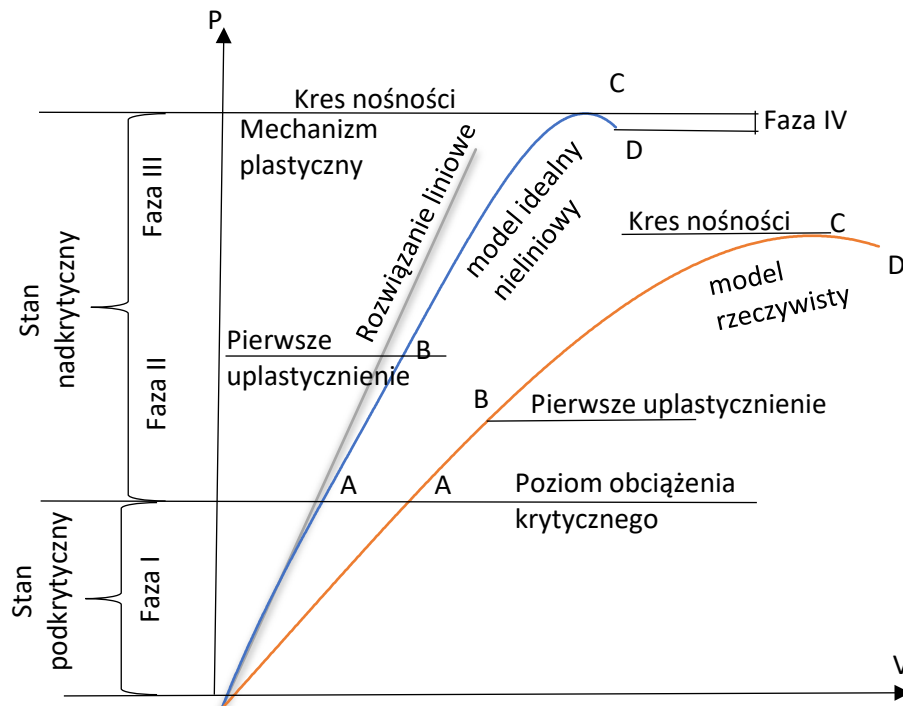
Jak można zauważyć, dla badanych przypadków, czasy aktywacji poduszki gazowej względem prędkości kolizji charakteryzują się ścisłą zależnością (Rys. 21). Krótszy czas aktywacji poduszki gazowej wraz z przyrostem prędkości kolizji jest w pełni uzasadniony dla sprawnej ochrony pasażera, którego prędkość przemieszczania podczas kolizji, względem pojazdu wzrasta wraz z prędkością kolizji. Jednocześnie przedstawione w tabeli 3. zestawienie czasów „próbkowania - diagnozowania prędkości kolizji dla 10 ms” wyraźnie wskazuje, że podane w literaturze [59] - 10 ms czasu próbkowania sygnału dla zdefiniowania dedykowanego dla danej prędkości względnej kolizji protokołu ochrony pasażera, nie zawiera się w czasie aktywacji „impulsu elektrycznego aktywacji AIRBAG kierowcy” dla prędkości 48 i 56 km/h, co zostało

zaznaczone w tabeli 3. pogrubioną kursywą. Dlatego w oparciu o przeprowadzoną analizę, określono przedział czasu próbkowania sygnału dla wybranego pojazdu badawczego tj Honda Civic, na 5 ms. Tym samym unifikując dla dalszej części tej pracy przedział okna czasowego próbkowania - diagnozowania sygnału został on ograniczony na osi rzędnych przez parametr opóźnienia $1 \leq g \leq \infty \text{ m/s}^2$ oraz na osi odciętych przez czas $0 \leq t \leq 7 \text{ ms}$.

3.3. Model matematyczny

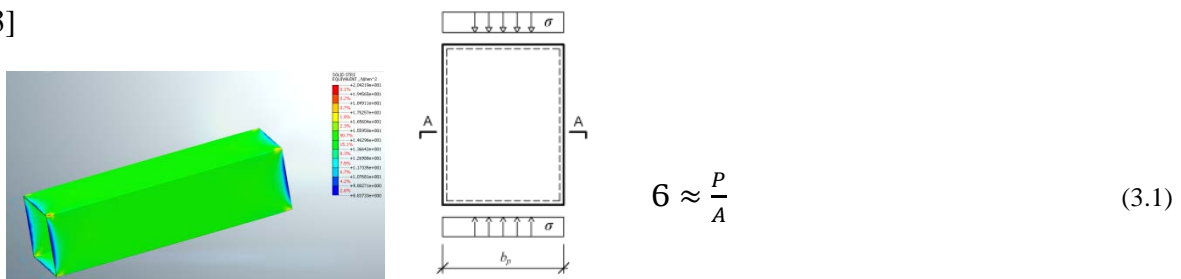
Omówione w poprzednich rozdziałach zagadnienia zostaną wykorzystane w studium procesów absorpcji energii podczas zgniatania podłużnicy przedstawione za pomocą modelu matematycznego. W pierwszej części tego rozdziału, opisane zostaną procesy zachodzące od momentu zadziałania siły ściskającej do zmiany postaciowej zgniatanego ustroju z repartycją zaproponowaną przez Piekarczyka [69] i w oparciu o teorię wyboczenia opracowaną przez Timoszenko [70], przechodząc następnie do omówienia parametrów energochłonności i geometrycznych [2] [71], zgniatanych profili cienkościennych dla obszarów zmian postaciowych. W rozważaniach teoretycznych omawianego zagadnienia dla profilu cienkościennego o przekroju kwadratowym obrane zostanie za podstawę opracowanie prof. Stephena P. Timoshenko. Dodatkowo, z uwagi na fakt, że podstawy teoretyczne przedstawione przez Timoshenko w książce „Teoria stateczności sprężystej” zostały opublikowane przeszło pół wieku temu, zostaną uzupełnione o opracowania teoretyczne z innych źródeł [72] [73], pomijając wyprowadzenia i przekształcenia przytoczonych tam zależności. Dla potrzeb przedstawionych rozważań teoretycznych posłuży model ustroju o kwadratowym przekroju poprzecznym. Przypadek ten uwzględnia warunki brzegowe, w których ścianki ustroju są ściskane prostopadle do przekroju poprzecznego.

Omawiany przypadek charakteryzuje się tym, że po przekroczeniu naprężeń krytycznych ścianek profilu nie wyczerpuje się nośność takiego ustroju, a wartość naprężenia jaka może zostać przeniesiona, wielokrotnie może przekraczać wartość naprężeń krytycznych poszczególnych ścianek. Taki profil zaliczany jest do klasy 4, wg PN-EN 1993-1-1+A1, 2006 [16]. Według Piekarczyka aktywność profilu klasy 4 na przykładowym dwuteowniku dźwigara o smukłych środnikach, w przypadku rozważania modelu idealnego, bez wad (krzywa koloru niebieskiego - Rys. 22.), można podzielić na cztery następujące po sobie fazy ujęte na rysunku 22 [72].



Rysunek 22. Fazy pracy idealnego i rzeczywistego modelu dźwigara blachownicowego [72]

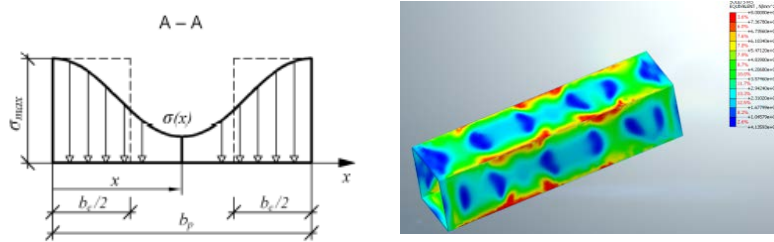
Na tle tego wykresu można wyróżnić poziom obciążenia krytycznego. Jest to wartość obciążenia, poniżej którego w ściankach przekroju naprężenia rozkładają się w sposób identyczny na całej szerokości ściskanego ustroju zgodnie z prawem Saint-Venanta (Rys. 23) [73]



Rysunek 23. Rozkład naprężeń normalnych w ściankach ściskanego osiowo ustroju, dla fazy I [73]

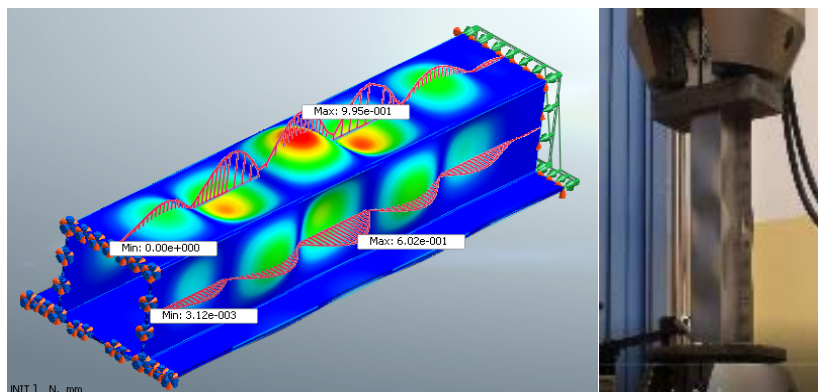
W przypadku ustrojów klas niższych jak 1,2,3, wg PN-EN 1993-1-1+A1, 2006 [16] lub inaczej, dla typowej konstrukcji wykonanej z prętów klasy 1,2,3, jest to wartość, która wyczerpuje nośność ustroju, tym samym określa jego wytrzymałość. Jednak w przypadku rozpatrywanego profilu klasy 4., stanowi jedynie o pewnej granicy, powyżej której w rozpatrywanych ściankach ustroju pojawiają się wyboczenia lokalne. Wyboczenia te wywołują zmianę rozkładu naprężeń w ściankach przechodząc ze stanu wcześniej opisanego do stanu nierównomiernego (Rys. 24). Etapem tym jest faza II, stan nadkrytyczny, powyżej granicy wystąpienia naprężeń krytycznych w ściankach przekroju Ten rozkład naprężeń przebiegający w sposób sinusoidalny jest cechą

szczególną profili klasy 4, u których przekroczenie naprężeń krytycznych σ_{kr} , nie wyczerpuje nośności ustroju pod warunkiem prawidłowo dobranych parametrów geometrycznych.



Rysunek 24. Rozkład naprężeń w płycie ściskanej swobodnie podpartej na krawędziach, po przekroczeniu naprężeń krytycznych σ_{kr} . [73]

Etap ten charakteryzuje się pojawianiem na powierzchni rozpatrywanego ustroju półfal, jakich wielkość, ilość, a także rozmieszczenie są zależne głównie od parametrów geometrycznych oraz warunków brzegowych ustroju (Rys. 25). W tym stanie deformacja ma charakter sprężysty i możliwa jest globalna bądź lokalna utrata stateczności lub interakcja między nimi. Stąd tak istotny, wspomniany wcześniej, prawidłowy dobór parametrów geometrycznych ustroju, dla uniknięcia globalnego wyboczenia [72].



Rysunek 25. Rozkład przemieszczeń i tworzenie się półfal na powierzchni ściskanego ustroju klasy 4., po przekroczeniu naprężeń krytycznych σ_{kr}

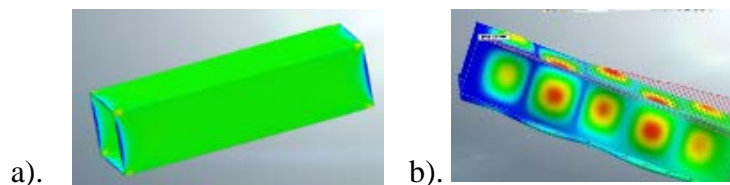
Z badań [72] [73] wynika, że już przy obciążeniu nieznacznie większym od krytycznego, pasmo płytowe przyjmuje wypukłość. Przy wzroście obciążenia, wypukłości tworzą się w strefach brzegowych. Po dalszym rozszerzaniu się wypukłości następuje gwałtowne przejście do nowej postaci wygięcia płyty, co jest równoznaczne z osiągnięciem jej nośności granicznej P_{gr} tj. końcem fazy III. Zakres nadkrytycznego zachowania płyty zwiększa się wraz ze wzrostem stosunku jej szerokości do grubości. Wzrost nie jest jednak równomierny. Stwierdzono, że w przypadku płyt cienkich i szerokich ich nośność niewiele wzrasta ponad pewną wartość przy dalszym zwiększaniu szerokości [70] [74]. W zależności od wymiarów płyty i od sposobu jej podparcia, a także występujących w płycie obciążeń oraz granicy plastyczności materiału,

nośność graniczna w stosunku do siły krytycznej może być znaczna, nawet kilka razy większa. Jednak, gdy obciążenie krytyczne σ_{kr} jest bliskie granicy plastyczności R_e , różnica między obciążeniem krytycznym σ_{kr} i granicznym P_{gr} jest nieduża. W obszarze uplastycznienia materiału doznaje on pierwszych trwałych zmian wiązań międzyatomowych jego struktury, powodujących trwałe i nieodwracalne odkształcenia, aż do mechanizmu zniszczenia. Należy zauważyć, że przy prawidłowo zaprojektowanym ustroju górna granica tego etapu P_{gr} jest określona przez granicę plastyczności R_e . W opisie pracy poszczególnych płyt należy przyjąć nieliniowość geometryczną i materiałową.

Ostatnim czwartym etapem jest proces niszczenia, który może przebiegać w sposób nagły bądź powolny. Etap ten charakteryzuje się przyrostem przemieszczeń δ_K przy jednoczesnej redukcji nośności [72].

W kolejnym kroku omówione zostanie zagadnienie związane z wyznaczeniem granicy pierwszego etapu tj: naprężeń krytycznych σ_{kr} , czyli górnej granicy obszaru stosowania klasycznej teorii sprężystości.

Gdy naprężenia ściskające zbliżają się do wartości krytycznej, następują wyboczenia lokalne ścianek i przekroje przybierają kształt uwidoczniony na rysunku 26. [70].



Rysunek 26. Zmiana kształtu a) przed osiągnięciem naprężeń krytycznych, b) po przekroczeniu poziomu obciążenia krytycznego

W opracowaniach przedstawionych przez Timoshenko, wzdłuż pionowych krawędzi w narożach wyboczonej skrzynki zakłada się, że nie działają momenty zginające i każda ścianka znajduje się w warunkach ściskanej płyty prostokątnej o brzegach swobodnie podpartych.

Po utracie stateczności długa płyta podparta przegubowo na dłuższych krawędziach dzieli się, w przybliżeniu, na płyty kwadratowe. Wyznaczenie ilości półfal m , które pojawiają się po przekroczeniu siły krytycznej σ_{kr} , w dużym uproszczeniu oblicza się z poniższej zależności [70]:

$$m \approx \frac{a}{b} \quad (3.2)$$

gdzie:

a – długość płyty,

b – szerokość płyty do przekroju, którego przyłożone jest obciążenie.

Krytyczne obciążenie można obliczyć, korzystając ze wzoru wyjściowego, gdzie po wyznaczeniu liczby półfal powierzchni wyboczenia płyty dla m -półfal, ma on postać [70]:

$$N_{x\ kr} = \frac{D\pi^2}{b^2} \left(\frac{a}{mb} + \frac{mb}{a} \right)^2 \quad (3.3)$$

Podstawiając określoną ilość półfal np. $m=5$, otrzymujemy wynik [70]:

$$N_{x\ kr} = \frac{D\pi^2}{b^2} \left(\frac{a}{5b} + \frac{5b}{a} \right)^2 \quad (3.4)$$

Gdzie D określa sztywność zginania płyty i określona jest wzorem [72]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3.5)$$

gdzie:

E – moduł Younga

ν – wsp. Poissona

h - grubość płyty

Zgodnie z poniższym wzorem na krytyczną wartość obciążenia ściskającego $\bar{\sigma}_{kr}$, przyjmuje on postać [70]:

$$\bar{\sigma}_{kr} = \frac{N_{x\ kr}}{h} = \frac{\pi^2 E h^2}{12(1-\nu^2)b^2} \left(\frac{a}{5b} + \frac{5b}{a} \right)^2 = \frac{\pi^2 E h^2 k}{12(1-\nu^2)b^2} \quad (3.6)$$

gdzie:

$$k = \left(\frac{a}{5b} + \frac{5b}{a} \right)^2 \quad (3.7)$$

Określona z powyższych zależności wartości krytyczna $\bar{\sigma}_{kr}$ jest rzeczywista pod warunkiem, że jest ona mniejsza, niż granica proporcjonalności. Powyżej granicy proporcjonalności powyższy wzór daje zbyt duże wartości $\bar{\sigma}_{kr}$ i rzeczywistą wartość tego naprężenia otrzymać można tylko uwzględniając plastyczne odkształcenia materiału. W każdym szczególnym przypadku wyznacza się graniczną wartość stosunku h/b , do której można stosować powyższy wzór, podstawiając w nim za $\bar{\sigma}_{kr} = \bar{\sigma}_{pl}$ w założeniu, że wzór ten zachowuje ważność, aż do granicy plastyczności R_e materiału [70].

Powyższe obliczenia naprężeń krytycznych bazowały na założeniu, że ugięcia płyty są bardzo małe i że można pominąć odkształcenia powstające przy jej wyboczeniu w płaszczyźnie środkowej. Z badań empirycznych [72] [73] wynika, że zachowanie płyty po wyboczeniu jest całkowicie odmienne niżeli zachowanie pręta ściskanego. Dla pręta obciążenie krytyczne $\bar{\sigma}_{kr}$ uważać można za graniczne P_{gr} , podczas, gdy wyboczona cienka płyta może przejść znacznie większe obciążenie niżeli to, przy którym rozpoczyna się wyboczenie. Rozważany przypadek

wyoboczenia kwadratowej płyty ściskanej z uwzględnieniem dużych ugięć, gdzie $a=b$, $m=1$, z brzegami płyty mających możliwość swobodnego przemieszczania się w płaszczyźnie poziomej. Można określić krytyczną wartość skrócenia płyty e_{kr} , powyżej której wystąpi ugięcie f , z zależności [70]:

$$e_{kr} = 0,904 \frac{h^2}{a'^2} \quad (3.8)$$

gdzie:

$$a' = b' = 1/2 a = 1/2 b$$

Jeżeli zamiast jednostkowego równomiernego skrócenia e przyjąć wartość $n=e/e_{kr}$ razy większą niżeli określona powyższym wzorem, to obliczyć można ugięcie płyty [70]:

$$f = 1,133h\sqrt{n-1} \quad (3.9)$$

Całkowite obciążenie przejęte przez płytę przy skróceniu jednostkowym $e = ne_{kr}$ wyniesie [70]:

$$P = 2a'h \left(0,661 + \frac{0,339}{n} \right) n\sigma_{kr} \quad (3.10)$$

Efektywna szerokość płyty b_e , która ma swobodę rozszerzania się na boki (rys. 27), równa jest [70]:

$$b_e = 2a' \left(0,661 + \frac{0,339}{n} \right) \quad (3.11)$$

Rysunek 27. Model zastępczej szerokości płyty ($b_w=b_e$) [72]

Zakładając, że stan całkowitego zniszczenia płyty następuje, gdy największe naprężenia styczne osiągną wartość τ_{pl} , można wyznaczyć graniczne obciążenie, które przejąć może płyta z warunku [70]:

$$\tau_{max} = 1/2 \sigma_{pl} = \frac{Eh^2(1,38n - 0,473)}{2a'^2} \quad (3.12)$$

Korzystając z powyższej zależności można wyznaczyć wartość współczynnika n [70]:

$$n = 0,725a'^2 \frac{\sigma_{pl}}{Eh^2} + 0,34 \quad (3.13)$$

Wartość obciążenia granicznego, powyżej którego wyczerpie się nośność płyty, wyrazić można za pomocą wzoru [70]:

$$P_{gr} = 0,867a'h\sigma_{pl} + \left(1,02E \frac{h^3}{a'}\right) = 2a'h\sigma_{pl} \left(0,434 + 0,566 \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{pl}}\right) \quad (3.14)$$

Jednak w przypadku bardzo cienkich płyt w praktyce otrzymuje się znacznie mniejsze wartości szerokości efektywnej b_e , niż obliczone w uprzedni sposób. Przyczyna rozbieżności tkwi w niewystarczająco dokładnie przyjętych współczynnikach określających odkształcenia płyty. Prowadzi to do zbyt dużych wartości jej sztywności. Należy również zauważyć, że w doświadczeniach wykonywanych z cienkimi płytami, różne rodzaje niedoskonałości mogą w istotnym stopniu zmniejszyć wartości zastępczej szerokości płyty i jej graniczną nośności.

Badania oparte na teorii dużych ugięć wykazały, że można uprościć zagadnienie, przyjmując znikanie odkształceń postaciowych na brzegach płyty. Obliczona w ten sposób efektywna szerokości wynosi [70]:

$$b_e = \frac{1}{2} 2a' \left(1 + \frac{1}{n}\right) \quad (3.15)$$

Dalsze przekształcenia wykazały, że efektywną szerokość płyty przedstawić można, przy założeniu $\sigma_{kr} < \sigma < 60 \sigma_{kr}$ za pomocą następującego przybliżonego wzoru [70]:

$$b_e = 1,54h \sqrt{\frac{E}{\sigma}} + 0,19(2a') \quad (3.16)$$

Wyznaczanie efektywnych obszarów szerokości zastępczych, stanowi istotny element w projektowaniu ustrojów klasy 4, dlatego warto w tym miejscu nieco dokładniej omówić to zagadnienie.

Prekursorem badań efektywnych obszarów szerokości zastępczych płyt ściskanych był Von Karman, wyznaczając ich wartość z poniższych zależności [72]:

$$b_e = b \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{kr}}\right)^{-\frac{1}{2}} \text{ gdzie } \sigma_{kr} = \frac{k\pi^2 E h^2}{12(1-\nu^2)b^2} \quad (3.17)$$

gdzie:

b_e - szerokość efektywna współpracującej ścianki

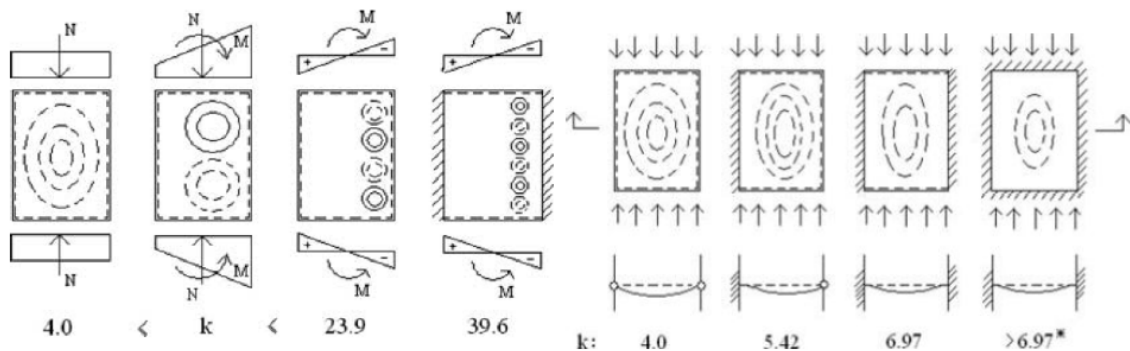
E – współczynnik sprężystości materiału płyty,

h – grubość płyty,

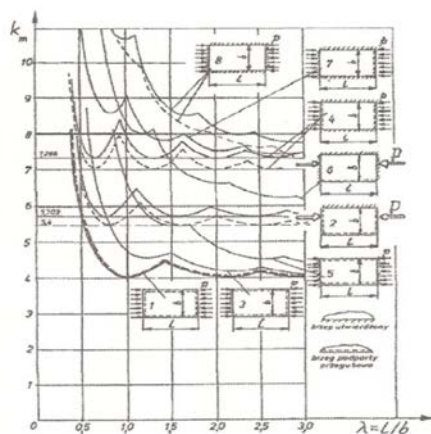
ν – współczynnik Poissona materiału płyty,

b – szerokość płyty.

k – współczynnik zależny od warunków podparcia i sposobu obciążenia płyty. Współczynnik ten można dobrać z poniższych opracowań (Rys. 28, 29).



Rysunek 28. Różne rodzaje obciążeń dla konfiguracji z podporytymi, nieprzesuwnymi krawędziami [72]



Rysunek 29. Zmiana wartości współczynnika k dla różnych warunków podparcia płyt ściskanych [75]

Problemem nośności nadkrytycznej zajmowało się wielu badaczy między innymi: Scheller, Donnel, Marguerre, Cox, Papkowitsch, Kotier, Winter [73].

Stosowane w normach wzory do wyznaczania szerokości efektywnej są oparte na formule Wintera. W normach AISI:1996, EC3:1996, PN-B-03207 podano wzory na szerokość współpracującą (efektywną) ścianek bez usztywnień pośrednich w następującej postaci [73]:

$$b_e = \rho b \quad (3.18)$$

gdzie:

$$\rho = \frac{1 - 0,22}{\lambda_p}; \text{ gdy } \lambda_p > 0,673; \quad \rho = 1, \text{ gdy } \lambda_p \leq 0,637 \quad (3.19)$$

Przy czym smukłość względna:

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{f_{yb}}{6k_r}} = \frac{b}{h} \sqrt{\frac{12(1 - \nu^2)f_{yb}}{\pi^2 E k \sigma}} \quad (3.20)$$

gdzie:

b_e – szerokość efektywna współpracującej ścianki,

b – umowna szerokość płaskiej ścianki,

f_{yb} – granica plastyczności materiału wyjściowego,

σ_{kr} – naprężenia krytyczne miejscowej utraty stateczności,

h – grubość ścianki,

ν – współczynnik Poissona materiału,

E – współczynnik sprężystości podłużnej materiału,

$k\sigma$ – współczynnik analogiczny jak w poprzednim wzorze 3.17, jednak zależny jedynie od sposobu obciążenia płyty, gdyż procedury w wyżej wymienionych normach uwzględniają tylko przypadek przegubowego podparcie ścianek.

W EC3:2002 podano odmienne formuły dla ścianek usztywnionych wzdłuż dwóch krawędzi:

$$\rho = \frac{1 - \frac{0,055(3 + \Psi)}{\lambda_p}}{\lambda_p} \quad (3.21)$$

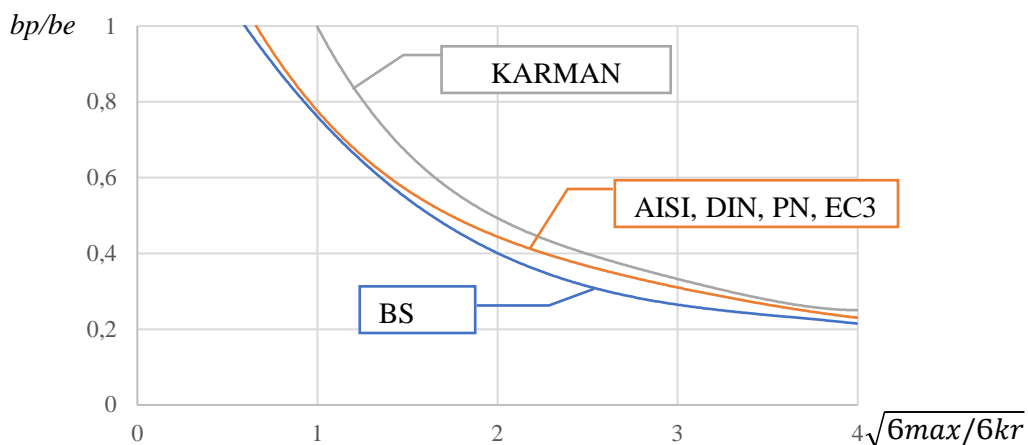
gdzie:

$\Psi = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$ - dla przypadku równomiernie ściskanej płyty współczynnik ten wynosi 1.

σ_2 – mniejsze brzegowe naprężenie ściskające w ścianie,

σ_1 – większe brzegowe naprężenie ściskające w ścianie.

Na wykresie (Rys. 30) porównano niniejsze formuły z uwzględnieniem dodatkowo norm DIN18807 oraz BS5950-6:1995



Rysunek 30. Porównanie normowych formuł do wyznaczania szerokości efektywnej [73]

Przechodząc do zagadnień związanych z wyznaczaniem nośności granicznej P_{gr} wyboczonych płyt, czyli górnej granicy trzeciego etapu. W praktyce projektowania konstrukcji metalowych należy brać pod uwagę fakt, że płyta już po wyboczeniu przejąć może obciążenia wielokrotnie większe niż krytyczne σ_{kr} , jednocześnie nie ulegając zniszczeniu. Dlatego wydaje się zasadnym określenie nie tylko obciążenia krytycznego σ_{kr} , lecz również obciążenia granicznego P_{gr} . W celu obliczenia z grubsza obciążenia granicznego przy ściskaniu swobodnie podpartej płyty, prostokątnej można przyjąć, że obciążenie ściskające przekazywane na płytę jest ostatecznie

przejmowane przez dwa pasma o szerokości c po obu stronach płyty o łącznej długości $b_e = 2c$, i że na tych pasmach, rozkład obciążenia jest równomierny. Przy takim założeniu można nie uwzględniać środkowej partii płyty i traktować oba pasma jako długą, swobodnie podpartą płytę prostokątną o szerokości b_e . Wychodząc z takiego założenia, naprężenia krytyczne $\bar{\sigma}_{kr}$ dla takiej płyty wyniosą [70]:

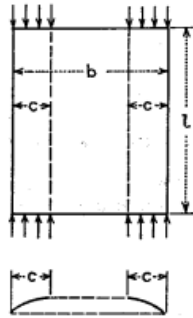
$$\sigma_{kr} = \frac{4\pi^2 D}{h(b_e)^2} = \frac{\pi^2 E h^2}{12(1-\nu^2)c^2} \quad (3.22)$$

Przyjmując, że graniczne obciążenie P_{gr} osiągnięte przy $\bar{\sigma}_{kr}$ równe jest granicy plastyczności R_e materiału, ulegną uplastycznieniu strefy podporowe (krawędzie) płyty, a to wyczerpuje nośność ustroju. Z powyższej zależności otrzymać można wzór na szerokość efektywną, przy której naprężenia krytyczne $\bar{\sigma}_{kr}$, osiągną granicę plastyczności R_e [70]:

$$c = \frac{\pi h}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \sqrt{E/\sigma_{pl}} \quad (3.23)$$

gdzie:

$c = \frac{1}{2}b_e$ - szerokość efektywna współpracującej ścianki (Rys. 31),



Rysunek 31. Szerokość efektywna współpracującej ścianki [70]

graniczne zaś obciążenie wyniesie [70]:

$$P_{gr} = 2ch\sigma_{pl} = \frac{\pi h^2 \sqrt{E\sigma_{pl}}}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \quad (3.24)$$

Z równania 3.24, wynika, że obciążenie graniczne nie zależy od szerokości b płyty i jest proporcjonalne do kwadratu jej grubości. Wynik różni się od otrzymanego w równaniu 3.14, przy założeniu, że brzegi płyty pozostają przy wyboczeniu proste. W przypadku, gdy nie ma więzi zapewniających takie warunki, wyniki uzyskane w sposób doświadczalny wykazują zadowalającą zgodność z powyższym wzorem. Jednak większą zgodność można uzyskać wprowadzając do tego wzoru zamiast współczynnika [70]:

$$\frac{\pi}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} = 1,9, \text{ przy } \nu = 0,3 \quad (3.25)$$

zmienny współczynnik C , zależny od wymiarów i właściwości materiału płyty:

$$C = \sqrt{\frac{Eh}{\sigma_{pl}b}} \quad (3.26)$$

Z uwzględnieniem powyższego współczynnika C , równanie 3.24, na graniczne obciążenia przybiera postać [70]:

$$P_{gr} = Ch^2 \sqrt{E\sigma_{pl}} \quad (3.27)$$

W przypadku ściskania cienkościennych skrzynek o przekroju kwadratowym krawędzie skrzynek pozostają przy wyboczeniu proste, wskutek czego warunki zbliżone są do założeń przyjętych we wzorze 3.14. W przypadku wytwarzania ustrojów, których krawędzie podlegają procesowi formowania na zimno, dochodzi do utwardzenia materiału w narożach elementu w wyniku zgniotu, a co za tym idzie, podwyższenia w tych miejscach granicy plastyczności R_e i wytrzymałości R_m . Norma [76] dotycząca wymiarowania elementów cienkościennych klasy 4, dopuszcza przy szacowaniu nośności granicznej P_{gr} elementów i spełnieniu pewnych warunków, zwiększenie granicy plastyczności R_e materiału, ze względu na efekt zgniotu, według wzoru [73] [76]:

$$f_{ya} = f_{yb} + \frac{(f_u - f_{yb})jph^2}{A_g}, \text{ lecz; } f_{ya} \leq \frac{(f_u - f_{yb})}{2} \quad (3.28)$$

gdzie:

f_{ya} – średnia granica plastyczności całego kształtownika,

f_{yb} – minimalna granica plastyczności materiału wyjściowego ($R_{e \min}$),

f_u – minimalna wytrzymałość na rozciąganie ($R_{m \min}$),

A_g – pole przekroju poprzecznego brutto,

j – współczynnik, którego wartość zależy od rodzaju urządzenia do profilowania; $j = 7$ przy profilowaniu za pomocą giętarki rolkowej; $j = 5$ przy profilowaniu za pomocą prasy do gięcia lub krawędziarki,

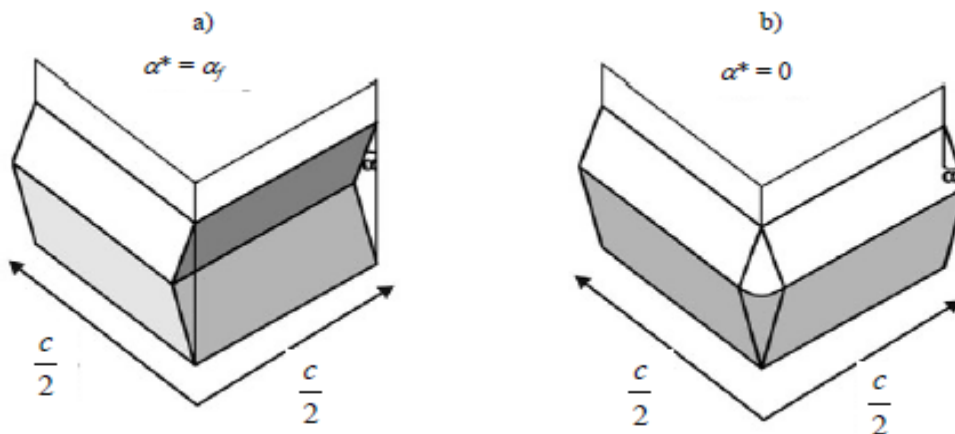
p – liczba zaokrąglonych naroży w kształtowniku o promieniu wewnętrznego zaginania $r \leq 5t$ i kącie $\vartheta = 90^\circ$ (gdy poszczególne kąty zaokrąglonych naroży mają wartość większą niż 90° , to dla takich zagięć naroże charakteryzuje się liczbą 1, zmniejszoną o część proporcjonalną do nadwyżki kąta ponad 90° ; przykładowo dla kąta 120° będzie $1 - 30^\circ/90^\circ = 0.667$).

Dotychczasowe zagadnienia wyznaczały granice etapów występujących w procesie ściskania profili klasy 4. Począwszy od wystąpienia w ustroju sił ściskających, następnie naprężeń krytycznych σ_{kr} , a skończywszy na naprężeniach granicznych P_{gr} , wyznaczających nośność

ustroju, po przekroczeniu której zachodziła jego zmiana postaciowa. Tak rozpoczęty proces pochłaniania energii omawianych profili cienkościennych jest w większości przypadków inicjowany sprężystym lub sprężysto-plastycznym wyboczeniem jednej lub kilku ścianek ustroju, po którym następuje propagacja obszarów uplastycznionych, zlokalizowanych w tzw. przegubach plastycznych. Przeguby te są swoistego rodzaju węzłami plastycznego mechanizmu zniszczenia, dlatego miarą efektywności dla absorbera energii jest wielkość rozpraszanej energii w procesie deformacji tego mechanizmu [71].

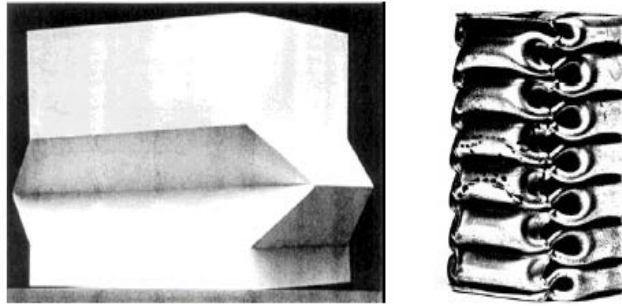
Jak już zostało wspomniane, zmiana postaciowa ustroju (jego zniszczenie) następuje, gdy łączne naprężenia ściskające i zginające w najsłabszym przekroju poprzecznym osiągną wartość granicy plastyczności materiału. Dlatego wymiar ścianek powinien być tak dobrany, aby współczynnik pewności na wyboczenie ścianki był większy niż współczynnik na wyboczenie ustroju, wtedy to zniszczenie ustroju nastąpi w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najsłabszym przekroju poprzecznym. Oznacza to, że lokalna utrata stateczności (wyboczenie lokalne) wystąpi w miejscu niezgodności materiału (wady, nieciągłości), w rezultacie czego powstanie pierwsza fala plastyczna. Oczywiście na skutek wszelkiego rodzaju wad uplastycznienie powstaje, gdy średnie naprężenie ściskające w ustroju jest dużo niższe od granicy plastyczności [70].

Element podstawowy mechanizmu fałdowania dla profilu może ulec deformacji w sposób asymetryczny – quasi-nierozciągliwy lub symetryczny – rozciągliwy, jak to przedstawiono na rysunku 32 [77].

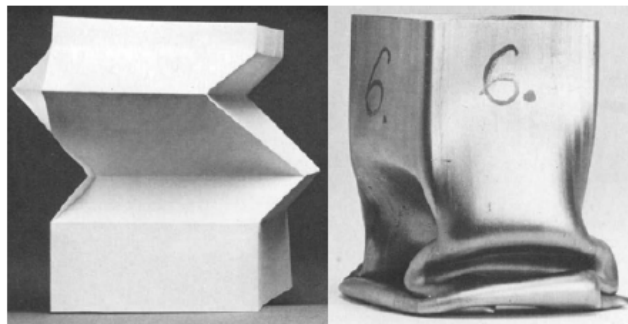


Rysunek 32. Mechanizmy deformacji elementu podstawowego: typ I – deformacja asymetryczna, b) typ II – deformacja symetryczna [71] [77] [78]

Na tle tych mechanizmów deformacji dla parametrów energochłonności, kwadratowych belek cienkościennych, można wyróżnić zginięcie w sposób asymetryczny typu A przedstawione na rysunku 33., i zginięcie asymetryczne mieszane typu B przedstawione na rysunku 34. [71] [77].

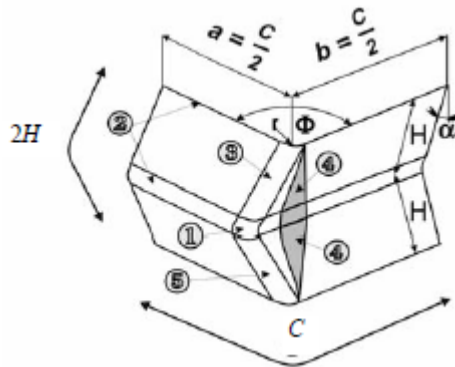


Rysunek 33. Deformacja asymetryczna typu A: a) model papierowy, b) zgnieciony profil cienkościenny [71] [77]



Rysunek 34. Deformacja asymetryczna mieszana typu B: a) model papierowy, b) zgnieciony profil cienkościenny [71] [77]

Model kinematyczny można wyznaczyć za pomocą przedstawionego na rysunku 35., uproszczonego modelu superelementu, który opisano za pomocą pięciu charakterystycznych obszarów deformacji [71]:



Rysunek 35. Schemat superelementu [71] [78]

1. deformacja ciągła sekcji „płynącej” powierzchni toroidalnej w tak zwanym punkcie wierzchołkowym,
2. zginanie wzdłuż stacjonarnych linii przegubów plastycznych,
3. deformacja związana z przewijaniem materiału wzdłuż przemieszczających się linii przegubów,

4. deformacje rozciągające powierzchnię stożkową w fazie unieruchomienia podczas procesu zgniatania,
5. deformacje powstałe podczas zginania wzdłuż pochyłych linii przegubów stacjonarnych na skutek unieruchomienia przegubów ruchomych wewnątrz elementu.

Energię absorbowaną podczas statycznego zgniatania elementu podstawowego o deformacji asymetrycznej typu A przedstawiono za pomocą wzoru [71]:

$$E_A = M_0 \left(2\pi \frac{H^2}{h} + 2\pi C + \pi H \right) \quad (3.29)$$

Całkowicie złożony pojedynczy mod, asymetrycznie ściskanej belki prostokątnej ma długość równą długości fali plastycznej $2H$. Składa się on z czterech superelementów, dzięki którym absorbowana jest energia E_A .

Średnią siłę zgniatania P_{sr} belki cienkościennej o asymetrycznej postaci deformacji, wyznacza się z zależności [71] [77]:

$$\frac{P_{sr}}{M_0} = 38,12 \left(\frac{C}{h} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.30)$$

Energia absorbowana podczas statycznego zgniatania elementu podstawowego o deformacji asymetrycznej mieszanej typu B (Rys. 34.), ma postać równania [71]:

$$E_B = M_0 \left(16HA_1 \frac{r}{h} + 2\pi C + 4A_3 \frac{H^2}{r} \right) \quad (3.31)$$

gdzie:

$$A_1 = 0,555,$$

$$A_3 = 1,148,$$

h – grubość ścianki,

C – całkowita długość dwóch ramion elementu $C = a + b$,

$M_0 = \frac{\sigma_0 h^2}{4}$ – moment pełnego zgięcia plastycznego pasma o jednostkowej szerokości,

H – odległość między sąsiednimi przegubami plastycznymi,

r – promień powierzchni toroidalnej,

σ_0 – naprężenie w obszarze plastycznego odkształcenia.

Pojedyncza warstwa asymetrycznie zgniezionej belki prostokątnej składa się z dwóch modów o całkowitej długości początkowej $4H$ (sześć podstawowych elementów typu I oraz dwóch podstawowych elementów typu II, (Rys. 32.).

Średnią siłę zgniatania P_{sr} belki cienkościenniej o asymetrycznej mieszanej postaci deformacji, wyznacza się z zależności [71] [77]:

$$\frac{P_{sr}}{M_0} = 33,58 \left(\frac{c}{h}\right)^{\frac{1}{3}} + 2,92 \left(\frac{c}{h}\right)^{\frac{2}{3}} + 2 \quad (3.32)$$

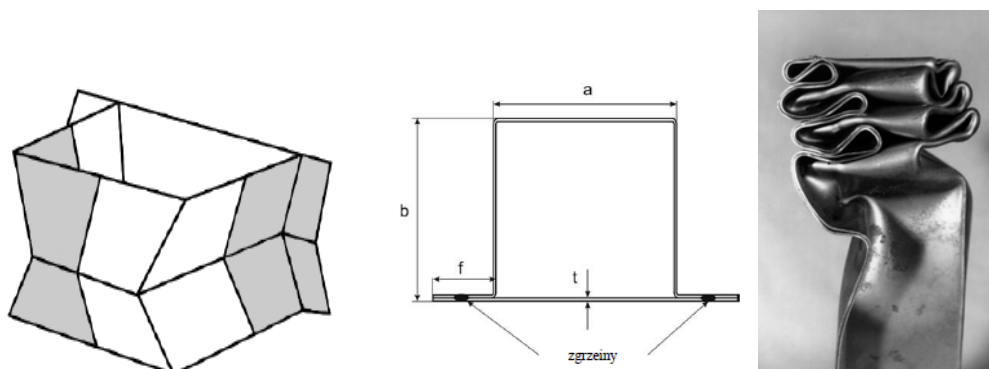
Dotychczasowe rozważania prowadzone były dla profili prostokątnych, teraz omówione zostaną zagadnienia dla profili jednoomegowych. Przedstawione poniżej rozważania teoretyczne zostały zaczerpnięte z pozycji [71] [77] [79] [80] i zakładają uwzględnienie następujących uproszczeń,

- model materiału belek cienkościennych jest sztywno-idealnie-plastyczny,
- długość fali plastycznej, wynoszącej $2H$, nie zmienia się podczas całej analizy zgniatania,
- profile wykonane są metodą zgrzewania oporowego punktowego (pomimo występowania połączeń punktowych są one traktowane jako spoina ciągła na całej długości próbki),
- żadna ze zgrzein punktowych nie ulega zerwaniu podczas osiowego zgniatania profili,
- wielkość zgrzein oraz sposób ich rozmieszczenia nie wpływa na proces deformacji profili.

Parametrem charakteryzującym energochłonność profili jest siła średnia P_{sr} . Jest ona zdefiniowana jako iloraz ilości pochłoniętej przez profil energii E_c i całkowitego skrócenia profilu δ_K . Wraz ze wzrostem jej wartości, rośnie energochłonność profilu. Omawiany parametr pozwala porównywać „odporność” na zgniatanie profili o różnej geometrii [2]:

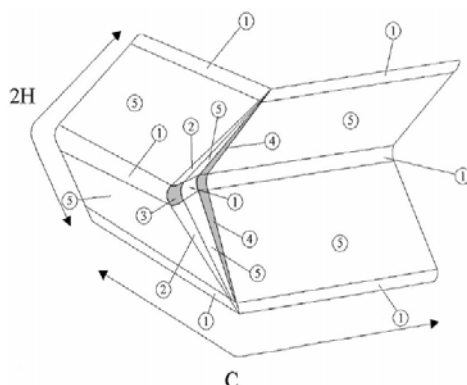
$$P_{sr} = \frac{E_c}{\delta_K}, [N] \quad (3.33)$$

Jednoomegowa belka cienkościenna jest zbudowana z profilu omega (kapeluszkowego) połączonego z płaską blachą zgrzeinami punktowymi. Pojedynczy mod belki jednoomegowej składa się z czterech superelementów oraz blachy domykającej (Rys. 36.a).



Rysunek 36. a). mod belki o profilu omega, składający się z czterech superelementów oraz blachy domykającej b). profil modelu, c). model rzeczywisty [71] [80]

Struktura jednoomegowa została podzielona na elementy kształtu „L”. W ten sposób można wykorzystać ulepszony superelement opisany przez Abramowicza i Wierzbieckiego [80] pokazany na rysunku 37.



Rysunek 37. Podział poprawionego podstawowego elementu składanego [80] [81]

Superelement składa się z 18 obszarów, elementy sztywne oznaczone 5, elementy ulegające deformacji plastycznej w procesie zginania oznaczone jako 1 i 2, elementy ulegające deformacji quasi-plastycznej oznaczone 3 i elementy rozciągliwe oznaczone jako 4. Średnia siła zgniatania P_{sr} pojedynczego modu belki jednoomegowej z wykorzystaniem ulepszanego superelementu opisana została wzorem [80] [82]:

$$P_{sr} = \frac{h^2}{4} \left\{ \sigma_o^{(1)} A_1 \frac{r}{h} + \sigma_o^{(2)} A_2 \frac{C}{H} + \sigma_o^{(3)} A_3 \frac{H}{r} + \sigma_o^{(4)} A_4 \frac{H}{h} + \sigma_o^{(5)} A_5 \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (3.34)$$

gdzie:

$\delta_e = 0,73 \times (2H)$ – efektywna długość zgniatania,

$\sigma_o^{(i)}$ – naprężenie uplastyczniające w i -tym regionie plastycznego płynięcia,

$2H$ – długość fali plastycznej,

r – promień powierzchni toroidalnej,

$C=(a+2b+2f)/4$ – całkowita długość boku superelementu profilu jednoomegowego (kapeluszowego).

Wartość energii E_c odpowiadająca polu pod krzywą obciążenie–przemieszczenie $P=f(\delta)$ zaabsorbowanej przez zgniatany profil o różnej geometrii. Obliczona przez całkowanie obszaru pod krzywą w zakresie stabilnego zgniatania, tj. od 0 do skrócenia końcowego δ_K . Jest obszarem progresywnego tworzenia się fałd, do momentu nagłego wzrostu siły zgniatania, spowodowanego osiągnięciem maksymalnego skrócenia belki bądź globalnego wyboczenia profilu [2]:

$$E_c = \int_0^{\delta_K} F(\delta) d\delta = F_S \delta_K [J] \quad (3.35)$$

Energię absorpcji E_{Ω} podczas ściskania superelementu pojedynczego modu asymetrycznego (Rys. 37.), można wyprowadzić z równania 3.34., i przedstawić w sposób uproszczony w zależności [71] [80]:

$$E_{\Omega} = P_{\dot{s}r} \delta_e = \frac{h^2}{4} \left\{ \sigma_o^{(1)} 8 I_1 \frac{r}{h} + \sigma_o^{(2)} \pi \frac{c}{H} + \sigma_o^{(3)} 2 I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (3.36)$$

gdzie:

$$A_1 = 8I_1, A_2 = \pi, A_3 = 2I_3, \text{ a } A_4 = A_5 = 0$$

Energia pochłaniana przez blachę zamykającą E_{β} w pojedynczym modzie belki profilu jednoomegowego jest równa [71] [80]:

$$E_{\beta} = \frac{\pi}{2} 4M_o(a + 2f) = \frac{h^2}{4} \sigma_o^{(2)} 2\pi(a + 2f) \quad (3.37)$$

gdzie:

$\sigma_o^{(2)}$ - naprężenie uplastyczniające podczas zginania blachy.

Struktura pojedynczego modu składa się z „kapelusza” (profilu omega) oraz blachy zamykającej, dlatego całkowita energia rozpraszana w wyniku asymetrycznego zgniatania pojedynczego modu E_{α} równa jest sumie E_{Ω} , i E_{β} [71] [80]:

$$E_{\alpha} = \frac{h^2}{4} \left\{ 4\sigma_o^{(1)} 8 I_1 \frac{r}{h} + \sigma_o^{(2)} \pi \frac{(2a+2b+4f)}{H} + 4\sigma_o^{(3)} 2 I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (3.38)$$

Po uproszczeniu powyższego równania otrzymuje się [71] [80]:

$$E_{\alpha} = \frac{h^2}{4} \left\{ 32\sigma_o^{(1)} I_1 \frac{r}{h} + \sigma_o^{(2)} \pi \frac{L}{H} + 8\sigma_o^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (3.39)$$

gdzie:

E_{α} – całkowita energia rozpraszana podczas asymetrycznego zgniatania pojedynczego modu jednoomegowego wraz z blachą zamykającą,

$L = (2a + 2b + 4f)$ – obwód przekroju.

Ponieważ:

$$P_{\dot{s}r} \delta_e = E_{\alpha} \quad (3.40)$$

oraz zgodnie ze wzorem E_B, $A_1 = 0,555$, $A_3 = 1,148$, średnia siła zgniatania $P_{\dot{s}r}$ pojedynczego modu belek jednoomegowych o deformacji asymetrycznej wynosi [71] [80]:

$$P_{\dot{s}r} = \frac{h^2}{4} \left\{ \sigma_o^{(1)} 17,76 \frac{r}{h} + \sigma_o^{(2)} \pi \frac{L}{H} + \sigma_o^{(3)} 9,184 \frac{H}{r} \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (3.41)$$

Powyższe równanie upraszcza się, po założeniu, że naprężenie uplastyczniające σ_0 jest jednakowe we wszystkich strefach zgniotu. W materiale sztywno-idealnie-plastycznym, o granicy plastyczności σ_0 , otrzymuje się wówczas $\sigma_o^{(i)} = \sigma_0$.

Po uproszczeniu [71] [80]:

$$\frac{P_{\dot{s}r}}{M_o} = \left\{ A_1 \frac{r}{h} + A_2 \frac{L}{H} + A_3 \frac{H}{r} \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (3.42)$$

gdzie:

$$A_1 = 17,76, A_2 = \pi, A_3 = 9,184.$$

Podobne równania uzyskano w przypadku belek kwadratowych, jednak ze względu na wpływ kołnierzy usztywniających otrzymano inne wartości współczynników A_1 , A_2 i A_3 .

Minimalizując powyższe równanie względem promienia r i długości połowy fali H , otrzymuje się zależności określającą średnią siłę zgniatania $P_{\dot{s}r}$ [71] [80]:

$$P_{\dot{s}r} = 8,22\sigma_o h^2 \left(\frac{L}{h}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.43)$$

$$\frac{P_{\dot{s}r}}{M_o} = 38,12 \left(\frac{L}{h}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.44)$$

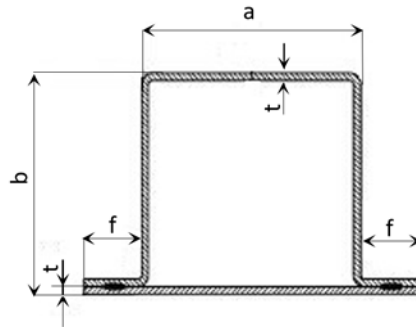
Dodatkowo możemy poszerzyć ilość analizowanych parametrów energochłonności o energię właściwą E_w definiowaną jako stosunek energii pochłoniętej E_c przez badaną strukturę, do jej masy całkowitej m . Wielkość ta jest szczególnie przydatna podczas konstruowania elementów, w których szczególną rolę odgrywa redukcja masy. Są to np.: elementy samochodów, samolotów czy motocykli. Umożliwia ona porównanie absorberów wykonanych z różnych materiałów. Uwzględnia ona także wypełnienie przekroju absorbera innym materiałem, np. pianką aluminiową bądź poliuretanową [2] [15]:

$$E_w = \frac{E_c}{m}, [J/kg] \quad (3.45)$$

W tym miejscu należałoby jeszcze raz wspomnieć o granicznej nośności P_{gr} ustroju, powyżej której następuje zmiana postaciowa ściskanego profilu. Siła maksymalna P_{max} wyznaczona w sposób empiryczny, odpowiada parametrowi P_{gr} , który jest teoretyczną próbą określenia jej wartości. Siła P_{max} pojawia się na początku przebiegu skrócenia ustroju i stanowi o wartości niezbędnej do powstania pierwszej fałdy. Odgrywa ona bardzo istotną rolę. Zbyt mała jej wartość może być informacją o braku inicjacji procesu zgniotu i globalnym wyboczeniu. Zbyt wysoka świadczyć może o nieprawidłowym doborze parametrów geometrycznych ustroju. Wpływa to negatywnie na poziom bezpieczeństwa użytkowników samochodów, narażając ich na nadmierny przyrost wartości opóźnienia. Siła P_{max} jest mniejsza w przypadku eksperymentów quasi-statycznych (Rys.15). Wynika to z umacniania się stali wraz ze wzrostem prędkości odkształcania [2]:

$$P_{max} = \max[F(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N] \quad (3.46)$$

Na koniec scharakteryzowano parametry geometryczne, jakie można napotkać w przytoczonych w tej pracy pozycjach literatury.



Rysunek 38. Przekrój poprzeczny profilu jednoosegowego [2]

Stosunek sekcji β – używany do porównania różnych przekrojów oraz oceny ich wpływu na właściwości energochłonne profili o przekroju prostokątnym. Jest on zdefiniowany jako iloraz pola przekroju materiału zamykającego profil (bez kołnierzy) i pola przekroju samych kołnierzy [2] [83]:

$$\beta = \frac{(2a+2b)t}{4ft} = \frac{(2a+2b)}{4f} \quad (3.47)$$

Współczynnik stateczności α – określa wpływ długości próbki oraz jej pole przekroju na właściwości energochłonne badanej struktury [2] [83]:

$$\alpha = \frac{(2a+2b+4f)}{l} \quad (3.48)$$

Gęstość strukturalna ϕ – określa stosunek objętości materiału wykorzystanego do budowy badanej struktury oraz objętości zamkniętej przez ten profil [2] [83]:

$$\phi = \frac{(2a+2b+4f)tl}{abl} = \frac{(2a+2b+4f)t}{ab} \quad (3.49)$$

W przypadku profili o przekroju kwadratowym wzór upraszcza się do postaci [2] [83]:

$$\phi = \frac{4(b+f)t}{b^2} \quad (3.50)$$

3.4. Procedura technologii naprawy karoserii dla wymiany częściowej podłużnicy przedniej

Jak już zostało wspomniane na wstępie pracy, nadwozia współczesnych samochodów osobowych wytwarzane są głównie jako konstrukcje samonośne. Uszkodzenie pojazdu w kolizji drogowej niejednokrotnie wiąże się z naruszeniem (zdeformowaniem) jego istotnych elementów konstrukcyjnych. Dlatego wydaje się zasadnym zwrócenie szczególnej uwagi na dbałość przy opracowaniu technologii naprawy i jej wykonania, podczas usuwania tego typu uszkodzeń, od których zależeć będzie bezpieczeństwo pasażerów podczas dalszej eksploatacji

pojazdu. Równie istotnym jest użycie odpowiednich do tej naprawy części zamiennych, przewidzianych przez producenta pojazdu. Reprezentująca ten obszar gałąź przemysłu motoryzacyjnego, jak i związanych z tym usług napraw powypadkowych, stanowi istotny element w globalnej gospodarce świata, a jej obszar działalności jest regulowany przez ustawy, rozporządzenia, dyrektywy tworzone na szczeblach samorządowych, państwowych, skończywszy na rozwiązaniach systemowych ustalanych przez zespoły międzynarodowe. Każdy autoryzowany serwis jest wyposażony w karty technologiczne napraw, na podstawie których przeprowadza remont uszkodzonego pojazdu. W większości przypadków dotyczących elementów mechanicznych zawieszenia, silnika, przeniesienia napędu, układów elektrycznych czy elektronicznych, technologia narzucona przez producenta pojazdu zakłada wymianę uszkodzonej części na nową lub regenerowaną fabrycznie, bez możliwości ich naprawy. Jednak istnieją opracowania technologiczne napraw karoserii pojazdu uwzględniające jego naprawę poprzez formowanie, obróbkę plastyczną, wymianę częściową, bez konieczności jego całkowitej wymiany w przypadku częściowego uszkodzenia. Z wymienionych form dopuszczalnych napraw, przedmiotem zainteresowania w niniejszej pracy jest ta ostatnia, tj: technologia wymiany częściowej, zakładająca usunięcie części uszkodzonego fragmentu nadwozia pojazdu, trwale połączonego z resztą konstrukcji. Idea naprawy zakłada, przy zastosowaniu reżimu opracowanego procesu technologicznego, waloryzację funkcjonalności tak naprawianych elementów do poziomu pierwotnego, bez groźby utraty ich założonych właściwości. Reżim jaki narzucają opracowania technologiczne, nie tylko dotyczy sposobu demontażu i montażu wymienianych wycinków bryły konstrukcyjnej nadwozia, ale także innych elementów składowych procesu, jak i wskazanie narzędzi dla wyposażenia warsztatu typu: zgrzewarki, źródła prądu spawania GMAW, instalację i napięcie zasilania. Przykładowy proces wymiany uszkodzonego odcinka podłużnicy przedniej opracowany technologicznie przez firmę Volkswagen AG dla samochodu Golf zamieszczono na końcu pracy w załączniku nr 1.

3.5. Podsumowanie

Dotychczasowe rozważania dotyczyły opisu aktualnego stanu wiedzy. Przedstawiona została charakterystyka procesów produkcyjnych, morfologia, jak i funkcja, jaką spełnia podłużnica nadwozia. Wskazano na jej związek z bezpieczeństwem biernym pojazdu, wykazując ścisłą zależność jej sztywności z czasem aktywacji poduszki gazowej. Wskazano również procedury wymiany jej początkowego fragmentu. Szczególną uwagę zwrócono na związek pomiędzy dynamiką wzrostu wytrzymałości stali DP, wykorzystywanej do budowy podłużnic, a wynikającymi z tego problemami na etapie post-produkcyjnym, podczas jej odbudowy, jakie zaistniały współcześnie. Kiedy w latach dziewięćdziesiątych XX wieku w dobie szeroko stosowanej stali „głębokotłocznej” o parametrach R_m 150-250 MPa, wprowadzenie stali DP o parametrach 250 MPa, nie implikowało problemów na etapie post-produkcyjnym, związanych z procesem spawania, gdyż dostępne druty spawalnicze G1.. 250 MPa, G2.. 370 MPa, a później G3Sil 570 MPa spełniały kryterium dostosowania materiału dodatkowego (drutu spawalniczego) do poziomu wytrzymałości na rozciąganie R_m materiału rodzimego (spawanego). Aktualnie, gdy wytrzymałość na rozciąganie R_m stali DP, z jakiej zbudowana jest podłużnica współczesnego pojazdu znacząco przekracza wartość 600 MPa, przywrócenie pierwotnej wytrzymałości naprawianej części stanowi realny problem [18]. Także użycie drutu spawalniczego specjalnego przeznaczenia o wytrzymałości na rozciąganie R_m 890 MPa (np. A5.28 ER XS-X), który używany jest głównie dla procesów uprzemysłowionych, nie pozwala na pełną waloryzację właściwości odbudowywanego elementu, z uwagi na degradację struktury materiału w SWC [84]. Dlatego najbardziej oczekiwana, w świetle przytoczonych problemów, byłaby wymiana uszkodzonej części karoserii, polegająca na kompletnej wymianie całego elementu w miejscu jego pierwotnego łączenia. Jednak takie działanie generuje znaczne koszty naprawy, które skutkują przekroczeniem wartości naprawianego pojazdu, co z kolei prowadzi do nieopłacalności naprawy i wystąpienia tak zwanej szkody całkowitej. Scenariusz ten nie jest wskazany, ponieważ podważa on sens ekonomiczny naprawy. Stąd wydaje się, że procedura wymiany częściowej nie zostanie zaniechana.

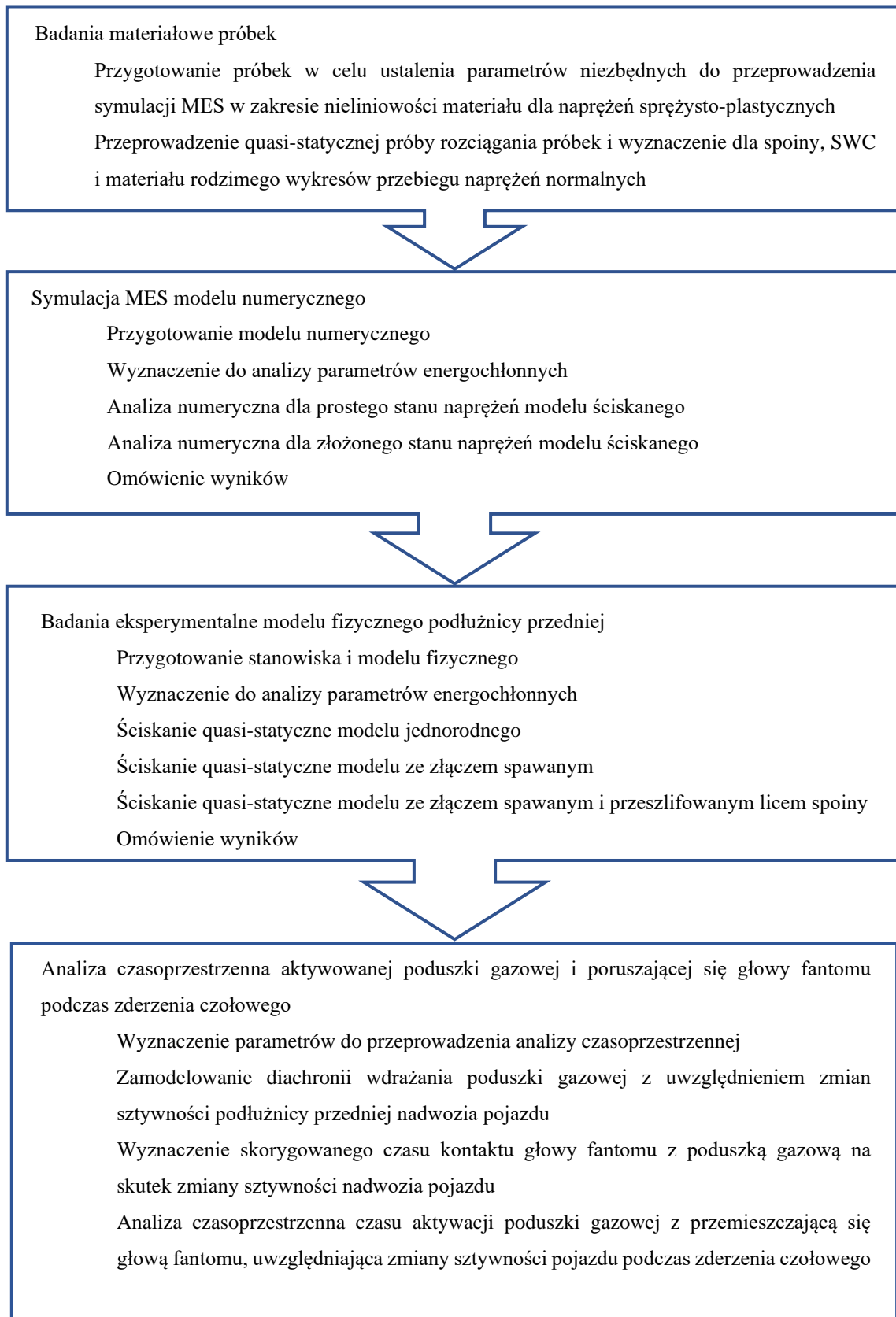
4. Cel zakres i teza pracy

Zastosowanie stali AHSS typu DP do budowy podłużnicy we współczesnych pojazdach, poza oczywistymi zaletami, implikuje wyższe wymagania dla procesów technologicznych. Ich kompatybilność na etapie produkcji, niekiedy nie koreluje z technologią procesów post-produkcyjnych stosowanych do odbudowy pojazdu. Jest to związane z faktem, że podczas każdej naprawy blacharskiej podłużnicy samochodowej, polegającej na wymianie jej fragmentu, nabywa ona cech związanych z procesem spawania GMAW. Powoduje to degradację pierwotnej mikrostruktury materiału rodzimego, wady kształtu, spowodowane deformacjami wywołanymi skurczami spawalniczymi, niezgodności spawania.

Analiza przeprowadzonego stanu wiedzy wskazuje, że do tej pory pomijano wpływ tego problemu na działanie systemu poduszek gazowych i interakcji z ciałem pasażera, jaka zachodzi podczas zderzenia czołowego. Jej uwzględnienie pozwoliłoby na komplementarne ujęcie tego zagadnienia.

Do analizy wybrano przypadek wymiany przedniego fragmentu podłużnicy przedniej. Technologia takiej naprawy jest ściśle określona przez producenta pojazdu, co nie pozostawia w procesie naprawy dowolności wykonania.

Celem pracy była ocena wpływu technologii naprawy podłużnicy samochodowej wykonanej ze stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej i jej interakcję z przemieszczającą się głową fantomu podczas zderzenia czołowego. Na rysunku 39 przedstawiono zakres pracy.



Rysunek 39. Schemat blokowy przebiegu badań eksperymentalnych i analizy

4.1. Teza

Wykorzystywanie metod spawalniczych GMAW w procesach post-produkcyjnych, napraw blacharskich podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP, zaburza pierwotne właściwości wytrzymałościowe jej konstrukcji, powodując pogorszenie poziomu jakości bezpieczeństwa biernego pojazdu.

5. Wstęp do empirycznej części pracy

Przed przystąpieniem do badań empirycznych przeprowadzono symulację MES. Analiza numeryczna została wykonana dla oceny parametrów wytrzymałościowych cienkościennych modeli energochłonnych poddanych ścisłaniu z uwzględnieniem na ich konstrukcji procesu spawania. Symulacja przebiegała poza liniową postacią odkształceń sprężystych - prawa Hooke'a. Wyniki analizy MES zostały przedstawione wg hipotezy Hubera-Misesa, w zakresie nieliniowości materiału dla naprężeń sprężysto-plastycznych. Do tego celu, niezbędnym było przeprowadzenie badań materiałowych i ustalenie charakterystyk wykresów rozciągania, dla każdej charakterystycznej części modelu tj: materiału rodzimego, strefy wpływu ciepła (SWC) i spoiny. Tak ustalone współrzędne wprowadzono do programu komputerowego Midas NFX. Otrzymane wyniki poddano dalszej analizie w celu oszacowania ubytku pierwotnych właściwości wytrzymałościowych związku z aplikacją spoiny na modelu referencyjnym.

6. Badania materiałowe

Celem badań materiałowych było wyznaczenie naprężeń rozciągających w funkcji wydłużenia dla charakterystycznych obszarów modelu numerycznego. Do badań została wykorzystana stal o podwyższonej wytrzymałości AHSS typu DP, zakupiona w firmie SSAB w Szwecji. Stal ta charakteryzuje się strukturą ferrytyczno-martensytyczną, uzyskaną dzięki odpowiednio dobranemu składowi chemicznemu oraz ściśle kontrolowanemu procesowi wyżarzania ciągłego i szybkiego chłodzenia na linii do ciągłego pokrywania metalicznego w procesie walcowania na zimno wg PN-EN 10346:2011 [40]. Skład chemiczny badanej stali przedstawiono w tabeli 4.

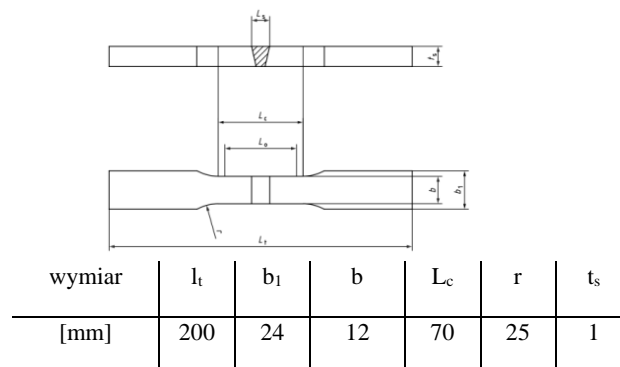
Tabela 4. Skład chemiczny użytej do badań stali DP 800 [85]

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Ti	Cu	Al	Nb	B	N
0,127	0,21	1,51	0,011	0,002	0,03	0,04	0,01	0,02	0,00	0,01	0,048	0,017	0,0002	0,008

Stal ta posłużyła również do przygotowania docelowych modeli podłużnic, jakie zostały poddane eksperymentom (Rys. 58). Próbki do badań materiałowych zostały pozyskane z losowo wybranych dwóch tak wykonanych ustrojów. Z tak wybranych dwóch modeli, uzyskano 8 próbek, wyciętych ze środkowej części ścianek. Dodatkowo dla porównania, do badań została przygotowana próbka bez połączenia spawanego.

6.1. Przygotowanie próbek

Próbki do badań zostały wycięte z uwzględnieniem kierunku walcowania blachy względem dłuższego boku dla kąta 0° . Kształt i wymiary próbek dla próby quasi-statycznego rozciągania przedstawiono na rysunku 40., zgodnie z normą PN-EN ISO 4136:2011 [86].



Rysunek 40. Kształt i wymiary próbek stosowanych w quasi-statycznych próbach rozciągania [86]

Chcąc określić parametry własności wytrzymałościowych spawanego złącza, lico oraz grzań spoiny należało zeszlifować do grubości materiału rodzimego [86]. Jednakże określenie tych parametrów dla strefy wpływu ciepła (SWC) już przy pobieżnej analizie wartości R_m , użytego do łączenia drutu spawalniczego, wynoszącej 570 MPa, przy wartości R_m 931 MPa dla materiału rodzimego tj DP800 - (wartość σ_{rz} określona podczas próby rozciągania), nie może przynieść oczekiwanych efektów. Rozerwanie próbki nastąpi w obszarze spoiny. Z uwagi na powyższe, postanowiono pozostawić nieszlifowane lico spoiny oraz grzań dla części przygotowanych próbek. W ten sposób zwiększając znacząco przekrój poprzeczny badanej próbki w spoinie, wyeliminowano prawdopodobieństwo przerwania jej w tym obszarze, przenosząc główny ciężar naprężeń w obszar SWC. Docelowo szlifowaniu lica i grani spoiny zostały poddane cztery z ośmiu przygotowanych próbek, jakie wycięto z ustroju. Do badań przygotowano także próbkę jednorodną wykonaną z materiału rodzimego.

Zazwyczaj w procesie spawania istotne jest użycie materiału dodatkowego, który cechuje się wyższą wytrzymałością na rozciąganie, niż materiał rodzimy. Jednak w przypadku stali AHSS wytrzymałość na rozciąganie spoiny może być niższa niż materiału rodzimego z uwagi na brak

dostępnych materiałów dodatkowych (drutów spawalniczych) o tak wysokim R_m [43] [84] dla procesów post-produkcyjnych.

Próbki przygotowane zostały spawając materiał DP 800 metodą GMAW urządzeniem spawalniczym Aristo TE90 Mark II, w pozycji podolnej (PA), po wcześniejszym oczyszczeniu elementów, doczołowo bez ukosowania krawędzi rowka spawalniczego wg PN-EN 14175:2009 [87], parametrami ujętymi w tabeli 5:

Tabela 5. Parametry procesu spawania użyte do wykonania ustrojów

Metoda	Mieszanka gazów osłonowych	Napięcie łuku	Natężenie prądu spawania	Wartość natężenia przepływu gazu osłonowego	Prędkość spawania	Prędkość podawania drutu	Oznaczenie drutu spawalniczego
GMAW	Ar+18% CO ₂	18 V	35 A	12 l/nim	0,26 m/min	2,4 m/min	G3Sil

6.1.1. Stanowisko badawcze

Próby rozciągania przeprowadzono na dwukolumnowej, uniwersalnej maszynie wytrzymałościowej firmy INSTRON 8850, wyposażonej w głowicę tensometryczną o zakresie pomiarowym 0–250 kN (Rys 41). Do rejestracji zastosowano ekstensometr firmy INSTRON o długości bazy pomiarowej 50 mm. Badania wykonano z prędkością przesuwu belki wynoszącą 5 mm/min.



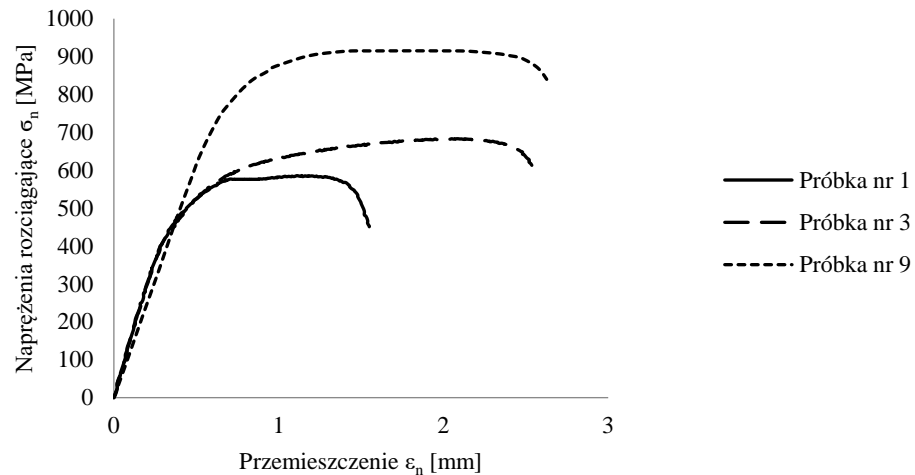
Rysunek 41. Stanowisko badawcze do quasi-statycznego zrywania próbek

6.1.2. Przebieg quasi-statycznego rozciągania próbek

Podczas badania rozciągania rejestrowano przyrost siły w funkcji przemieszczenia. W przypadku, gdy próba ujawniła w miejscu spoiny niezgodności spawalnicze, uznano taki wynik za niewiarygodny i go odrzucono. Pozostałe wyniki zostały poddane dalszej analizie.

6.1.3. Wyniki badań rozciągania quasi-statycznego próbek

Wybrane charakterystyki wytrzymałościowe naprężenia normalnego σ_n w funkcji odkształcenia normalnego ε_n , otrzymane z próby rozciągania przedstawiono dla wybranych przykładów trzech reprezentatywnych próbek na wykresie (Rys. 42).



Rysunek 42. Wykresy przebiegów naprężeń normalnych dla próbek spawanych doczołowo: nr 1 – próbka rozerwana w spoinie, nr 3 - próbka rozerwana w SWC, nr 9- próbka bez spoiny

Otrzymane podczas prób parametry przebiegów wykresów przekształcano do postaci naprężenia i odkształcenia rzeczywistego za pomocą poniższych wzorów.

Naprężenie rzeczywiste σ_{rz} to stosunek siły rozciągającej próbkę do rzeczywistego pola przekroju części pomiarowej próbki:

$$\sigma_{rz} = \sigma_n(1 + \varepsilon_n) \quad (6.1)$$

Odkształcenie nominalne ε_n odnoszone do początkowej długości próbki:

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (6.2)$$

Naprężenia normalne:

$$\sigma_n = \frac{F}{A_0} \quad (6.3)$$

A_0 – początkowa powierzchnia pola przekroju części pomiarowej próbki.

Odkształcenie rzeczywiste ε_{rz} badanej próbki:

$$\varepsilon_{rz} = \ln\left(1 + \frac{\Delta l}{l_0}\right) \quad (6.4)$$

$$\varepsilon_{rz} = \ln(1 + \varepsilon_n) \quad (6.5)$$

Otrzymane wyniki parametru R_m z próby rozciągania, przedstawiono w tabelach 6 - 8.

Tabela 6. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie złącza spawanego doczołowo stali AHSS typu DP800 dla SWC)

Lp.	Próbka nr 2	Próbka nr 3	Próbka nr 6	Średnia wartość R_m
$\sigma_{rz} R_m$ [MPa]	737	712	684	711

Tabela 7. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie złącza spawanego doczołowo stali AHSS typu DP800 dla spoiny

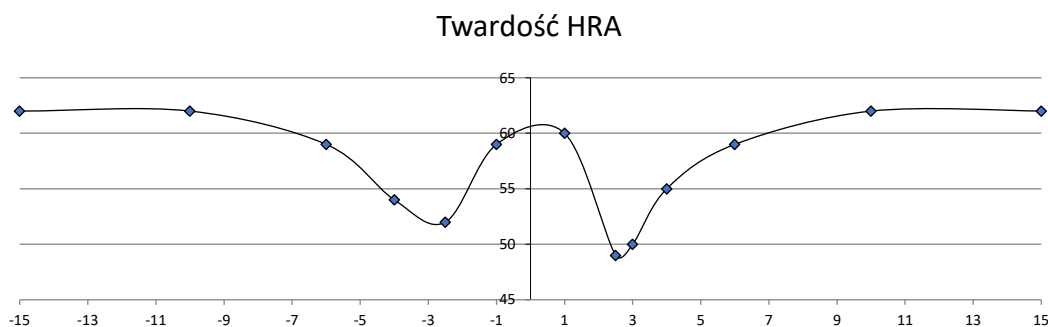
Lp.	Próbka nr 1	Próbka nr 4	Próbka nr 7	Średnia wartość R_m
$\sigma_{rz} R_m$ [MPa]	585	(408)	654	620

Tabela 8. Parametry wytrzymałościowe na rozciąganie, użytej do badań stali DP800

	$\sigma_{rz} R_{p0.2}$ [MPa]	$\sigma_{rz} R_m$ [MPa]
Próbka nr 9	694	931

6.2. Pomiary twardości materiału rodzimego i złącza spawanego próbek

Przeprowadzono badanie twardości materiału rodzimego stali DP800 oraz badanie twardości w obszarze połączenia spawanego - prostopadle do osi wzdłużnej spoiny. Badanie wykonano twardościomierzem metodą statyczną, Rockwella HRA wg normy PN-EN ISO 6508-1:2006 [88].



Rysunek 43. Rozkład twardości metodą HRA połączenia spawanego badanej stali DP800

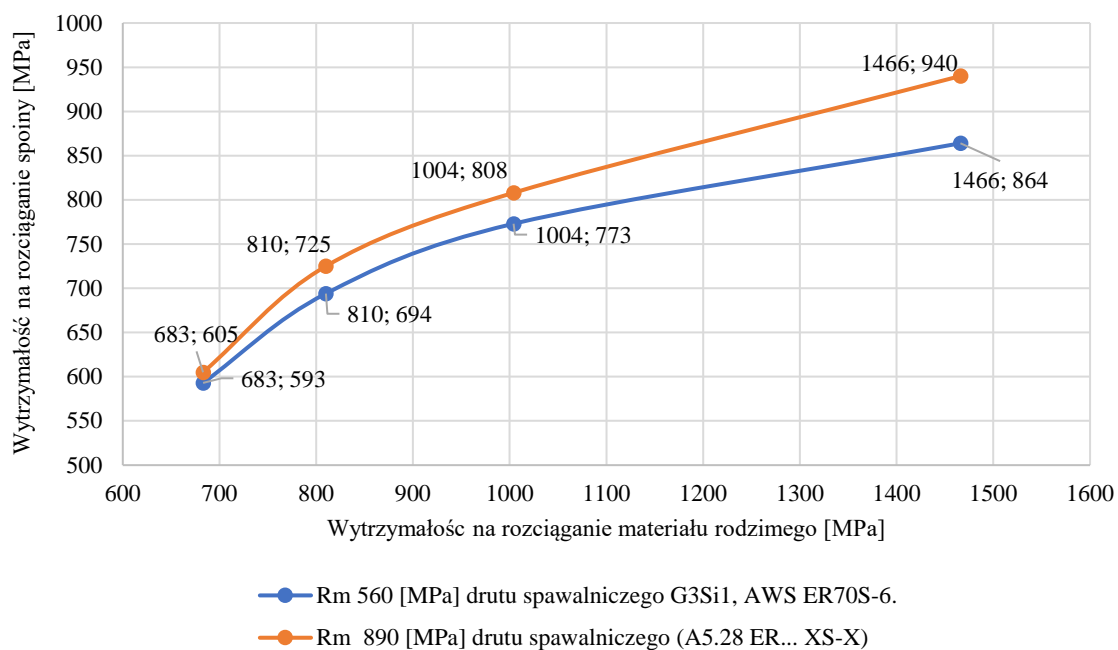
Tabela 9. Wyniki próby twardości metodą statyczną Rockwella HRA połączenia spawanego stali DP800

Szerokość pomiaru względem osi poprzecznej próbki [mm]	-15	10	-6	-4	-2,5	-1	1	2,5	3	4	6	10	15
Twardość HRA	62	62	59	54	52	59	60	49	50	55	59	62	62

6.3. Omówienie wyników i wnioski

Z dziewięciu próbek, jakie zostały wykonane do badań wg PN-EN ISO 3452-1:2013-08 [89], sześć zostało uznanych za prawidłowe. W przypadku badań próbek z nieoszlifowaną spoiną dla pozyskania przebiegu wykresu wytrzymałości na rozciąganie w SWC, próbki uznawano za miarodajne, gdy pęknięcie nastąpiło w obszarze SWC. Dla tego badania odrzucony został wynik próbki nr 5 z uwagi na nieprawidłowo wykonany pomiar. Dla próbek z zeszlifowanym licem oraz granią spoiny, wyniki z dwóch eksperymentów uznano za miarodajne, jeden wynik odrzucono z uwagi na przemieszczenie się próbki w uchwycie maszyny, drugi wynik dla próbki 4 choć zamieszczony w tabeli 7., nie został uznany za miarodajny z powodów opisanych w dalszej części wniosków. Dodatkowo dla ustalenia współrzędnych wykresu przebiegu dla próby rozciągania, materiału rodzimego, przeprowadzono pojedynczy eksperyment, którego wynik uznano za miarodajny. W pierwszej kolejności poddane zostały analizie wartości naprężeń rzeczywistych R_m dla próbek z zeszlifowanym licem oraz granią spoiny z tabeli 7. Do spawania tych próbek wykorzystany został drut spawalniczy G3Sil, którego R_m wynosi 570 MPa. Wyniki pomiarów maksymalnych wartości R_m zarejestrowanych podczas eksperymentów wykazały w dwóch na trzy badane próbki przekroczenie tej wartości. W jednym przypadku w sposób nieznaczny, zwiększona wartość R_m , różniła się o 2,5%, co można uznać za właściwy parametrowi drutu spawalniczego (próbka nr 1). Drugi wynik (próbka nr 7) wyższą o 13% wartości R_m drutu spawalniczego, można tłumaczyć np. wymieszaniem się materiału rodzimego z dodatkowym, a w konsekwencji podniesieniem parametru R_m badanego złącza spawanego. Trzecia próba (próbka nr 4) wykazała się najniższą wartością R_m , co można upatrywać w ukrytej niezgodności wykonanego złącza, np. wtrąceniach, nieciągłości, jakie nie zostały zauważone podczas badań wizualnych. Pomimo nieuwzględnienia ww. próbki dla wyznaczenia średniej wartości R_m , została ona przedstawiona w tabeli 7, ponieważ zwraca uwagę na istotną, z punktu widzenia jednorodności, powtarzalności, ciągłości, jakość wykonanego złącza w gotowych modelach podłużnicy, z jakich zostały pozyskane przedmiotowe próbki. Średnia wartość uzyskanych wyników R_m (próbki 1,7) dla badanych przypadków złącza wzrosła o 8% względem wartości nominalnej dla materiału dodatkowego, jakim te złącza zostały wykonane. Charakterystyka wytrzymałości dla próbek 1 i 7 w dużej mierze zależy od rowka spawalniczego, a dokładniej, jego szerokości, której wielkość była zależna od uzyskanej dokładności wykonania krawędzi elementów łączonych w procesie spawania. Na etapie wytwarzania modeli podłużnic w wyniku oceny wizualnej zauważono, że szerokość rowka spawalniczego oscylowała na całym

obwodzie spawanego modelu od 0 do 1 mm. Ta zmienna szerokość rowka, gdzie wraz z powiększającą się szczeliną, zmniejsza się zawartość materiału rodzimego w spoinie, przyczyniła się do uzyskania różnych wartości R_m eksperymentu. Porównano otrzymane wyniki badań z wynikami ośrodka badawczego producenta stali AHSS typu DP800 tj. firmy SSAB (Rys. 44) [43]. Stwierdzono, że dla stali DP800, ten ośrodek określił wartość R_m złącza spawanego, wykonanego metodą GMAW z wykorzystaniem drutu spawalniczego R_m 570 MPa (niebieski kolor wykresu), na poziomie 694 MPa. Wartość ta jest większa o 10% względem średniej wartości uzyskanej w laboratorium ZUT, a o 5% dla próbki jakiej maksymalną wartość R_m uzyskano, zakładając, że wartości te są wartościami naprężeń rzeczywistych, a nie naprężeń normalnych.



Rysunek 44. Wytrzymałości złącza spawanego wykonanego metodą GMAW (MAG) stali AHSS typu DP drutem spawalniczym G3Si1, AWS ER70S-6, R_m 560 MPa i A5.28 ER...XS-X, R_m 890 MPa [43]

W przypadku próbek, których lico spoiny oraz jej grań nie zostały przeszlifowane, a tym samym, poprzez zwiększenie przekroju poprzecznego złącza spawanego w tym miejscu, przesunięty został obszar najbardziej narażony na rozerwanie próbki do SWC. Wyniki tego eksperymentu wykazały większą wytrzymałość R_m w stosunku do wcześniej opisanych. Przełom próbki nastąpił prostopadłe do jej dłuższego boku w odległości od krawędzi lica spoiny o ok. 1/5 szerokości części pomiarowej. Wyniki tym samym zostały uznane za miarodajne i odzwierciedlające rzeczywistą wartość parametrów wytrzymałościowych w SWC.

Interesująca jest zależność jaką można zaobserwować na rysunku 44., dla przebiegu wykresu określającego wytrzymałość złącza spawanego wykonanego z użyciem drutu spawalniczego o

podwyższonych parametrach R_m 890 MPa metodą GMAW (pomarańczowy kolor). Odczytując z tego wykresu wartość wytrzymałości złącza spawanego R_m 725 MPa na osi rzędnych, dla stali o wytrzymałości R_m 810 MPa, można zauważyć, że zastosowanie drutu spawalniczego o wytrzymałości R_m 890 MPa, nie poskutkowało podniesieniem wytrzymałości R_m rozrywanej próbki do wartości materiału rodzimego. Wynika z tego, że pomimo stosowania drutów o podwyższonej wytrzymałości, przekraczających wartość R_m materiału rodzimego dla stali AHSS, wartość R_m złącza zależy może w rzeczywistości od wytrzymałości R_m w SWC. Może to weryfikować zasadę procesu spawania, użycia materiału dodatkowego o wyższej wytrzymałości na rozciąganie niż materiału podstawowego dla zachowania na podobnym poziomie właściwości wytrzymałościowych złącza spawanego i materiału rodzimego. W konsekwencji może to skłonić do zmiany opisanej konwencjonalnej metodologii postępowania przy doborze drutu spawalniczego w przypadku stali AHSS na rzecz ekonomiczniejszego jej wariantu, polegającego na doborze drutu, nie w odniesieniu do R_m materiału rodzimego, a względem R_m SWC. Oczywiście będzie to implikować potrzebę przeprowadzenia dodatkowych badań wytrzymałości R_m dla SWC, jednak dla produkcji masowej może być to interesującym zagadnieniem do rozważenia.

Dla pojedynczej próbki jednorodnej, otrzymany wynik został skonfrontowany z wynikami badań, jakie przedstawili autorzy pracy [2]. Zamieszczone tam wyniki dla stali DP800, $R_m = 950$ MPa, porównano z wynikiem uzyskanym w laboratorium ZUT dla pojedynczej próby, stali DP800 $R_m = 931$ MPa. Zbieżność uzyskanych wyników pozwoliła uznać to jednostkowe badanie za miarodajne.

Ostatnim badaniem był pomiar twardości, twardościomierzem metodą statyczną, wg Rockwella HRA [88]. Badanie to pozwoliło zaobserwować zmiany twardości złącza w wyniku oddziaływania cyklu cieplnego spawania. Jak można zauważyć na wykresie (Rys. 43), zaznaczył się wyraźny 20% spadek twardości w SWC, względem materiału rodzimego jak również spoiny, której twardość zachowała się na podobnym poziomie jak materiału rodzimego.

7. Modelowanie i analiza numeryczna struktury energochłonnej - MES

Analizę numeryczną przeprowadzono z wykorzystaniem programu komputerowego Midas NFX. W celu pominięcia sekwencji obliczeń dla obszarów niemających zasadniczego znaczenia dla analizowanych w niniejszej pracy zagadnień, wprowadzono założenia upraszczające model. Pierwsze uproszczenie polegało na zastąpieniu połączenia punktowego

zgrzewania oporowego elementów profilu omega z płaskownikiem, spoiną ciągłą. Wstępne obliczenia wykazały, że w kontekście prowadzonych obliczeń, złożoność modelu bez tego uproszczenia, generowałaby ogromny wzrost czasu trwania kalkulacji każdego kolejnego kroku symulacji. Należy pamiętać, że podczas symulacji takie połączenie będzie generowało wyższe wartości obliczanych sił ściskających w stosunku do połączenia punktowego.

Analizy numeryczne zostały przeprowadzone dla modeli ze spoiną czołową i bez takiej spoiny, to ona będzie determinować spadek wytrzymałości analizowanych profili, dlatego takie uproszczenie uważa się za zasadne. Jako potwierdzenie mogą posłużyć wyniki prac badawczych, w których zastosowano identyczne uproszczenia [62] [71] [77] [79] [80] [90-93]. Ponadto analiza numeryczna wykazała, że miejsce, w którym jako pierwsza zostanie osiągnięta nośność graniczna zgniatanego ustroju P_{gr} , wystąpi w obszarze górnej poziomej płaszczyzny i jej krawędzi profilu kapeluszowego ustroju, a nie w obszarach połączenia jego komponentów. Kolejnym uproszczeniem było określenie optymalnej długości toru skrócenia modelu. Ponieważ diagnostyka dedykowanego protokołu ochrony pasażera, dokonuje się w pierwszych milisekundach kolizji (Tabela 3), wydaje się zasadne, aby szczególną uwagę zwrócić w symulacji na ten obszar przebiegu absorpcji energii podczas skracania ustroju.

7.1. Parametry modelu numerycznego zgniataney podłużnicy

Proces pochłaniania energii przez profile cienkościenne jest inicjowany sprężystym lub sprężysto-plastycznym wyboczeniem jednej lub kilku ścianek ustroju, po którym następuje propagacja obszarów uplastycznionych, zlokalizowanych w tzw. przegubach plastycznych. Przeguby te są swoistego rodzaju węzłami plastycznego mechanizmu zniszczenia, dlatego miarą efektywności dla absorbera energii jest wielkość rozpraszanej energii w procesie deformacji tego mechanizmu [71].

Dla celów porównawczych, parametry energochłonności skorelowano z parametrami użytymi przez innych autorów [2] [77] [79] [80], są to:

1. Siła średnia P_{sr} , zdefiniowana jako iloraz ilości pochłoniętej przez profil energii E_c i całkowitego skrócenia profilu δ_k . Wzrost wartości siły średniej oznacza wzrost energochłonności profilu. Tak zdefiniowany parametr umożliwia porównanie profili o różnej geometrii pod względem odporności na zginiatanie. Siła średnia wyznaczona jest z zależności:

$$P_{sr} = \frac{E_c}{\delta_k}, [N] \quad (7.1)$$

2. Wielkość pochłanianej energii E_c , wyrażona jako pole pod krzywą obciążenie–przemieszczenie $P=f(\delta)$, obliczona z zależności 7.2, w zakresie stabilnego zgniatania, tj. od wartości początkowej do skrócenia końcowego δ_k , (obszar progresywnego tworzenia się fałd):

$$E_c = \int_0^{\delta_k} F(\delta)d\delta = F_S\delta_K [J] \quad (7.2)$$

3. Siła maksymalna P_{max} , jest największą siłą występującą podczas procesu zgniatania. Opisana jest zależnością 7.3. Pojawia się ona zazwyczaj na początku przebiegu i stanowi o wartości siły niezbędnej do powstania pierwszej fałdy. Siła maksymalna P_{max} jest zazwyczaj mniejsza w przypadku eksperymentów quasi-statycznych, niż w przypadku badań udarowościowych. Wynika to z umacniania się stali wraz ze wzrostem prędkości odkształcania:

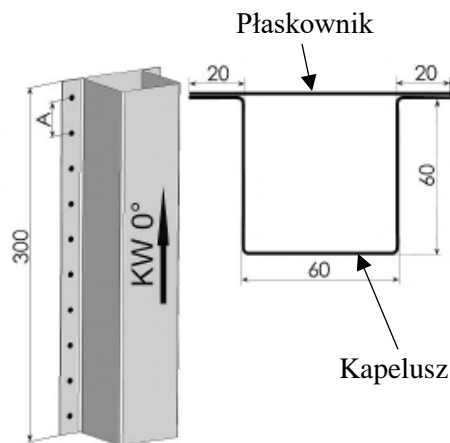
$$P_{max} = \max[F(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N] \quad (7.3)$$

4. Średnia siła maksymalna $P_{sr\ max}$, największa siła średnia występująca podczas procesu zgniatania. Pojawia się analogicznie jak P_{max} zazwyczaj na początku przebiegu. Z uwagi na omawiany w tej pracy ciężar zagadnienia początkowego etapu procesu skrócenia ustroju, ten dodatkowy parametr pozwoli dokładniej określić badane związki. Średnią siłę maksymalną $P_{sr\ max}$ określa równanie 7.4:

$$P_{sr\ max} = \max[P_{sr}(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N] \quad (7.4)$$

7.2. Przygotowanie modelu numerycznego

Wymiary geometryczne zaprojektowanego modelu przedstawiono na rysunku 45: długość 300 mm, szerokość 100 mm wysokość 61 mm. Analogicznie jak przy wyznaczaniu parametrów energochłonności dla celów porównawczych parametry geometryczne ustroju skorelowano z modelami użytymi w innych pracach [2].



Rysunek 45. a) Widok modelu 3D. b) Wymiary geometryczne przekroju poprzecznego [2]

Założenia projektowe dla analizy MES:

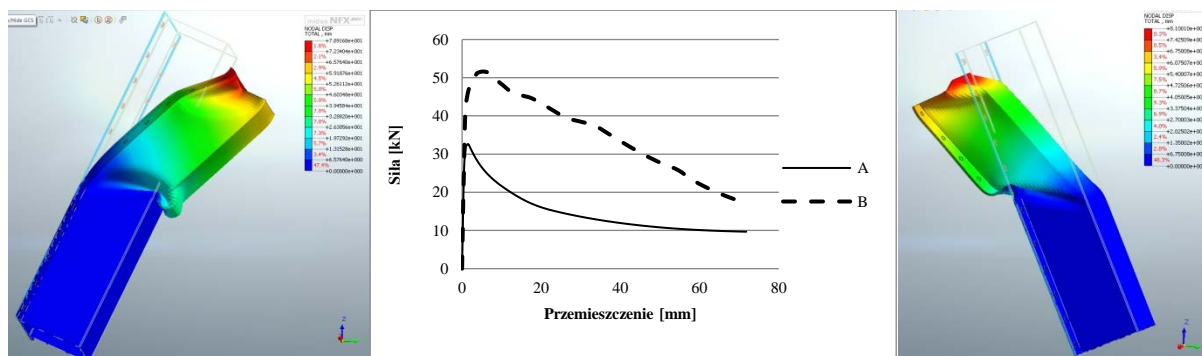
- stal izotropowa,
- moduł Younga $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa,
- liczba Poissona = 0,3,
- gęstość = 7890 kg/m^3 ,
- wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 931$ MPa,
- granica plastyczności $R_{0,2} = 694$ MPa.

Wyniki analizy MES w postaci rozkładu naprężeń zredukowanych zostały przeprowadzone wg hipotezy Hubera–Misesa.

7.3. Analiza numeryczna dla weryfikacji mechanizmu zgniatania

Wg analizowanej literatury [70], przy prawidłowo dobranych parametrach geometrycznych ustroju, jego zniszczenie następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najsłabszym przekroju poprzecznym. To znaczy, że lokalna utrata stateczności występuje w miejscu wystąpienia niezgodności materiału czy wady kształtu, w rezultacie czego powstaje pierwsza fala plastyczna (mod). Wspomniane powyżej wady odnoszą się do modeli rzeczywistych. W przypadku symulacji komputerowych, opisane powyżej zjawisko nie wystąpi, jeżeli wady te nie zostaną wprowadzone umyślnie przez projektanta (przynajmniej w programie Midas NFX). Jeżeli o nośności ustroju stanowi jego „najsłabsze ogniwo”, to rozpoznanie mechanizmu zgniatania wskazuje jednoznacznie, że obszar górnej płaszczyzny i jej krawędzi profilu kapeluszowego modelu jest miejscem, w którym jako pierwsza zostanie osiągnięta nośność graniczna P_{gr} . W celu weryfikacji powyższego twierdzenia w pierwszej kolejności przeprowadzona zostanie symulacja dla dwóch wariantów.

W wariancie A zginanie ustroju będzie postępować na stronę górnej części kapelusza, w wariancie B - zginanie będzie postępować na stronę płaskownika. Do obliczeń wykorzystano generator siatki bryłowej mieszanej (hybridmesher). Model profilu omega podzielono na 66432 elementy skończone rozpięte na 93595 węzłach. Na tak opracowany model, nałożono więzy w części dolnej profilu do wysokości 145 mm, uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi XYZ, w części górnej profilu poprzecznego zadano jego przemieszczenie w kierunku osi Y (Rys. 46).



Rysunek 46. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Y, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących (ściskania i rozciągania przekroju poprzecznego), w wariancie A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariancie B - zginania w stronę płaskownika profilu omega

7.3.1. Wyniki

Analiza numeryczna potwierdza znacznie większą wytrzymałość (odporność na ściskanie) dolnej części przekroju poprzecznego profilu omega (stóp profilu kapeluszonego wraz z płaskownikiem) przy złożonym stanie naprężeń podczas zginania tj. przy jednoczesnym ścisaniu i rozciąganiu poszczególnych elementów składowych ustroju (Tabela 10).

Tabela 10. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności dla wariantu A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariantu B - zginania w stronę stóp i płaskownika profilu omega

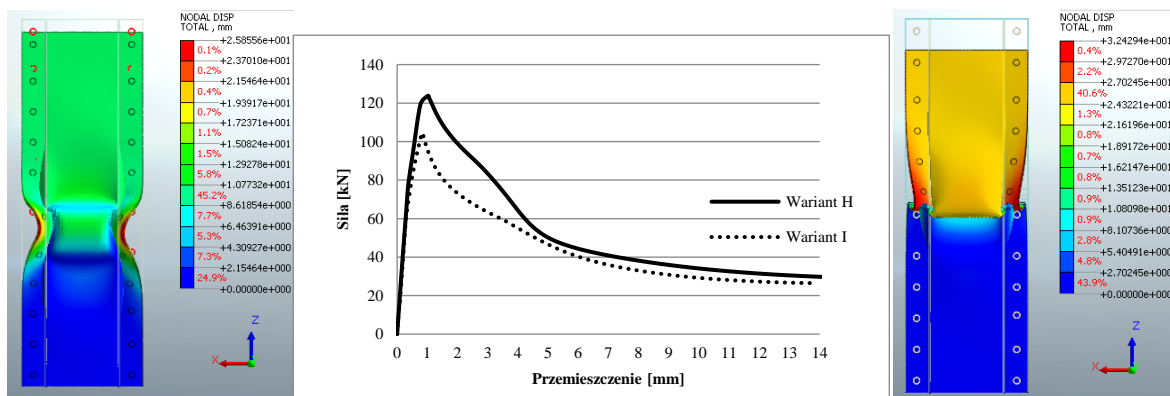
	$P_{\text{śr}}$ [kN]	E_c [J]	P_{max} [kN]	$P_{\text{śr max}}$ [kN]
Wariant A	15,9	1143	32,62	28,46
Wariant B	34,59	2483	51,57	47,49
A/B	0,46	0,46	0,63	0,60

7.4. Analiza numeryczna dla prostego stanu naprężeń ściskających

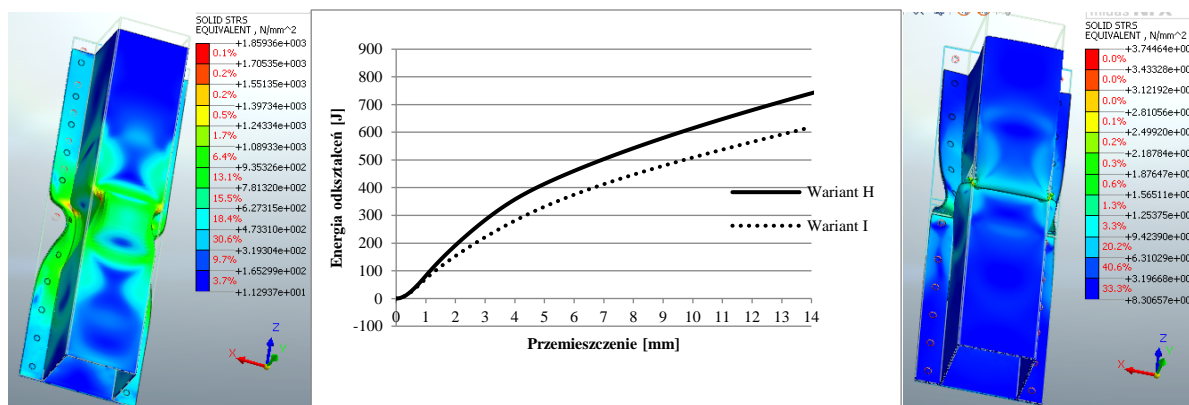
Po określeniu obszarów, w których jako pierwsza zostanie osiągnięta nośność graniczna P_{gr} ustroju z przejściem do nowej postaci wygięcia, kolejny krok wymagał zamodelowania profilu, który będzie uwzględniał zmiany właściwości wytrzymałościowych, powstałych w procesie spawania w SWC oraz spoinie. W tym celu opracowany model został podzielony na pasma charakteryzujące się różnymi właściwościami wytrzymałościowymi. Do

przeprowadzenia tego zadania posłużono się wartościami współrzędnych parametrów przebiegu wykresów R_m , wyznaczonych podczas badań materiałowych. Dla materiału rodzimego wykorzystane zostały współrzędne wykresu uzyskane podczas próby rozciągania dla próbki nr 9, dla SWC współrzędne dla próbki nr 3, jako najbliższe wartości uśrednionej z przeprowadzonych prób, a dla określenia charakterystyki wytrzymałościowej obszaru spoiny, zaimportowane zostały współrzędne wykresu dla próbki nr 7, zakładając do rozważań symulacyjnych, znikomą tolerancję spasowania części. Parametry geometryczne wielkości pasma odpowiadające spoinie i strefie wpływu ciepła (SWC), zostały określone na podstawie pomiarów zewnętrznych próbek. Pominięto natomiast modelowanie niezgodności tj: wtrąceń, nieciągłości, czy wad kształtu.

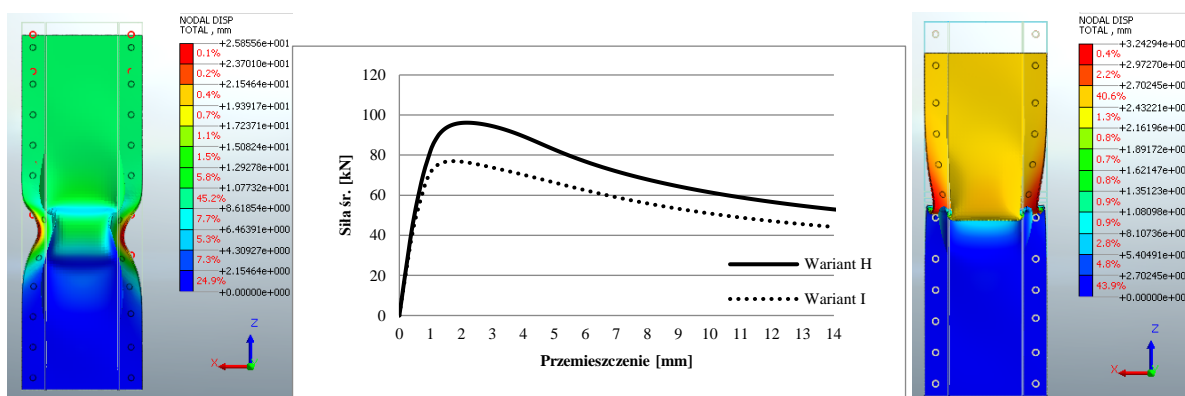
Na tak przygotowanym modelu przeprowadzono analizę numeryczną ustroju ściskanego wzdłuż jego osi wzdłużnej. Do obliczeń wykorzystano generator siatki bryłowej mieszanej (hybridmesher), dzieląc model profilu omega na 132891 elementy skończone, rozpięte na 208102 węzłach. Na tak opracowany model, nałożono więzy w części dolnej profilu poprzecznego, uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi XYZ, w części górnej profilu poprzecznego zadając przemieszczenie w kierunku pionowym, wzdłuż osi Z (Rys. 47-49).



Rysunek 47. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdłużnej modelu, w wariacie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie



Rysunek 48. Charakterystyka praca ściskania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoosowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie



Rysunek 49. Charakterystyka średnia siła ściskania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoosowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie

7.4.1. Wyniki

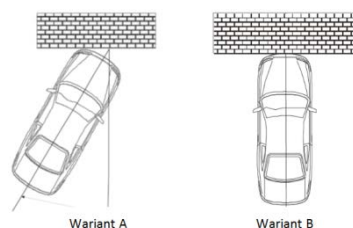
Analiza numeryczna potwierdza znacznie większą wytrzymałość modelu, na którym nie zostały zaimplementowane zmiany właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC oraz spoinie, jakie zachodzą w procesie spawania (Tabela 11).

Tabela 11. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności, na długości skrócenia 14 mm, przeprowadzone pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantie H – dla modelu bez wprowadzonych zmian, I – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie

	$P_{\text{śr}}$ [kN]	E_c [J]	P_{max} [kN]	$P_{\text{śr max}}$ [kN]
Wariant H	53,03	743	123,7	96,18
Wariant I	44,03	616	104,2	76,99
I/H	0,83	0,83	0,84	0,80

Niniejsza analiza numeryczna stanowiąc zapowiedź przebiegu eksperymentów, których wyniki przedstawione zostaną w kolejnym rozdziale, zasadniczo wyczerpuje obszar konfiguracji, w których występuje konieczność ich przeprowadzenia. Jednak zagadnienia do

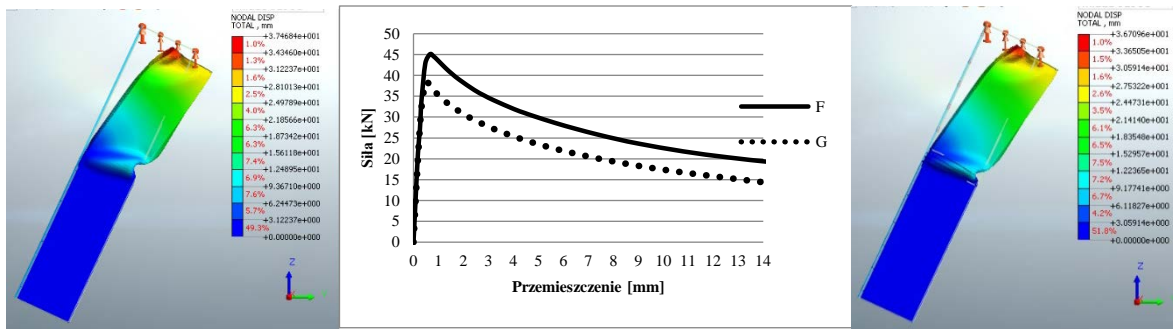
jakich te symulacje, czy eksperymenty się odnoszą, nawiązują do zjawisk rzeczywistych, w których modelowane ustroje stanowią substytucję podłużnic samochodowych, jakie podczas zderzeń podlegają deformacji, absorbując energię uderzenia. W tym kontekście wybór osi toru skrócenia modelu, który przebiega wzdłuż jego osi wzdłużnej, uwzględniający jednoosiowy stan naprężeń ściskających, wydawać się może niewystarczający, mało rzeczywisty. W rzeczywistości ściskany ustrój poddany jest złożonemu stanowi naprężeń. Dlatego korzystając z możliwości symulacyjnych, warty uwzględnienia w przedmiotowych rozważaniach teoretycznych, jest nieco szersze spektrum możliwych do przeprowadzenia kątów, pod jakimi nastąpi skrócenie modelu. Szczególnie wydawać się może interesujące zbadanie, czy wraz ze zmianą kąta toru skrócenia modelu, względem jego osi wzdłużnej, zmienia się wpływ aplikacji pasm SWC i spoiny na energochłonność ustrojów. W tym celu należy określić dla symulacji graniczną wartości kąta osi skrócenia ustroju (działania siły) względem jego osi wzdłużnej. Z jednej strony wartością graniczną jest już zrealizowana symulacja uwzględniająca wariant deformacji cienkościennych struktur energochłonnych w wyniku ściskania, pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju. Aby wyznaczyć wartość drugiej strony przedziału dla skrajnego kąta, posłużono się parametryzacją określoną dla testów zderzeń czołowych NCAP, FMVSS nr 208, National Highway Traffic Safety Administration, w których jego wartość wynosi 30° (Rys. 50) [5].



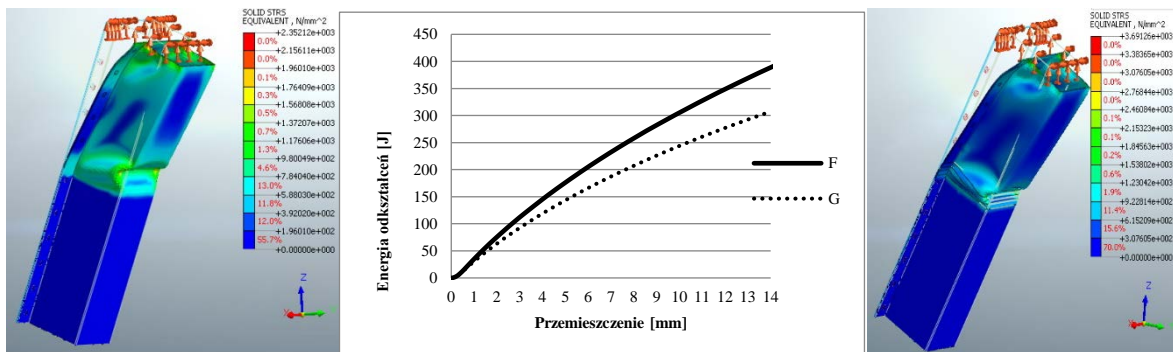
Rysunek 50. Przebieg testów zderzeniowych NCAP, FMVSS nr 208, National Highway Traffic Safety Administration, A - dla zderzeń pod kątem 30° , B - dla zderzeń pod kątem 0° [5]

7.5. Analiza numeryczna dla złożonego stanu naprężeń

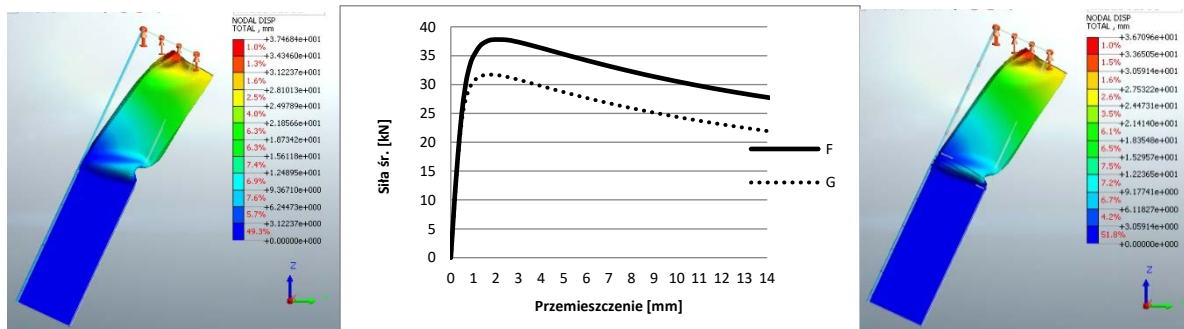
Do obliczeń analogicznie jak poprzednio wykorzystany został generator siatki bryłowej mieszanej. Na tak opracowanym modelu zostały nałożone więzy w części dolnej profilu na wysokość 145 mm, uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi XYZ, w części górnej profilu poprzecznego przemieszczenie pionowe w kierunku Z, pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju (Rys. 51-53).



Rysunek 51. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie



Rysunek 52. Charakterystyka praca zginania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginających pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie



Rysunek 53. Charakterystyka średnia siła ściskania- przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie

7.5.1. Wyniki

Analiza numeryczna potwierdza większą energochłonność modelu, w którym nie zostały zaimplementowane zmiany właściwości wytrzymałościowych, powstałe w procesie spawania, jakie zachodzą w SWC oraz spoinie (Tabela 12).

Tabela 12. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności przeprowadzone pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych zmian, G – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie

	P_{sr} [N]	E_c [J]	P_{max} [kN]	$P_{\text{sr max}}$ [kN]
Wariant F	27,53	385,74	45,086	37,75
Wariant G	21,96	307,44	38,422	31,72
G/F	0,80	0,80	0,85	0,84

7.6. Podsumowanie i omówienie wyników

Z niniejszej analizy numerycznej wynika, że wprowadzone zmiany właściwości wytrzymałościowych do pasm struktury modelu, mających odzwierciedlić obszar SWC i spoiny, osłabiają pierwotne parametry energochłonne ustroju. Wynik symulacji potwierdza, że przy prawidłowo dobranych parametrach geometrycznych ustroju, jego zniszczenie następuje w wyniku przekroczenia nośności granicznej P_{gr} w najszlubszym przekroju poprzecznym. Zamodelowany kształt detalu, miał odzwierciedlić złącze spawane, którego spoina została oszlifowana do grubości materiału rodzimego, jak ma to miejsce podczas napraw pokolizyjnych. Warty zauważenia jest różnica wyników, jaka występuje w przypadku ustroju poddanego symulacji dla prostego stanu naprężeń, „czystego” ściskania, a wyników uzyskanych dla symulacji modelu w złożonym stanie naprężeń. Jeżeli wartości poszczególnych parametrów energochłonnych, analizowanych dwóch przypadków, znacząco odbiegają od siebie, to już uzyskane wartości współczynników proporcji analizowanych parametrów P_{sr} , E_c , P_{max} i $P_{\text{sr max}}$, wydają się identyczne np;

- współczynnik proporcji P_{sr} , E_c dla wariantów F/H wynosi 0,52, a dla wariantów G/I, 0,50,
- współczynnik proporcji P_{max} , dla wariantów F/H wynosi 0,36, a dla wariantów G/I, 0,37,
- współczynnik proporcji $P_{\text{sr max}}$, dla wariantów F/H wynosi 0,39, a dla wariantów G/I, 0,41,

Skłania to do wniosku, że wraz ze zmianą kąta skrócenia modelu, wpływ zmian wytrzymałościowych w obszarze spoiny i SWC na energochłonność ustroju, pozostaje na podobnym poziomie.

Przy prostym stanie naprężeń, poszczególne ścianki modelu poddane są ściskaniu, wariant H i I. W wariancie F i G w złożonym stanie naprężeń, ścianki modelu są poddane ściskaniu, rozciąganiu, zginaniu. Ścianka górna pozioma profilu kapeluszowego jest ściskana i głównie występuje w niej jednoosiowy stan naprężeń (w uproszczeniu). W ściankach pionowych, bocznych profilu kapeluszowego, występują naprężenia ściskające i rozciągające z osią obojętną, której „włókna” nie są poddane żadnemu z tych naprężeń. W płaskowniku oraz „stopach” profilu kapeluszowego, elementy te są poddane naprężeniom rozciągającym, co skłania do stwierdzenia, że wpływ sposobu połączenia tych komponentów nie odgrywa w tym przypadku tak dużej roli. Podsumowując wyniki analizy można przyjąć założenie, że choć dla

badan empirycznych, oś toru skrócenia modelu, przebiega wzdłuż osi wzdłużnej ustroju, można wyciągnięte na tej podstawie wnioski odnieść także dla złożonego stanu naprężeń.

Celem przeprowadzonych symulacji i ich analizy było określenie wpływu złącza spawanego na parametry wytrzymałościowe modelu. Otrzymane wartości współczynników wskazują, że spadek analizowanych parametrów energochłonności dla badanych przypadków jest na interesującym z punktu widzenia dalszych badań poziomie i uzasadnia potrzebę przeprowadzenia eksperymentów. Należy założyć, że wartości współczynników ustalone w oparciu o badania eksperymentalne będą niższe z uwagi na pominięcie w analizie numerycznej niezgodności mikrostruktury czy kształtu.

8. Zgniatanie quasi-statyczne energochłonnych struktur cienkościennych modelu fizycznego

Wyniki przeprowadzonych i opisanych w poprzednim rozdziale symulacji pozwalają przystąpić do badań eksperymentalnych z góry przyjętym założeniem o wpływie procesów spawania na właściwości wytrzymałościowe badanych modeli, zapowiadając ich przebieg. Aby poszerzyć nieco spektrum badań empirycznych, nie ograniczając się jedynie do stali DP800 w badaniach eksperymentalnych, została wykorzystana również stal DP1000. W ten sposób, poszerzając obserwacje o dodatkową zmienną, prowadzone badania dostosowano do istniejącego trendu w budowie podłużnic samochodowych. Analogicznie jak podczas omawiania wyników z przeprowadzonej symulacji, do analizy wyników badań wykorzystane zostaną parametry:

- Siła średnia P_{sr} :

$$P_{sr} = \frac{E_c}{\delta_k}, [N] \quad (8.1)$$

- Wielkość pochłanianej energii E_c :

$$E_c = \int_0^{\delta_k} F(\delta) d\delta = F_S \delta_K [J] \quad (8.2)$$

- Siła maksymalna P_{max} :

$$P_{max} = \max[F(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N] \quad (8.3)$$

- Maksymalna siła średnia $P_{sr. max}$:

$$P_{sr. max} = \max[P_{sr}(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N] \quad (8.4)$$

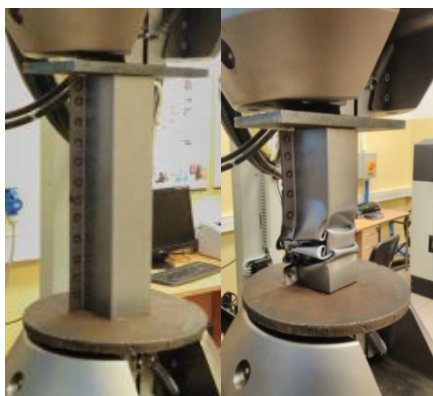
Przed przystąpieniem do badań empirycznych, odwzorowano kształt modelu z kształtem zaproponowanym przez autorów pracy [2], tak aby parametry geometryczne odzwierciedlały tam zastosowane wymiary. Kwestią otwartą pozostawało wykonanie wstępnego przetłoczenia na ściance ustroju, nazwanego w pracy [2] „lokalną imperfekcją– inicjatorem zgniotu” (drugie pojęcie wydaje się trafniejsze z uwagi na etymologię tej kategorii), mającym zagwarantować, *„zmniejszenie siły niezbędnej do zapoczątkowania plastycznego fałdowania i kontrolę nad miejscem, w którym rozpocznie się deformacja oraz progresywny charakter procesu, bez globalnego wyboczenia”* [2]. Takie założenie i jego wykonanie z praktycznego punktu widzenia wydaje się wskazane, z uwagi na zmniejszenie niebezpieczeństwa wystąpienia wspomnianego globalnego wyboczenia. Na to ryzyko jest szczególnie narażony ustrój o nieprawidłowo dobranych parametrach geometrycznych. Również przebieg prób udarnościowych na początkowym etapie deformacji, gdzie zostaje osiągnięta nośność graniczna P_{gr} , niesie ze sobą ryzyko takiego wyboczenia. Z drugiej strony, zastosowanie inicjatora zgniotu, znacząco ogranicza spektrum wyznaczonych paramentów do analizy w tej pracy. Parametr maksymalnej siły P_{max} , odnoszący się do nośności granicznej P_{gr} ustroju, traci swoją istotność, w kontekście procesów zmian zachodzących w ściance tak przygotowanego modelu [94]. Odnosząc powyższe zagadnienia do warunków rzeczywistych, można spotkać się z rozwiązaniami geometrycznymi podłużnic, w których zastosowano podobne rozwiązania. Jednak do badań tej pracy założono budowę modelu, jaki odpowiada rozwiązaniom konstrukcyjnym podłużnic bez „inicjatora zgniotu”. Takie założenie pozwala poszerzyć ilość analizowanych parametrów energochłonnych, których istotność z punktu widzenia dalszych rozważań, będzie bardzo pomocna. Stąd, zdecydowano się na wykonanie modelu bez takiego inicjatora, zakładając progresywny przebieg skrócenia modelu, zainicjowany zmianą postaciową ustroju po przekroczeniu naprężeń granicznych P_{gr} , których wielkość będzie odpowiadać maksymalnej sile P_{max} . Skrócenie ustroju powinno przebiegać w sposób kontrolowany i regularny, przez kolejno po sobie powstające zafałdowania na ścianach modelu. Lokalizacji pierwszej zmiany postaciowej (fałdy) należy spodziewać się w części ustroju, gdzie proces samoistnie powstających półfal przebiega w sposób niezakłócony na ściankach profilu, czyli w pewnej odległości od więzów ograniczających swobodny ruch ustroju. Według Timoshenko [70], *„zniszczenie następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najslabszym przekroju poprzecznym”*. Należy przez to rozumieć, że lokalna utrata stateczności jednorodnego ustroju występuje w miejscu wystąpienia niezgodności.

8.1. Przygotowanie stanowiska i modelu fizycznego do badań

Modele zostały wykonane z arkusza blachy, z osią wzdłużną równoległą do kierunku walcowania (KW 0°), o wymiarach odpowiadających wymiarowi końcowemu kolumny (Rys. 45): 300 [mm], szerokość 220 [mm] i 100 [mm] wynikających z rysunku rozwinięcia części. Modele zostały uformowane na prasie krawędziowej. Tak powstałe komponenty połączono zgrzewaniem oporowym punktowym. Model został zamocowany w serwohydraulicznej maszynie wytrzymałościowej Instron 8850 na specjalnie przygotowanych sworzniach ustalających, uniemożliwiając wysunięcie się ustroju podczas badania. Podczas eksperymentu rejestrowana była siła, przemieszczenie i czas. Przebieg skrócenia modelu potwierdził powyższe założenia o prawidłowo dobranych parametrach geometrycznych ustroju. Proces przebiegał w sposób założony, a powstające fałdy wyboczeniowe cechowały się regularnością.

9. Pierwszy etap eksperymentu, dla modelu jednorodnego

Pierwsze eksperymenty miały na celu stwierdzenie, czy w zakresie możliwych do uzyskania prędkości serwohydraulicznej dynamicznej maszyny wytrzymałościowej Instron 8850 jest możliwe wykazanie, na poziomie istotności uzyskanych wyników, umocnienia materiału zainicjowanego prędkością skracania ustroju. Aby zachować obiektywność w ocenie istotności uzyskanych wyników, wykorzystano metodę statystyczną, określając przedziały istotności na podstawie kolejnych odchyień standardowych. Badania zostały przeprowadzone na ustrojach wykonanych ze stali DP800. Dokonano wstępnych założeń dotyczących przebiegu eksperymentu. Z uwagi na maksymalną, możliwą do uzyskania, podczas jednego pomiaru długość toru pomiarowego, wynoszącą 100 mm (± 50 mm), wyznaczono wielkość skrócenia profilu odpowiadającą powyższej wartości. Długość ta jest wystarczająca, aby zaobserwować proces absorpcji energii w przegubach plastycznych tworzących się fałd w wyniku skracania ustroju (Rys. 54).



Rysunek 54. Stanowisko badawcze do ściskania z modelem jednorodnym przed i w trakcie próby

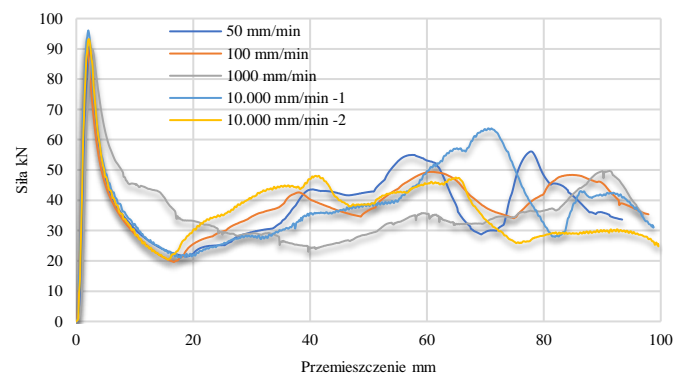
Kolejne założenie dotyczyło ustalenia prędkości przebiegów skrócenia badanych modeli. W użytej do badań eksperymentalnych maszynie Instron 8850 maksymalną możliwą do osiągnięcia prędkością przemieszczenia tłoczyska jest 10000 mm/min (0,6 km/h). Jest to wartość, która nie odzwierciedla warunków rzeczywistych, do których odnoszone są przedmiotowe badania. Jednak, pomimo znacznej różnicy prędkości pomiędzy przeprowadzonym eksperymentem, a rzeczywistymi prędkościami jakie występują podczas kolizji, w oparciu o wnioski z badań i analiz literaturowych innych autorów [2]:

- „postać struktur po quasi-statycznym zgnieciu może być w znacznym stopniu pomocna podczas doboru elementów przeznaczonych do badań dynamicznych” [2],
- „Struktury energochłonne zgniecione w warunkach dynamicznych, niezależnie od geometrii, materiału, grubości i sposobu łączenia, odznaczały się większą siłą średnią.” [2]
- „...stosunek siły średniej podczas zgniatania struktur w warunkach dynamicznych i quasi-statycznych..., w przypadku stali ..., DP80[0], DP10[00],... omawiany współczynnik (utwardzenia) wynosił odpowiednio: 1,19, 1,14 ...” [2],

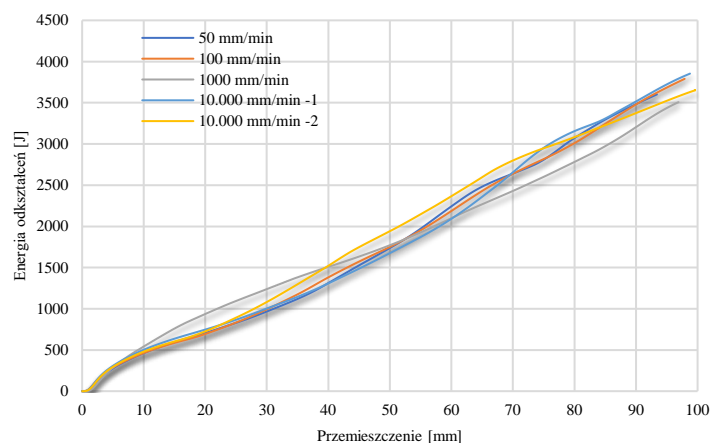
można przyjąć, że badania quasi-statyczne mogą zostać wykorzystane, poprzez analogię do warunków rzeczywistych. Minimalna prędkość, jaka została wyznaczona dla przeprowadzenia próby wynosiła 50 mm/min (0,003 km/h). Dodatkowo zostały wyznaczone dwie prędkości pośrednie 100 mm/min (0,006 km/h) i 1000 mm/min (0,06 km/h).

9.1. Przebieg i wynik eksperymentu

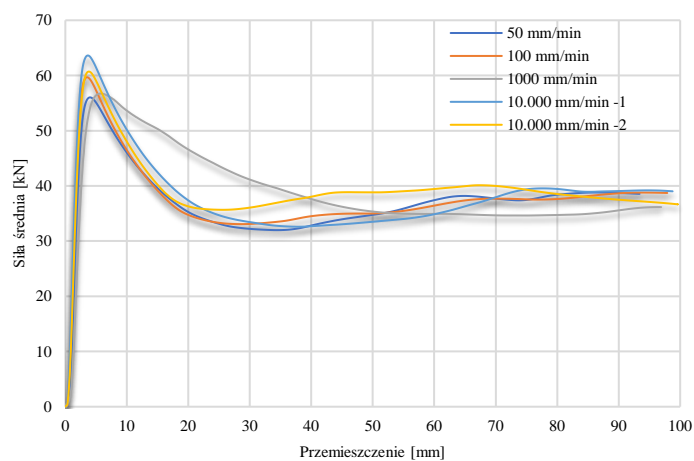
Do przeprowadzenia eksperymentu wykorzystanych zostało pięć próbek. Dla trzech pierwszych prędkości 50, 100, 1000 [mm/min] przeprowadzony został pojedynczy eksperyment. Dla próbki z prędkością maksymalną skrócenia 10000 [mm/min], eksperyment został powtórzony (Rys. 55-57).



Rysunek 55. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu



Rysunek 56. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu



Rysunek 57. Charakterystyka siły średniej ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu

Tabela 13. Zestawienie parametrów energochłonności badanych ustrojów wraz z wartościami analizy statystycznej

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	Cecha U	P_{max} [kN]	Cecha U	$P_{\text{sr max}}$ [kN]	Cecha U
50 mm/min	38,57	3856,53	0,56	90,79	-0,46	56,03	-1,08
100 mm/min	38,72	3871,53	0,68	90,27	-0,66	59,68	0,11
1000 mm/min	36,16	3616,06	-1,27	89,66	-0,89	56,73	-0,85
10000 mm/min -1	36,66	3666,30	-0,89	96,05	1,53	63,61	1,38
10000 mm/min -2	39,02	3901,79	0,91	93,24	0,47	60,70	0,44
Średnia arytm.	37,82	3782,44		92,00		59,35	
Odch. standard.	1,31	131,19		2,64		3,08	
2 Odch. standard	2,62	262,37		5,28		6,16	

9.2. Omówienie wyników

Wyniki eksperymentu dla parametrów energochłonności ustalonych dla 100 mm toru skrócenia ustroju przedstawiono w tabeli 13 i rysunkach 55-57. Na ich podstawie, można zauważyć, że podczas prób ściskania modeli wykonanych ze stali DP800, dla prędkości odkształceń od 50 mm/min do 10000 mm/min, nie obserwuje się istotnych statystycznie różnic wzrostu siły średniej P_{sr} i całkowitej energii odkształcenia E_c . Jedyne pomiar próbki, której wartość mierzonego parametru wykracza poza pierwsze odchylenie standardowe, przebiegał z prędkością 1000 mm/min. Jego wartość odbiegała od średniej wartości z uzyskanych pomiarów o (-4,4)%, zawierając się w pierwszej połowie podwójnego odchylenia standardowego. Otrzymane wyniki z obserwacji, podczas ściskania modelu z prędkościami 50, 100 i 10000 mm/min zawierają się w pojedynczym odchyleniu standardowym.

Wyniki standaryzacji wartości cech U , która pozwala zaobserwować rozrzut wyników obserwacji dla kolejnych odchylen standardowych, dla prędkości 50, 100 i drugiego pomiaru 10000 mm/min, wyniosły 0,66, 0,6, 0,91. Uzyskane wartości wskazują na dużą zbieżność wyników tych obserwacji. Dla wyniku obserwacji pomiaru przy prędkości 10000 mm/min pierwszej próbki, wartość cechy U wyniosła (-0,89). Zestawiając tę wielkość z wartością cechy U , uzyskaną dla pomiaru z tą samą prędkością dla drugiej próbki tj: 0,91 i odnosząc te wielkości do wartości bezwzględnych, można zaobserwować zbieżność średniej arytmetycznej tych dwóch obserwacji z wartością średniej arytmetycznej z wszystkich obserwacji, czyli wartości najbardziej oczekiwanej. Wartości standaryzacji U mniejsze od jedności, czyli takie jak w omawianych czterech przykładach, wskazują, że jednostka w takim rozkładzie znajduje się w grupie najbardziej typowej. W przypadku obserwacji dla prędkości 1000 [mm/min], wartość tego wyniku jest niecałe półtorej odchylenia standardowego mniejsza od średniej arytmetycznej, co kwalifikuje ją do średnio typowych, wartość cechy U : (-1,27).

Z uwagi na fakt, że dla wyników obserwacji prowadzonych dla prędkości granicznych skrócenia badanego ustroju tj z jednej strony wartości 50 i 100 mm/min z drugiej 10000 mm/min dla dwóch prób, nie obserwuje się istotnych statystycznie różnic zmian wartości siły średniej P_{sr} , skłania do oceny otrzymanych wyników, jako statystycznie równych. W przypadku wartości obserwacji E_c , otrzymane wyniki są tożsame jak dla P_{sr} .

W przypadku analizy wartości maksymalnej siły P_{max} , rejestrowanej podczas eksperymentu odchylenie standardowe wynosi 2,64. Wyniki obserwacji dla prędkości 50, 100, 1000 i 10000 mm/min – dla drugiej próbki, zawierają się w pojedynczym odchyleniu standardowym. Wynik obserwacji dla prędkością 10000 mm/min – dla pierwszej próbki, zawiera się w podwójnym

odchyleniu standardowym. Wyniki standaryzacji wartości cechy U dla wyników obserwacji z prędkościami 50, 100, 1000 i 10000 mm/min – dla drugiej próbki, wynoszą kolejno (-0,46), (-0,66), (-0,89) i 0,47. W trzech pierwszych obserwacjach zauważyć można ich zbieżność, wartości te oscylują w wąskim obszarze pierwszego odchylenia standardowego, poniżej średniej arytmetycznej. Dla wyniku obserwacji pomiaru przy prędkości 10000 mm/min drugiej próbki, wartość cechy U wyniosła 0,47 i także zawiera się w przedziale pierwszego odchylenia standardowego, jednakże powyżej średniej arytmetycznej. Prowadząc dalsze obserwacje i zestawiając tę wielkość tj: 0,47 z wartością cechy U, uzyskaną dla pomiaru z taką samą prędkością dla pierwszej próbki tj: 1,53, można zaobserwować nieznacznie zauważalny wzrostowy trend wartości analizowanego parametru, świadczący o możliwości wystąpienia umocnienia związanego z wyższymi prędkościami ściskania ustroju.

9.3. Wnioski

Przeprowadzona analiza statystyczna wyników badań pozwala stwierdzić, że nie obserwuje się istotnych statystycznie różnic zmian wartości siły średniej P_{sr} , co skłania do uznania otrzymanych wyników, jako statystycznie równych. Do nieco odmiennych wniosków z obserwacji można dojść podczas analizy wyników parametrów energochłonności P_{max} i $P_{sr_{max}}$, których wartości mogą wskazywać, pomimo statystycznie nieistotnych różnic, na pewien trend wzrostu tych parametrów wraz ze wzrostem prędkości skrócenia modelu, czego przyczyny można upatrywać w procesie umocnienia materiału.

Wartą uwagi jest powtarzalność uzyskanych wyników przeprowadzanych eksperymentów, pomimo różnych prędkości ściskania, szczególnie dla parametrów siły średniej. Ma to o tyle istotne znaczenie dla analiz statystycznych kolejnych eksperymentów, że pozwoli na przyjęcie do omówienia uzyskanych wyników, metody statystycznej dla prób powiązanych zakładając, że znana jest wartość parametru cechy badanego modelu przed i po wprowadzonych zmianach.

10. Drugi etap eksperymentu, dla modelu ze złączem spawanym

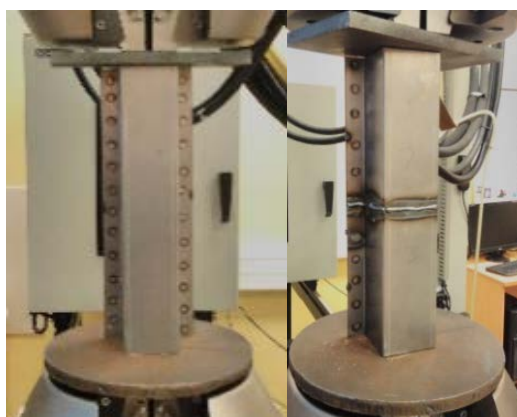
Na podstawie analizy literaturowej zagadnienia, można stwierdzić, że:

- „...zniszczenie [ściskanego ustroju] następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najslabszym przekroju poprzecznym...” [70],
- „...różne rodzaje niedoskonałości mogą w istotnym stopniu zmniejszyć wartości zastępczej szerokości płyty [b_e] i jej granicznej nośności [P_{gr}].” [70].

Biorąc to pod uwagę, należy spodziewać się, że proces spawania będzie miał wymierny wpływ na parametry energochłonne ściskanego modelu. Do badań zostaną użyte modele wykonane ze stali DP1000. Zmiana materiału wynika ze wspomnianej wcześniej potrzeby dopasowania właściwości użytej stali do zauważanego trendu dynamiki wzrostu parametrów wytrzymałościowych w budowie podłużnic samochodowych. Ponadto wraz ze wzrostem parametrów wytrzymałościowych użytej do badań stali, należy spodziewać się zwiększenia wpływu złącza spawanego na wytrzymałości badanych ustrojów (Rys. 44).

10.1. Przygotowanie modelu fizycznego do badań

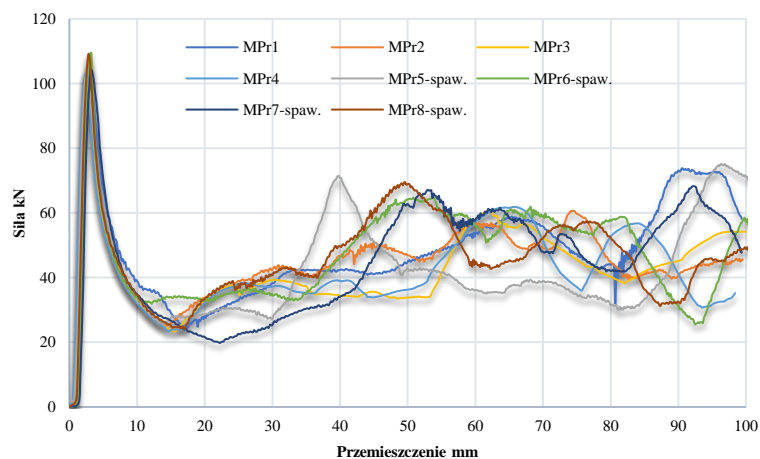
Do wykonania struktur energochłonnych wykorzystano stal DP1000 o parametrach R_m 1050 MPa, R_e 747 MPa, A_{80} 11,5%. Modele zostały wykonane w identycznej technologii jak ustroje z blachy DP800. Biorąc pod uwagę wyniki poprzedniego eksperymentu, wskazujące na istotną ich powtarzalność, do badań przygotowano cztery próbki referencyjne niespawane i cztery próbki ze złączem spawanym (Rys. 58).



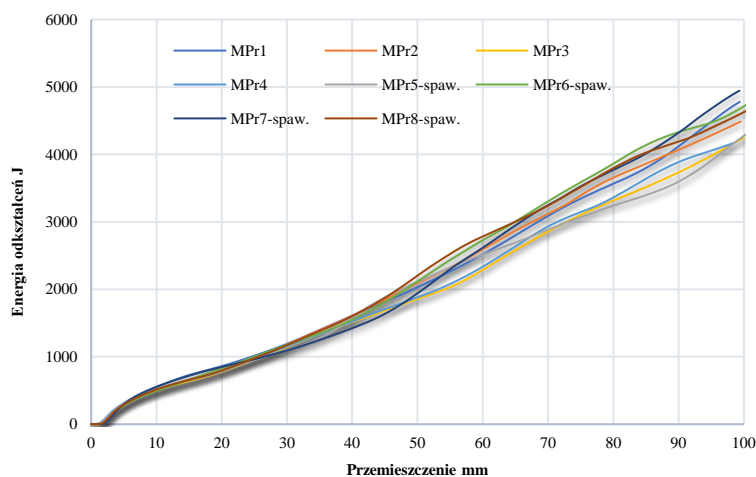
Rysunek 58. Stanowisko badawcze do ściskania. a) model referencyjny. b) model ze złączem spawanym

10.2. Przebieg i wyniki eksperymentu

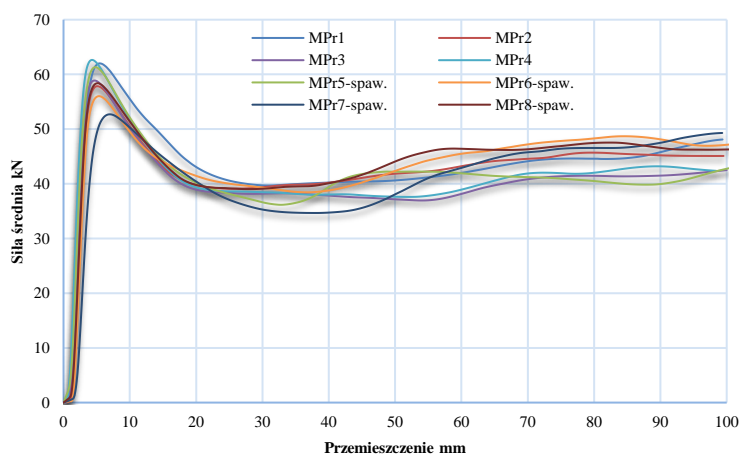
Seria pomiarowa składała się z 8 próbek, czterech referencyjnych oznaczonych „ $MPr_{(i)}$ ” i czterech spawanych „ $MPr_{(i)}$ -spaw”. Podczas badania rejestrowano siłę w funkcji przemieszczenia z prędkością odkształceń 100 mm/min (Rys. 59-61).



Rysunek 59. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego, pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$ i ze złączem spawanym $MPr_{(i)}$ -spaw



Rysunek 60. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$ i ze złączem spawanym $MPr_{(i)}$ -spaw



Rysunek 61. Charakterystyka średniej siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$ i ze złączem spawanym $MPr_{(i)}$ -spaw

Tabela 14. Zestawienie parametrów energochłonności badanych modeli bez złącza spawanego

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	Cecha U	P_{max} [kN]	Cecha U	$P_{sr\ max}$ [kN]	Cecha U
MPr1	48,48	4847,70	1,29	106,00	0,73	57,84	-1,07
MPr2	45,57	4556,51	0,29	106,30	0,95	62,01	0,71
MPr3	42,50	4249,81	-0,77	104,28	-0,54	58,87	-0,63
MPr4	42,36	4236,38	-0,81	103,46	-1,14	62,64	0,98
Średnia arytm.	44,73	4472,60		105,01		60,34	
Odch. standard.	2,91	290,50		1,36		2,34	
2 Odch. standard	5,81	581,01		2,73		4,69	

Tabela 15. Zestawienie parametrów energochłonności badanych ustrojów ze złączem spawanym

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	Cecha U	P_{max} [kN]	Cecha U	$P_{sr\ max}$ [kN]	Cecha U
MPr5-spaw.	42,83	4283,10	-1,32	102,30	-1,12	61,31	1,15
MPr6-spaw.	47,16	4716,40	0,28	109,52	0,89	56,02	-0,30
MPr7-spaw.	49,29	4928,70	1,07	104,30	-0,56	52,70	-1,21
MPr8-spaw.	46,28	4628,00	-0,04	109,18	0,80	58,38	0,35
Średnia arytm.	46,39	4639,05		106,33		57,10	
Odch. standard.	2,69	268,76		3,59		3,65	
2 Odch. standard	5,38	537,53		7,18		7,30	

10.3. Omówienie wyników

Jako pierwsza analizie została poddana powtarzalność wyników dla każdego wariantu badanych ustrojów, tzn. dla modeli referencyjnych (Tabela 14.) i osobno dla modeli ze złączem spawanym (Tabela 15). Uzyskane wyniki przeprowadzonego eksperymentu ściskania modeli referencyjnych, dla parametrów P_{sr} i E_c , wartości cechy U, poza jednym przypadkiem MPr1, zawierają się w pierwszym odchyleniu standardowym. Analogicznie dla parametrów P_{max} i $P_{sr\ max}$ można zaobserwować pojedyncze przypadki nieznacznie przekraczające pierwsze odchylenie standardowe. Obserwacje dla rozkładu wartości cechy U analizowanych parametrów, dla modeli referencyjnych, skłaniają do określenia uzyskanych wyników jako statystycznie równych, świadczących od wysokiej powtarzalności rezultatów wykonanych prób. Dla wyników badań modeli ze złączem spawanym, dla parametrów P_{sr} , E_c , P_{max} , analogicznie jak w poprzedniej próbie, tylko jedna wartość dla danego parametru, przekracza nieznacznie pierwsze odchylenie standardowe. Dwa wyniki parametru $P_{sr\ max}$ dla próbki MPr5-spaw. i MPr8-spaw., również nieznacznie przekraczają pierwsze odchylenie standardowe. Jeżeli uprawomocnione jest stwierdzenie o statystycznie równych wynikach badanej serii modeli referencyjnych, można na podstawie tego stwierdzenia dokonać analizy statystycznej dla prób powiązanych w celu dowiedzenia istotności różnic wyników pomiarów analizowanych parametrów dla modeli bez złącza spawanego MPr_(i) i ze złączem spawanym MPr_(i)-spaw. Tak istotna powtarzalność wyników pomiarów obserwacji dla modeli referencyjnych skłoniła do zastosowania tej metody zakładając, że znana jest wartość cechy badanych modeli przed (X_1) i

po (X_2) wykonaniu złącza spawanego, co pozwoliło określić wpływ tego procesu na poziom wartości cechy (Tabela 16-19).

Tabela 16. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły [P_{sr}]

P_{sr} [kN]	X_1	P_{sr} [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	44,73	MPr5-spaw.	42,83	1,90
MPr(śr)	44,73	MPr6-spaw.	47,16	-2,43
MPr(śr)	44,73	MPr7-spaw.	49,29	-4,56
MPr(śr)	44,73	MPr8-spaw.	46,28	-1,55

Tabela 17. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru energii odkształceń [E_c]

E_c [J]	X_1	E_c [J]	X_2	r_i
MPr(śr)	4472,60	MPr5-spaw.	4283,10	189,50
MPr(śr)	4472,60	MPr6-spaw.	4716,40	-243,80
MPr(śr)	4472,60	MPr7-spaw.	4928,70	-456,10
MPr(śr)	4472,60	MPr8-spaw.	4628,00	-155,40

Tabela 18. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru siły maksymalnej [P_{max}]

P_{max} [kN]	X_1	P_{max} [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	105,01	MPr5-spaw.	102,30	2,71
MPr(śr)	105,01	MPr6-spaw.	109,52	-4,51
MPr(śr)	105,01	MPr7-spaw.	104,30	0,71
MPr(śr)	105,01	MPr8-spaw.	109,18	-4,17

Tabela 19. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły maksymalnej [P_{srmax}]

P_{srmax} [kN]	X_1	P_{srmax} [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	60,34	MPr5-spaw.	61,31	-0,97
MPr(śr)	60,34	MPr6-spaw.	56,02	4,32
MPr(śr)	60,34	MPr7-spaw.	52,70	7,64
MPr(śr)	60,34	MPr8-spaw.	58,38	1,96

Wartość cechy X_1 ustalono na podstawie średniej arytmetycznej obserwacji z próby $MPr_{\text{śr}} = \sum_{i=1}^n MPr(i)$. Hipoteza zerowa zakłada, że po dokonanych zmianach wartość parametrów energochłonności pozostanie na podobnym poziomie $H_0: m_R \leq 0$. Z kolei przy hipotezie alternatywnej $H_1: m_R > 0$, parametry energochłonne zmniejszają się po przeprowadzeniu tych procesów. Jako pierwszy poddano analizie parametr P_{sr} dla próbek referencyjnych $MPr_{\text{śr}}$ i profili ze złączem spawanym $MPr_{5,6,7,8}$ -spaw. Przyjęto i obliczono: $\alpha=0,05$; $2\alpha=0,1$; $\check{r}_{\text{sr}} = -1,66$; $s_R=2,69$; statystyka $t=(-1,24)$. Z tablicy t-Studenta z 3 stopniami swobody odczytano dla $2\alpha=0,1$ wartość $t_{0,1; 3} = 2,359$, czyli obszar krytyczny tworzy przy prawostronnej hipotezie alternatywnej przedział $(2,353; \infty)$. Wartość obliczona statystyki t wynosi $(-1,24)$ i nie należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa nie zostaje odrzucona, wskazując

tym samym, że nie zmniejszyły się istotnie wyniki obserwacji z prób po zastosowaniu procesu spawania. W przypadku wartości obserwacji E_c , otrzymane wyniki są tożsame jak dla P_{sr} .

Następnie poddany analizie został parametr maksymalnej siły P_{max} . Analogicznie jak poprzednio do analizy wyników obserwacji przyjęto i obliczono $\check{r}_{sr}=(-1,32)$; $s_R=3,59$; statystyka $t=(-0,73)$ nie należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa nie zostaje odrzucona. Ostatnim analizowanym parametrem był $P_{sr max}$. Także i w tym przypadku dla przyjętych i obliczonych parametrów $\check{r}_{sr}=3,24$; $s_R=3,65$; statystyka $t=1,77$ nie należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa nie zostaje odrzucona.

Po tak przeprowadzonej analizie statystycznej, stwierdzającej brak istotnego statystycznie wpływu złącza spawanego na zmianę analizowanych parametrów wytrzymałościowych badanych modeli, przeprowadzono zestawienie wyników tego eksperymentu, w celu określenia ich spójności w oparciu o wartość cechy U, dla kolejnych odchyłeń standardowych (Tabela 20).

Tabela 20. Zestawienie parametrów energochłonności badanych modeli

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	Cecha U	P_{max} [kN]	Cecha U	$P_{sr max}$ [kN]	Cecha U
MPr1	48,48	4847,70	1,07	106,00	0,13	57,84	-0,27
MPr2	45,57	4556,51	0,00	106,30	0,24	62,01	0,99
MPr3	42,50	4249,81	-1,12	104,28	-0,53	58,87	0,05
MPr4	42,36	4236,38	-1,17	103,46	-0,84	62,64	1,18
MPr5-spaw.	42,83	4283,10	-1,00	102,30	-1,29	61,31	0,78
MPr6-spaw.	47,16	4716,40	0,59	109,52	1,48	56,02	-0,81
MPr7-spaw.	49,29	4928,70	1,36	104,30	-0,52	52,70	-1,81
MPr8-spaw.	46,28	4628,00	0,26	109,18	1,35	58,38	-0,10
Średnia arytm.	45,56	4555,83		105,67		58,72	
Odch. standard.	2,74	273,94		2,61		3,32	
2 Odch. standard	5,48	547,87		5,22		6,65	

Zestawienie wszystkich uzyskanych wyników analizowanych parametrów, z próby ściskania w tabeli 20., pozwala na podstawie cechy U stwierdzić spójność wyników. Na dwadzieścia cztery wartości, analizowanych parametrów i przypadków (P_{sr} i E_c liczone jest jako jedno, gdyż ma taką samą wagę dla statystyki), szesnaście zawiera się w pierwszym odchyleniu standardowym, a kolejne 7 w pierwszej połowie drugiego odchylenia standardowego i jeden wynik w drugiej połowie drugiego odchylenia standardowego. Jednak z ośmiu przypadków, jakie zawierają się w drugim odchyleniu standardowym, dokładnie połowa przypada na model referencyjny i połowa na model ze złączem spawanym. Ponadto znak ujemny i dodatni cechy U dla wartości wyników leżących w drugim odchyleniu standardowym, wskazujący na pewną tendencję wzrostu lub spadku analizowanych wartości, również rozkłada się równo na dwa typy ustrojów.

10.4. Wnioski

Analiza parametrów, wyznaczonych na podstawie wyników pomiarów przeprowadzonego eksperymentu, bez głębszej analizy mechanizmu zmian postaciowych zachodzących podczas ściskania w ustrojach klasy 4, sprowadza do wniosku, że stwierdzenia zawarte w pracy [70], nie mają potwierdzenia w przeprowadzonych badaniach empirycznych tzn. ani:

- „...zniszczenie [ściskanego ustroju] następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najslabszym przekroju poprzecznym...”

nie wystąpiło podczas eksperymentu, jak również:

- „...różne rodzaje niedoskonałości mogą w istotnym stopniu zmniejszyć wartości zastępczej szerokości płyty [b_e] i jej granicznej nośności [P_{gr}]”,

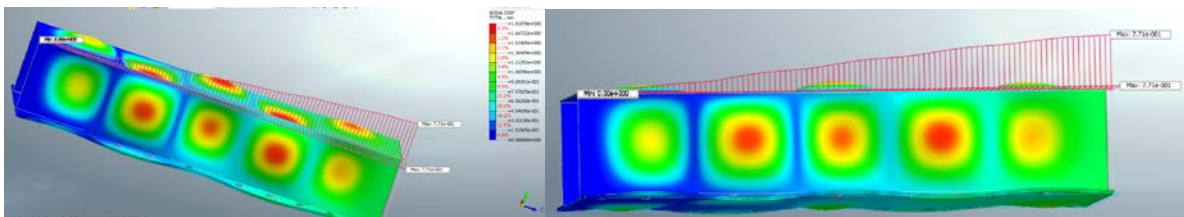
nie potwierdziły się w spadku analizowanych parametrów. Także obserwacja procesu skracania modeli, nie potwierdziła miejsca obszaru spoiny i SWC, jako źródła pojawienia się pierwszej zmiany postaciowej, inicjującej dalszy przebieg powstających po sobie fałd, przegubów plastycznych. Zmiana postaciowa następowała w każdym z omawianych przypadków poza obszarem złącza spawanego.

W profilach klasy 4, mechanizm doprowadzający do zniszczenia ustrój podczas jego ściskania, charakteryzuje się następującymi po sobie, w sposób diachroniczny, zmianami naprężeń i przemieszczeń w ściankach, jakich przebieg jest zależny od geometrii modelu. Jak już wspomniano, podczas ściskania podłużnicy, aby mogła zaistnieć zmiana postaciowa, musi zostać zainicjowane wyboczenie lokalne w ściance ustroju określone parametrem σ_{kr} , powodując pojawienie się półfal na jej powierzchni (wyboczeń lokalnych). Materiał ścianki doznaje maksymalnego przemieszczenia poprzecznego wzdłuż jej środkowej osi podłużnej (Rys. 62).



Rysunek 62. Charakterystyczne półfale (wyboczenia lokalne) pojawiające się na ściankach ściskanego modelu klasy 4.

Taki stan spiętrzenia materiału powoduje reakcje poprzeczne, które doprowadzają do zmiany postaciowej krawędzi modelu. Maksymalne przemieszczenie krawędzi znajduje się w przekroju poprzecznym, dla którego występuje maksymalne spiętrzenia materiału ścianki ustroju, wywołanego wyboczeniem lokalnym. Doprowadza to, z analogicznymi przemieszczeniami sąsiednich ścianek, do zmiany kształtu łączących je krawędzi, powodując ich zafalowanie - sinusoidalny przebieg krawędzi (Rys. 63). Krawędzie ściskanych płyt ustroju nie zachowują swojej prostoliniowości z każdym następnym krokiem, zwiększając swoje wygięcie, co w konsekwencji doprowadza do powstania zmiany postaciowej modelu.

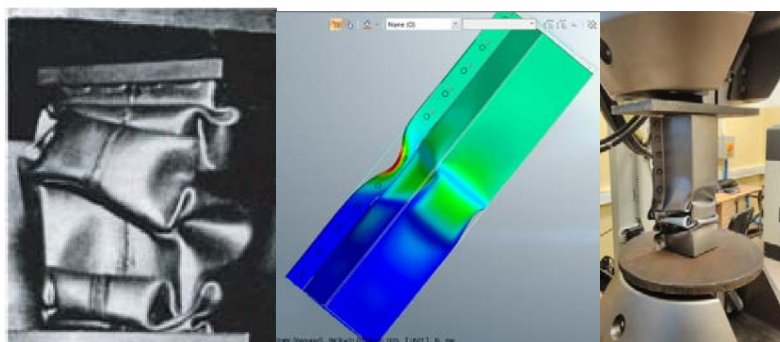


Rysunek 63. Diagram przemieszczenia krawędzi ustroju, wraz z charakterystycznym diagonalno-sinusoidalnym jego przebiegiem świadczącym o pionowych jak i poziomych jego przemieszczeniach

Aby mógł zaistnieć opisany powyżej mechanizm, wywołujący sinusoidalny przebieg krawędzi ściskanego ustroju, niezbędne jest pojawienie się półfal (wyboczeń lokalnych), a te powstają samoistnie na obszarach ściskanych płyt, pozbawionych elementów zakłócających to zjawisko. Jednocześnie z uwagi na cyrkularny kształt fal, maksymalne reakcje poprzeczne wywołane maksymalnymi odkształceniami powstających półfal, mogą powstać w pewnej odległości od krawędzi zjawisk je zaburzających. Mając na uwadze powyższe, zrozumiałym teraz wydaje się fakt, zanotowanej obserwacji z przeprowadzonych eksperymentów, z której wynika, że do zmiany postaciowej ściskanych ustrojów dochodziło w pewnej odległości od wprowadzonego połączenia spawanego na modelu. Spoina czołowa znacząco zwiększyła przekrój poprzeczny ścianki ustroju, co w konsekwencji zaburzyło powstanie w tym miejscu w sposób samoistny półfali. Takie wzmocnienie modelu w tym miejscu, spowodowało, że najbliższe maksimum poprzecznych odkształceń związane z pojawianiem się półfal po przekroczeniu naprężeń krytycznych, pojawić się mogło w pewnej odległości od linii wtopienia spoiny. Te zjawisko odseparowało obszar SWC, przenosząc ciężar zmian postaciowych poza ten obszar.

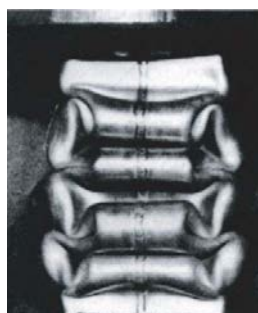
Wracając do stwierdzeń podanych w pracy [70], należy sprecyzować, że dotyczą one ustrojów o jednorodnej strukturze. Tym samym można zaproponować unifikację powyższych twierdzeń w kontekście nieco szerszego spektrum możliwych do rozważenia kompilacji analizowanych ustrojów stwierdzając, że obszar, w którym powstają w sposób samoistny wyboczenia lokalne – półfale, w wyniku ściskania ustroju, implikuje jego zmianę postaciową, a ta następuje „w

wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału”, dodatkowo w tym obszarze „różne rodzaje niedoskonałości mogą w istotnym stopniu zmniejszyć wartości zastępczej szerokości efektywnej płyty $[b_e]$ a tym samym jej granicznej nośności $[P_{gr}]$ ”. Wspomniana wcześniej cyrkularność fal powstających na powierzchni ścianek, zasadniczo posiada dwie charakterystyczne dla swojego kształtu postaci. Pierwszą z nich jest postać, w której ten kształt wraz z narastającym przemieszczeniem zmienia się na bardziej zbliżony do trapezu. Implikuje to przebieg procesu powstających po sobie kolejno tworzących się fałd o kształcie odpowiadającym formom ukazanym na rysunku 64.



Rysunek 64. Postać powstałych zmian w wyniku ściskania dla ustrojów o niskim współczynniku proporcji $[b/t]$. a) model rzeczywisty [50]. b) model numeryczny. c) model rzeczywisty z próby ściskania

Jak można zauważyć, jest to postać zgniotu ustroju, którą można zaobserwować podczas opisanych tu badań empirycznych, a także symulacji komputerowych. Wpływ na taki kształt postaci ma głównie geometria ustroju, gdzie w przypadku bardzo małych stosunków t grubość ścianki / b szerokość ścianki ($t/b=0,0085-0,016$) należy liczyć się z tego typu formą [50]. Dla modeli, jakie są przedmiotem badań tej pracy, współczynnik ściskanej ścianki wynosi 0,016, co uzasadnia kształt zaobserwowanej postaci. Można tu również przytoczyć wzór wg Mahmooda i Palusznego, gdzie współczynnik progowy (t/b) podano jako: $(t/b) < 0,48 [\sigma_{pl} (1-\nu^2) / E]^{1/2}$ [50]. Drugą postacią ściskanego ustroju, jaką można spotkać, jest kształt ukazany na rysunku 65. Charakteryzuje się on równomiernymi fałdami i występuje przy wyższych współczynnikach $t/b > 0,016$ [50].



Rysunek 65. Postać powstałych zmian w wyniku ściskania dla modelu o wysokim współczynniku proporcji $[b/t]$, [50]

Aby odzwierciedlić w pełni procedury operacji technologicznej, dla wymiany częściowej, początkowego fragmentu podłużnicy przedniej, należało usunąć nadlew spoiny do grubości materiału rodzimego modelu badawczego. Tak jak ma to miejsce w rzeczywistych warunkach warsztatowych dla zachowania walorów estetycznych naprawianej części. Jak można przypuszczać, proces ten spowoduje, że opisane zjawisko samoistnie powstających pólfał na powierzchni ściskanego ustroju, będzie mogło przebiegać w sposób niezakłócony. Powyższe przewidywania potwierdzają symulacje MES. Dlatego kolejny etap eksperymentu, będzie uwzględniał model, dla których lico spoiny zostało przeszlifowane do grubości materiału rodzimego ustroju.

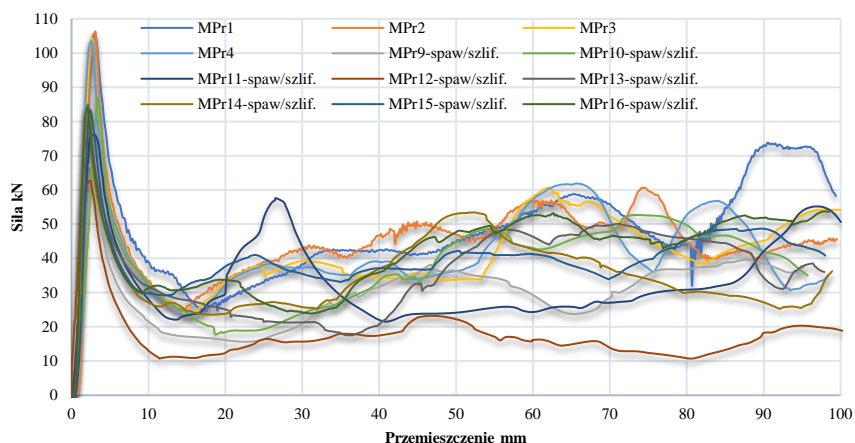
11. Trzeci etap eksperymentu, dla modelu z przeszlifowanym licem spoiny

Trzecim etapem eksperymentu było sprawdzenie, czy można zaobserwować statystycznie istotne różnice zmian parametrów energochłonności, zarejestrowanych podczas ściskania modelu referencyjnego, oznaczonego $MPr_{(i)}$ i modelu, na którym zostało wykonane złącze spawane i przeszlifowane lico spoiny, do grubości materiału rodzimego $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif.

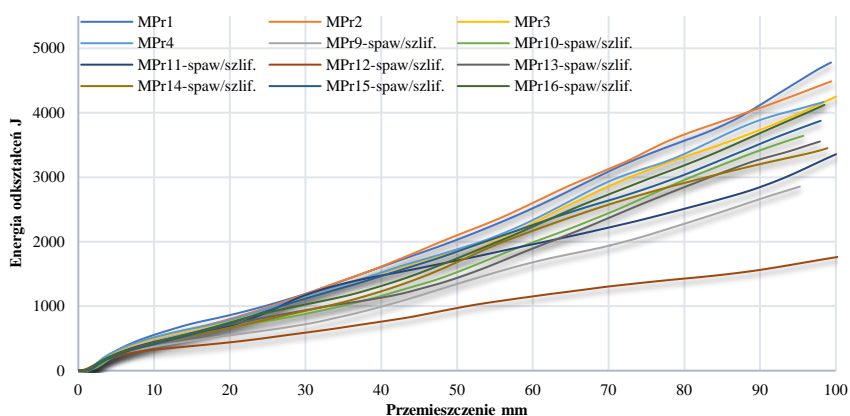
Do tego etapu badań przygotowano 8 modeli ze złączem spawanym, które zostały wykonane analogicznie jak dla drugiego etapu eksperymentu, uzupełniając technologię ich wytwarzania o proces szlifowania lica spoiny do grubości materiału rodzimego. Jakość wykonanych spoin została poddana ocenie wizualnej.

11.1. Przebieg i wyniki eksperymentu

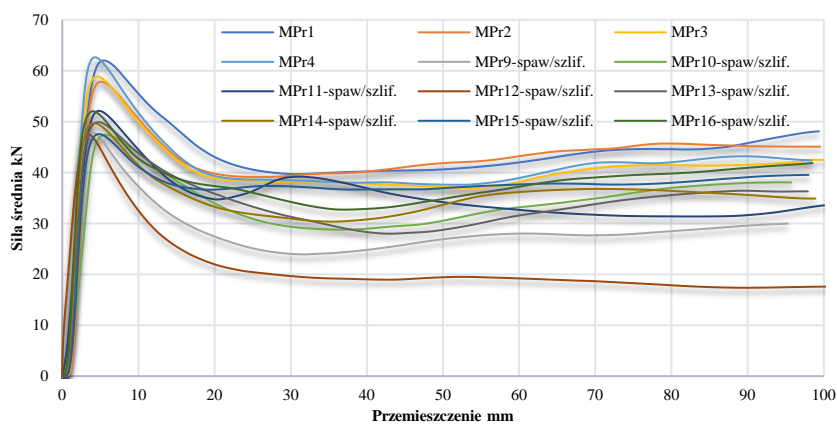
Seria pomiarowa składała się łącznie z 8 próbek wykonanych ze stali DP1000, ze złączem spawanym spawanych z oszlifowanym licem spoiny do grubości materiału rodzimego. Badanie przeprowadzono z prędkością odkształceń równą 100 mm/min. Wyniki eksperymentu przedstawiono na rysunkach 66-68. oraz w tabeli 21.



Rysunek 66. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$, i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif



Rysunek 67. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$, i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif



Rysunek 68. Charakterystyka średniej siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego $MPr_{(i)}$, i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif

Tabela 21. Zestawienie wyników dla parametrów energochłonności z analizą statystyczną dla próbek spawanych i szlifowanych MPr_(i)-spaw/szlif

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	Cecha U	P_{max} [kN]	Cecha U	$P_{\text{sr max}}$ [kN]	Cecha U
MPr9-spaw/szlif.	29,98	2998	-0,53	67,52	-1,24	47,89	-0,69
MPr10-spaw/szlif.	38,05	3805	0,54	86,91	0,90	47,41	-0,93
MPr11-spaw/szlif.	33,56	3356	-0,05	76,23	-0,28	52,12	1,44
MPr12-spaw/szlif.	17,59	1759	-2,17	62,80	-1,77	47,50	-0,88
MPr13-spaw/szlif.	36,31	3631	0,31	84,90	0,68	49,90	0,32
MPr14-spaw/szlif.	34,89	3489	0,12	84,49	0,63	49,69	0,21
MPr15-spaw/szlif.	39,54	3954	0,74	83,30	0,50	47,55	-0,86
MPr16-spaw/szlif.	41,86	4186	1,04	84,14	0,59	52,03	1,39
Średnia aryt.	33,97	3397		78,79		49,26	
Odch. standard.	7,56	756		9,05		1,99	
2 Odch. standard	15,13	1513		18,11		3,98	

11.2. Omówienie wyników

Zestawienie wyników eksperymentu (Tabela 21.), dla modeli ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny, dla parametrów P_{sr} i E_c , wartość cechy U, poza jednym przypadkiem MPr12-spaw/szlif., zawiera się w pierwszym odchyleniu standardowym. Uwagę zwraca obserwacja MPr12-spaw/szlif., dla której wyniki parametrów P_{sr} i E_c zawierają się dopiero w trzecim odchyleniu standardowym, P_{max} w drugim i $P_{\text{sr,max}}$ w pierwszym. Tak znaczący rozrzut wyników względem średniej arytmetycznej z przebiegu całego eksperymentu skłania do wnioskowania, że wystąpił znaczący wpływ spawania na wytrzymałość badanego ustroju. Weryfikacja wewnętrznej spójności połączenia mogła być ujawniona dopiero podczas badań niszczących [48].

Otrzymane wyniki (Tabela 21.) wskazują, że poza omówionym przypadkiem MPr12-spaw/szlif., istnieje pewna powtarzalność wyników dla części z uzyskanych obserwacji (z przebadanych ośmiu próbek, cztery cechowały się wartościami parametrów zawierającymi się w pierwszym odchyleniu standardowym). Analogicznie jak dla II etapu do analizy wyników posłuży metoda dla prób powiązanych, która zakłada, że znana jest wartość cechy badanych modeli przed (X_1) i po ściskaniu (X_2) (Tabela 22-25). Pozwolili to określić istotność wpływu przeprowadzonego procesu spawania i szlifowania na zmiany wytrzymałości ustroju.

Tabela 22. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły [P_{sr}]

P_{sr} [kN]	X_1	P_{sr} [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	44,73	MPr9-spaw/szlif.	29,98	14,75
MPr(śr)	44,73	MPr10-spaw/szlif.	38,05	6,68
MPr(śr)	44,73	MPr11-spaw/szlif.	33,56	11,17
MPr(śr)	44,73	MPr12-spaw/szlif.	17,59	27,14
MPr(śr)	44,73	MPr13-spaw/szlif.	36,31	8,42
MPr(śr)	44,73	MPr14-spaw/szlif.	34,89	9,84
MPr(śr)	44,73	MPr15-spaw/szlif.	39,54	5,19
MPr(śr)	44,73	MPr16-spaw/szlif.	41,86	2,87

Tabela 23. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru energii odkształceń [E_c]

E_c [J]	X_1	E_c [J]	X_2	r_i
MPr(śr)	4472,60	MPr9-spaw/szlif.	2998,10	1474,50
MPr(śr)	4472,60	MPr10-spaw/szlif.	3804,84	667,76
MPr(śr)	4472,60	MPr11-spaw/szlif.	3355,98	1116,62
MPr(śr)	4472,60	MPr12-spaw/szlif.	1759,12	2713,48
MPr(śr)	4472,60	MPr13-spaw/szlif.	3630,66	841,94
MPr(śr)	4472,60	MPr14-spaw/szlif.	3489,00	983,60
MPr(śr)	4472,60	MPr15-spaw/szlif.	3954,08	518,52
MPr(śr)	4472,60	MPr16-spaw/szlif.	4185,62	286,98

Tabela 24. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru siły maksymalnej [P_{max}]

P_{max} [kN]	X_1	P_{max} [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	105,01	MPr9-spaw/szlif.	67,52	37,49
MPr(śr)	105,01	MPr10-spaw/szlif.	86,91	18,10
MPr(śr)	105,01	MPr11-spaw/szlif.	76,23	28,78
MPr(śr)	105,01	MPr12-spaw/szlif.	62,80	42,21
MPr(śr)	105,01	MPr13-spaw/szlif.	84,90	20,11
MPr(śr)	105,01	MPr14-spaw/szlif.	84,49	20,52
MPr(śr)	105,01	MPr15-spaw/szlif.	83,30	21,71
MPr(śr)	105,01	MPr16-spaw/szlif.	84,14	20,87

Tabela 25. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły maksymalnej [$P_{sr,max}$]

$P_{sr,max}$ [kN]	X_1	$P_{sr,max}$ [kN]	X_2	r_i
MPr(śr)	60,34	MPr9-spaw/szlif.	47,89	12,45
MPr(śr)	60,34	MPr10-spaw/szlif.	47,41	12,93
MPr(śr)	60,34	MPr11-spaw/szlif.	52,12	8,22
MPr(śr)	60,34	MPr12-spaw/szlif.	47,50	12,84
MPr(śr)	60,34	MPr13-spaw/szlif.	49,90	10,44
MPr(śr)	60,34	MPr14-spaw/szlif.	49,69	10,65
MPr(śr)	60,34	MPr15-spaw/szlif.	47,55	12,79
MPr(śr)	60,34	MPr16-spaw/szlif.	52,03	8,31

Wartość cechy X_1 ustalona została na podstawie średniej arytmetycznej obserwacji z próby $MPr_{sr} = \sum_{i=1}^n MPr(i)$. Hipoteza zerowa zakładała, że po dokonanych zmianach, wartość

parametrów energochłonności pozostanie na podobnym poziomie $H_0: m_R \leq 0$, przy hipotezie alternatywnej $H_1: m_R > 0$, że parametry energochłonne zmniejszą się po przeprowadzeniu opisanych procesów. Jako pierwszy poddano analizie parametr P_{sr} dla próbek profili referencyjnych MPr_{sr} i profili ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny $MPr_{9,10,11,12,13,14,15,16}$ –spaw/szlif. Przyjęto i obliczono: $\alpha=0.05$; $2\alpha=0,1$; $\check{r}_{sr}=10,76$; $s_R=7,56$; statystyka $t=4,02$. Z tablicy t -Studenta z 7 stopniami swobody odczytano dla $2\alpha=0,1$ wartość $t_{0,1; 7}=1,895$, czyli obszar krytyczny tworzy przy prawostronnej hipotezie alternatywnej przedział $(1,895; \infty)$. Wartość obliczona statystyki t wynosi 4,04 i należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa zostaje odrzucona, wskazując tym samym, że zmniejszyły się istotnie wyniki obserwacji z prób po zastosowaniu procesu spawania i szlifowania. W przypadku wartości obserwacji E_c , otrzymane wyniki są tożsame jak dla P_{sr} . Następnie analizie poddany został parametr maksymalnej siły P_{max} . Analogicznie jak poprzednio do analizy wyników obserwacji przyjęto i obliczono $\check{r}_{sr}=26,22$; $s_R=9,05$; statystyka $t=8,19$, która należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa zostaje odrzucona wskazując tym samym, że zmniejszyły się istotnie wyniki obserwacji z prób po zastosowaniu procesu spawania ze szlifowaniem lica spoiny do grubości materiału rodzimego. Ostatnim analizowanym parametrem był $P_{sr max}$. Także i w tym przypadku dla przyjętych i obliczonych parametrów $\check{r}_{sr}=11,08$; $s_R=1,99$; statystyka $t=15,73$ należy do obszaru krytycznego, w związku z czym hipoteza zerowa zostaje odrzucona, wskazując tym samym, że zmniejszyły się istotnie wyniki obserwacji z prób po przeprowadzeniu procesu spawania ze szlifowaniem lica spoiny do grubości materiału rodzimego.

11.3. Wnioski

Wyniki badań charakteryzowały się większym rozrzutem, niż dla wcześniejszych eksperymentów. Ustroje spawane były w warunkach laboratoryjnych, z użyciem wyspecjalizowanego sprzętu o wysokiej jakości z pełną regulacją przebiegu procesu. Nie bez znaczenia pozostawały warunki, w jakich pracował spawacz. Proces spawania był poprzedzony licznymi próbami, tak aby spoina charakteryzowała się wysoką jakością wykonania, pełnym przetopem łączonych krawędzi. Zwrócono uwagę na ilość wprowadzanego ciepła, tak aby nie dopuścić do przepalenia spawanej blachy, co stanowiło pewne wyzwanie przy tak cienkich arkuszach. Ponadto spawacz pracował w pozycji podolnej PN-EN ISO 6947:2011 [95], przekładając spawany model z boku na bok po zesparaniu krawędzi danej strony ustroju. Przebieg łączenia był przeprowadzony przez wykwalifikowanego spawacza. Proces spawania przebiegał w warunkach w jakich podczas rzeczywistej wymiany podłużnicy blacharzowi

nie będzie dane tak pracować. Jak istotne są warunki pracy, w jakich taki proces się przeprowadza, dla uzyskania połączenia o wysokiej jakości, nie trzeba dowodzić, dlatego zaobserwowany rozrzut wyników w jednostkowych przypadkach uznano za istotny dla celu prowadzonych badań.

Na podstawie uśrednionych wyników z przeprowadzonych eksperymentów (Tabela 26.), przeprowadzono analizę spadku wartości energochłonności badanych modeli ze złączem spawanym i przeszlifowanym licem spoiny.

Tabela 26. Zestawienie średnich wartości wyników obserwacji parametrów eksperymentu, dla 100 [mm] długości toru skrócenia, ustrojów $MPr_{(i)}$ i $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	P_{max} [kN]	$P_{sr\ max}$ [kN]
Średnia arytm. $MPr_{(i)}$ dla 100 [mm]	44,73	4472,6	105,01	60,34
Średnia arytm. $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif. dla 100 [mm]	33,97	3397,17	78,79	49,26
$MPr_{(i)}$ -spaw/szlif / $MPr_{(i)}$.	0,76	0,76	0,75	0,82

Wyniki trzech pierwszych parametrów charakteryzują się spójnością uzyskanych współczynników, co pozwala przyjąć uzyskaną wartość jako miarodajną dla wyznaczenia spadku energochłonności badanych ustrojów. Ostatni parametr cechował się najwyższą wartością współczynnika odbiegającą o około 9%.

Powyższe wyniki eksperymentu skłaniają do przeprowadzenia analizy porównawczej wyników uzyskanych z przeprowadzonej symulacji MES. Należy zauważyć, że skrócenie ściskanego modelu dla przeprowadzonej symulacji MES, wynosiło 14 mm, stąd analiza porównawcza badań empirycznych powinna odnosić się także do tej wielkości skrócenia ustroju. Dlatego należało ustalić wartości analizowanych parametrów, odpowiadające długości 14 mm toru skrócenia fizycznych ustrojów. Wielkości te zestawiono w tabeli 27.

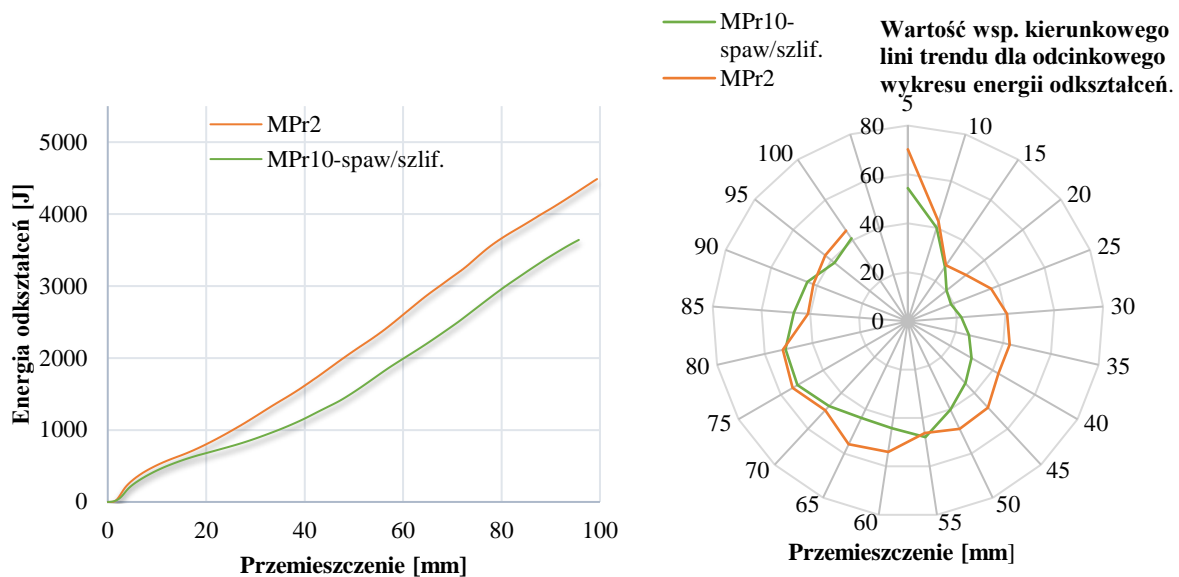
Tabela 27. Zestawienie średnich wartości wyników obserwacji parametrów podczas eksperymentu, dla 14 [mm] długości toru skrócenia, ustrojów $MPr_{(i)}$ i $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	P_{max} [kN]	$P_{sr\ max}$ [kN]
Średnia arytm. $MPr_{(i)}$ dla 14[mm]	45,81	641,36	105,01	60,34
Średnia arytm. $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif. dla 14 [mm]	36,38	509,30	78,79	49,26
$MPr_{(i)}$ -spaw/szlif / $MPr_{(i)}$. dla 14 [mm]	0,79	0,79	0,75	0,82

Wartości współczynników ustalonych w oparciu o wyniki przeprowadzonej symulacji MES (Tabela 11.), kształtowały się dla parametrów P_{sr} E_c na poziomie 0,83, dla P_{max} 0,84, a dla $P_{sr,max}$ 0,8. Porównując te współczynniki dla parametrów P_{sr} i E_c , można stwierdzić \approx 5% spadek ich wartości dla badań empirycznych. Nieco większym spadkiem ok. 11% charakteryzuje się parametr P_{max} . Dla parametru $P_{sr,max}$ można zaobserwować wzrost uzyskanej wielkości o 2,5%. Dla dwóch pierwszych parametrów, 5% spadek wartości współczynników, świadczy o

adekwatności założeń powziętych dla przeprowadzenia symulacji komputerowej MES. Wpływ na tą różnicę mogła mieć wysoka jakości wykonanych ustrojów, bądź znikomy wpływ wad na wartość zarejestrowanych parametrów P_{sr} E_c . Potwierdzeniem tego wniosku, może być wynik trzeciego parametru P_{max} . Określa on siłę niezbędną, aby w ściskanym ustroju nastąpiła zmiana postaciowa. Niniejsza obserwacja, a także omówiony już wcześniej mechanizm inicjujący powstanie pierwszej fałdy, wskazuje, że parametr ten jest bardziej wrażliwy na wady kształtu, w kontekście nośności ściskanego ustroju. Dlatego 11% spadek tego parametru w analizie porównawczej znajduje swoje potwierdzenie. Dla ostatniego parametru $P_{sr,max}$ zaobserwowano wzrost uzyskanych wyników o 2,5%, które należy uznać za zbieżne.

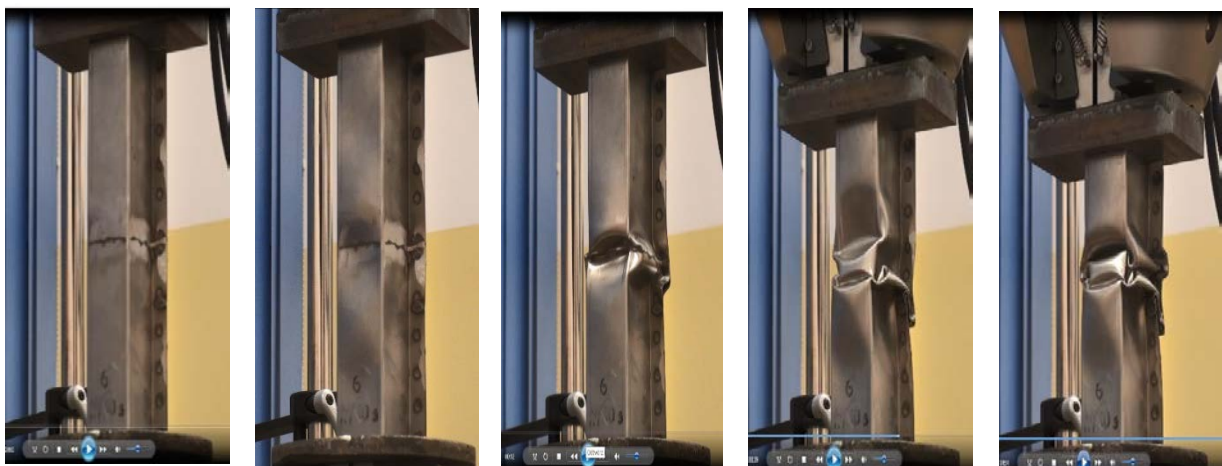
Ostatnim etapem była analiza porównawcza przebiegów reprezentatywnych wykresów absorpcji energii odkształceń dla modelu referencyjnego i ze złączem spawanym z przeszlifowanym licem spoiny. Do tego celu należało określić kryteria dla wyboru reprezentatywnych przypadków. Za kryterium wyboru reprezentatywnego ustroju $MPr_{(i)}$ posłużyły wartości cechy U, analizy statystycznej. Ustroje, dla których wyniki badanych parametrów nie zawierały się w pierwszym odchyleniu standardowym, zostały odrzucone, jako odbiegające od wartości najbardziej oczekiwanych. Do wyboru pozostały dwie próbki MPr_2 i MPr_3 , wybrano próbkę MPr_2 . Tak wyodrębniony przebieg wykresu energii odkształceń został zestawiony z reprezentatywnym przebiegiem energii odkształceń ustroju ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif. Kryterium wyboru reprezentatywnej próbki $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif, przebiegało w analogiczny sposób jak dla próbek referencyjnych. Na tej podstawie wyodrębniono próbkę MPr_{10} -spaw/szlif i zestawiono z próbką MPr_2 .



Rysunek 69. a) Wykres energii odkształceń dla modelu referencyjnego MPr_2 i z przeszlifowaną spoiną MPr_{10} -spaw/szlif. b) Wykres gwiazdowy przyrostu energii odkształceń dla analizowanych przypadków na podstawie współczynnika kierunkowego β_1

Na rysunku 69 a., przedstawiono typowy wykres przebiegu energii odkształceń podczas skracania badanych modeli. Wykres gwiazdowy (Rys. 69 b.) został zbudowany w oparciu o wartości współczynników kierunkowych, jakie zostały wyznaczone, dla każdego z 20 odcinków o długości 5 [mm], z wykresu przedstawionego na rysunku 69 a. Takie zestawienia, dla każdego odcinka wykresu, opisanego współczynnikiem kierunkowym, pozwoliło porównać chwilowe przebiegi przyrostu absorbowanej energii podczas ściskania osiowego ustrojów. Na wykresach (Rys. 69 a i b.), dla pierwszego odcinka skrócenia, widoczny jest 23% spadek wartości współczynnika β_1 , dla próbki MPr10-spaw/szlif. Spadek ten jest ściśle powiązany z nośnością ściskanego ustroju, jaki określa parametr P_{max} . Następnie po chwilowym zbieżnym przebiegu, ponownie obserwuje się wyraźną różnicę wartości współczynnika β_1 , świadczącą o nierównoległych kierunkach odcinków linii wykresu energii odkształceń. Stan widocznych różnic kąta pochylenia linii zanika ostatecznie na 70 mm skrócenia ustroju. Od tej długości przebiegi linii odcinków wykresów są równoległe względem siebie, wskazując na podobną „chłonność” energii odkształceń.

Podsumowując, przedstawione analizy potwierdzają zagadnienia poruszane przy omawianiu aparatu matematycznego, wskazujące, że wielkość fałdy jest ściśle powiązana z parametrami geometrycznymi ustroju i jest zależna od najwęższej szerokości ścianki przekroju poprzecznego modelu [70] [78]. Do zmiany postaciowej ustroju dochodzi w najślabszym miejscu przekroju poprzecznego (Rys. 70) [2].



Rysunek 70. Charakterystyczne etapy przebiegu skrócenia ustroju z przeszlifowanym licem spoiny .




Cechą szczególną omawianego procesu zniszczenia jest pojawienie się kolejnej fałdy dopiero po zamknięciu jej poprzedzającej [78].

12. Porównanie modelu badawczego z obiektem fizycznym konstrukcji pojazdu

Możliwość wykorzystania modeli badawczych podłużnic poprzez analogię do obiektów rzeczywistych tj. pojazdów, zbadali i zweryfikowali autorzy artykułu [22]. Stwierdzono, że zastąpienie testów zderzeniowych całego pojazdu, testami jego poszczególnych komponentów, może być wykorzystane do badań, oczywiście w obszarach, w których te elementy stanowią dominującą rolę w absorpcji energii uderzenia. Przed wykorzystaniem wyników badań otrzymanych podczas przeprowadzonych eksperymentów, zasadnym wydaje się przeprowadzenie krótkiej charakterystyki doboru i weryfikacji modelu dla określenia stopnia zbieżności morfologicznej i parametrycznej z przedmiotem rzeczywistym tj. podłużnicą przednią, a docelowo pojazdem. Takie porównanie pozwoli określić na podstawie przyjętych kryteriów w jakim stopniu zachodzi zależność w powyżej wymienionych aspektach. Analiza zostanie przeprowadzona dla dwóch obszarów.

Pierwszym z nich jest kryterium zbieżności morfologicznej. Wyniki przedstawiono w tabeli 28.

Tabela 28. Kryteria zbieżności morfologicznej wykorzystanego do badań ustroju z modelem rzeczywistym

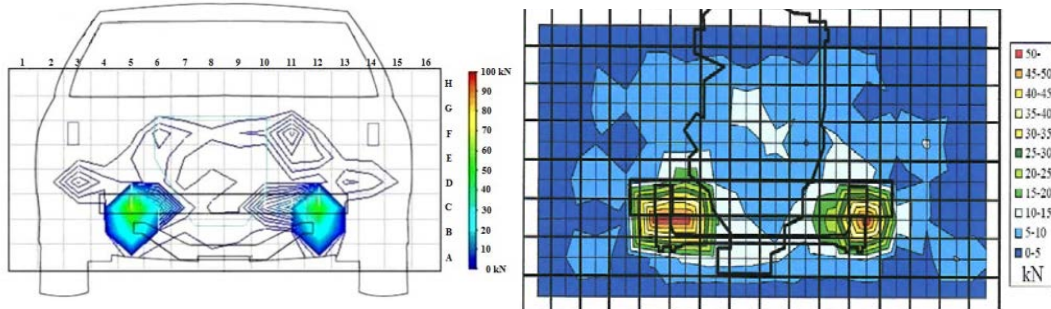
	Podłużnica przednia 	Model badawczy 
Profil podłużnicy:	Jednoośmowy	Jednoośmowy
Przekrój rdzenia profilu:	Prostokątny/kwadratowy	Kwadratowy
Stal:	DP (Dual Phase Steel)	DP (Dual Phase Steel)
Proces wytwarzania:	Formowanie na zimno, wzdłuż KW 0°	Formowanie na zimno, wzdłuż KW 0°
Połączenie półfabrykatów w procesie wymiany częściowej:	Zgrzewanie oporowe punktowe, spawanie, szlifowanie.	Zgrzewanie oporowe punktowe, spawanie, szlifowanie.
Klasa profilu PN-EN 1993-1-1+A12006:	4	4

Dla kryterium „przekroju rdzenia profilu” w ustroju badawczym, do eksperymentów zastosowano model o przekroju kwadratowym rdzenia. Przyjęcie takiego kształtu profilu było zdeterminowane utrzymaniem dla celów porównawczych zbieżności geometrycznej z modelem wykorzystanym przez innych autorów [2].

Drugim kryterium jest zbieżność w przebiegu rejestrowanych parametrów energochłonnych podczas testów zderzeniowych i badań empirycznych. W tym celu przeanalizowano budowę współczesnego samochodu osobowego z nadwoziem samonośnym, skorupowym.



Rysunek 71. Zdjęcia poglądowe pojazdu Honda Civic a) przed i b) po czołowym uderzeniu w nieodkształcalną przeszkodę [24]




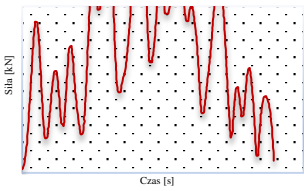
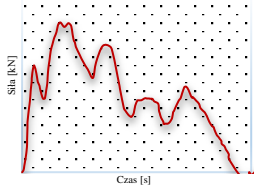
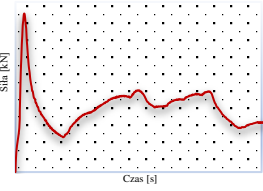


Rysunek 72. Diagram wielkości rejestrowanej siły podczas crashtestu z prędkością 50 km/h dla a) początkowego etapu w 15 ms [23] i b) końcowego przebiegu deformacji pojazdu [11] [9]

Na rysunku 71, 72 a., widać, że w początkowej fazie zderzenia czołowego, głównym elementem uczestniczącym w procesie absorpcji energii uderzenia jest podłużnica przednia.

W tabeli 29 zestawiono porównywane kryteria zbieżności konstrukcji rzeczywistej pojazdu i modelu eksperymentalnego dla charakterystyk przebiegu siły w funkcji czasu, otrzymane podczas crashtestów [24] i badań empirycznych (Tabela 29).

Tabela 29. Kryteria zbieżności w przebiegu rejestrowanych parametrów energochłonnych modelu badawczego z a, b) modelami rzeczywistymi, uzyskane podczas crashtestów i c) badań eksperymentalnych [12] [24]

	a) Pojazdu	b) Podłużnica przednia	c) Model badawczy
 <p>Charakterystyka siły dla okresu z P_{max} w funkcji czasu. $P_{max} = \max[F(\delta)],$ $\delta \in (0, \delta_k), [N]$</p>			
			

Na wykresach w tabeli 29., można zaobserwować cechy wspólne analizowanego kryterium, porównywanych struktur. Tym, co jest istotne dla tej pracy to podobieństwo początkowego przebiegu wykresu siły w funkcji czasu dla okresu z pierwszym maksimum lokalnym. Zmniejszona sztywność podłużnicy, a tym samym odporność na jej ścisnięcie związku z wykonanym złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny, spowoduje spadek jej nośności

(P_{gr}) tj. pierwszego P_{max} i wpłynie bezpośrednio na wielkość pola pod tym wykresem. Spójność kształtu porównywanych przebiegów wykresów na tym początkowym obszarze wynika z faktu, że podczas zderzenia czołowego udział podłużnicy przedniej w absorpcji energii uderzenia na początkowym etapie skrócenia pojazdu jest dominujący, a tym samym i determinujący przebieg rejestrowanego opóźnienia. Zależność parametryczna na osi rzędnych dla badań empirycznych - parametr siły, a dla prób zderzeniowych - parametr opóźnienia, jest związana zależnością:

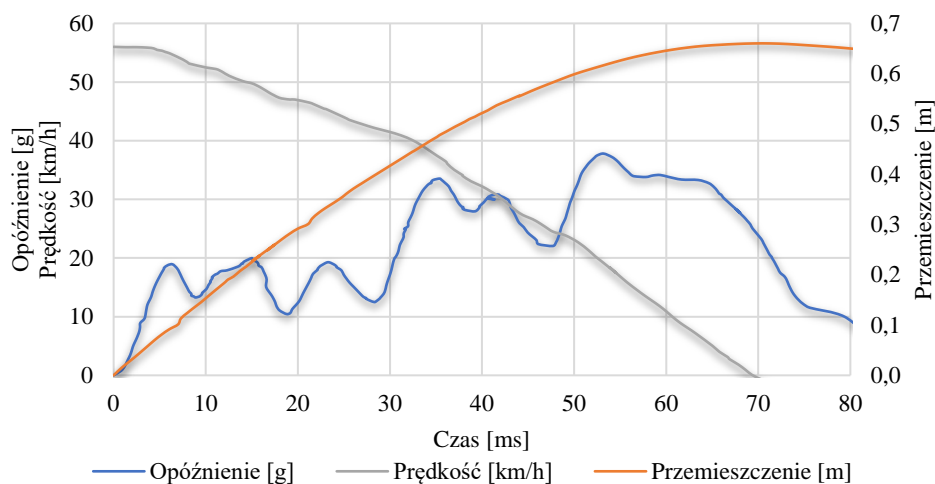
$$F = m * a \quad (12.1)$$

gdzie:

F - siła, m- masa, a-opóźnienie.

Kolejnym krokiem jest weryfikacja prędkości w przebiegu skrócenia modelu. Badania eksperymentalne przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej Istron 8850 z maksymalną możliwą do osiągnięcia prędkością przemieszczenia tłoczyska 0,6 km/h. Jest to prędkość, która nie odzwierciedla warunków rzeczywistych, do których odnoszone są przedmiotowe badania. Jednak, jak już wcześniej omówiono w rozdziale 9., przyjęto w oparciu o wnioski z badań i ich analiz, do jakich doszli wcześniej przywoływani autorzy [2], że badania quasi-statyczne mogą zostać wykorzystane, poprzez analogię do badań dynamicznych z uwzględnieniem współczynników utwardzenia materiału, wyznaczonych przez tych autorów.

Ostatni krok weryfikacji dotyczy niespójności parametrycznej, wynikającej z faktu, że badania eksperymentalne (Tabela 29 c) były prowadzone ze stałą prędkością przesuwu tłoka maszyny, zaś badania crashtestów (Tabela 29 a, b) realizowane są ze zmienną prędkością, zależną od chwilowej energii kinetycznej pojazdu. Analiza chwilowej prędkości pojazdu (Rys. 73), przeprowadzona w oparciu o całkowanie parametru opóźnienia, podczas crashtestu z prędkością 56 km/h, dla początkowego etapu deformacji pojazdu, mającego zasadnicze znaczenie dla tej pracy, w którym to sygnał opóźnienia jest diagnozowany przez moduł sterujący poduszką gazową, wykazała spadek na tym obszarze o 2 km/h tj. 3,6% [24]. Również określenie spadku prędkości, w oparciu o wartości, zarejestrowane przez czujnik przemieszczenia, wykazały spadek prędkości w tym obszarze o 1,3 km/h. Na wykresie (Rys. 73), charakterystyk dla crashtestu Honda Civic z prędkością zderzenia 56 km/h w nieodkształcalną przeszkodę [96], można zauważyć, że prędkość pojazdu w jego początkowej fazie skrócenia nie ulega większej zmianie.



Rysunek 73. Wykresy przebiegów charakterystyk dla opóźnienia, przemieszczenia i prędkości podczas kolizji czołowej pojazdu Honda Civic, crashtestu z prędkością zderzenia 56 km/h w nieodkształcalną przeszkodą [24] [96]

Również przeprowadzona ocena spadku chwilowej prędkości w oparciu o wynik crashtestu, przeprowadzonego na obiekcie badawczym, przez zespół KTI/DEKRY [12], potwierdziła powyższe ustalenia. Procentowy spadek prędkości, dla początkowego etapu deformacji wózka badawczego $\langle 0; P_{max} \rangle$, ustalony przez całkowanie parametru opóźnienia (Rys.29 b), wyniósł 4%. Opisane obserwacje pozwalają przyjąć i aproksymować wyniki przeprowadzonych eksperymentów, poprzez analogię, do warunków rzeczywistych dla tego obszaru. Przeprowadzona analiza weryfikacji modelu badawczego skłania do twierdzenia, że zaproponowany proces wnioskowania na podstawie aproksymacji wyników przeprowadzonych eksperymentów w oparciu o przyjęty model badawczy podłużnicy, ma swoje odzwierciedlenie i może posłużyć poprzez analogię do oceny modelu rzeczywistego, jakim jest podłużnica przednia, a docelowo konstrukcja nadwozia pojazdu na początkowym etapie jego skrócenia.

13. Analiza przebiegu opóźnienia w oknie diagnozowania sygnału przez moduł sterujący poduszką gazową z uwzględnieniem parametrów wyznaczonych podczas badań eksperymentalnych

W oparciu o badania empiryczne wyznaczono wartości współczynników, które zostaną wykorzystane do weryfikacji czasów aktywacji poduszki gazowej. Aby przeprowadzić powyższą analizę, niezbędne było określenie aparatu matematycznego, na podstawie którego zostanie oszacowana czas aktywacji poduszki gazowej. W rozdziale przybliżającym zasadę działania systemu SRS opisano autorskie rozwiązanie na podstawie współczynnika kierunkowego przebiegu wykresu opóźnienia w oknie diagnozowania sygnału. Wyznaczono

przedziały takiego okna na osi rzędnych, dla parametru opóźnienia ($1g \leq g \leq \infty$) [49] [58], oraz na osi odciętych dla czasu trwania kolizji ($0ms \leq t \leq 7ms$) nazywając go „obszarem krytycznym”. Pomimo wnikliwej analizy literatury na dany temat nie natrafiono na informacje bezpośrednio od producentów tych systemów wskazujące, które metody matematyczne aktualnie wykorzystywane są do konwersji sygnału dla określenia czasu aktywacji poduszki gazowej. Dlatego bazując na informacjach zawartych w publikacjach prac naukowych niezależnych jednostek badawczych [59] [52], do analizy wykorzystano model matematyczny oparty na pomiarze energii, ponieważ jest on zbieżny z parametrem wygenerowanym na podstawie przeprowadzonych eksperymentów.

$$E_c = \frac{m \cdot (v_a^2 - v_b^2)}{2} \quad (12.2)$$

gdzie:

v_1^2 – chwilowa prędkość kolizji po przekroczeniu przez pojazd opóźnienia 9,81 m/s².

v_2^2 – chwilowa prędkość kolizji po upływie 5 ms, od czasu przekroczenia przez pojazd opóźnienia 9,81 m/s².

m – masa pojazdu.

Do dalszej analizy posłużą wyniki crashtestów dla zaproponowanego pojazdu testowego Honda Civic, z uwagi na największą rozpiętość przeprowadzonych testów zderzeniowych z różnymi prędkościami kolizji i z różnymi kombinacjami mocowania fantomów - bez, jak i z zapiętymi pasami bezpieczeństwa [24] [64-66] [68] [96].

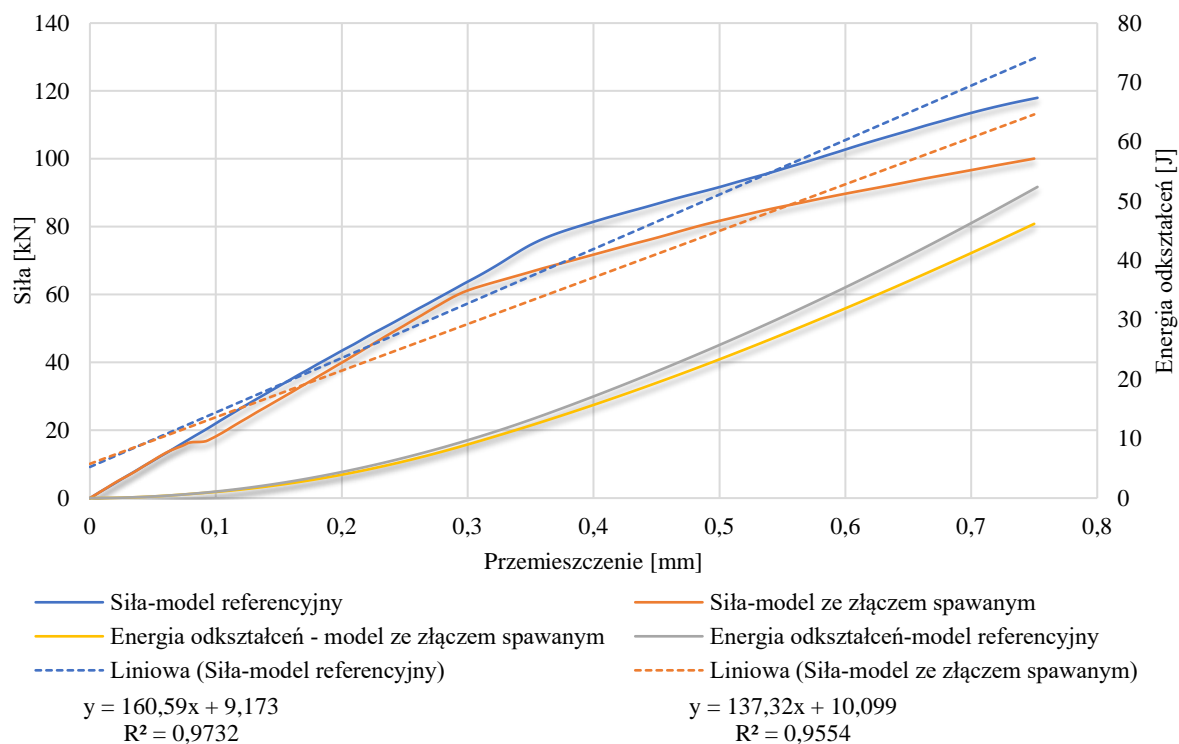
13.1. Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego”

Logiczną konsekwencją zmiany sztywności podłużnicy przedniej, w oparciu o sztywność której moduł sterujący, aktywuje w odpowiednim czasie poduszkę gazową, jest zmiana tego czasu, jaki pierwotnie przypisany został innej prędkości kolizji. W pracy „obszarem krytycznym”, nazywany jest obszar analizy dla modułu sterującego aktywacją poduszki gazowej, natomiast „parametrem obciążenia” nazwano miarę, za pomocą której wyrażona została wielość zmian w sztywności podłużnicy przedniej.

Aby zdefiniować wartości „parametru obciążenia”, materiał do analizy pozyskany podczas badań eksperymentalnych poszerzony zostanie źródłowo o wyniki z przeprowadzonej symulacji MES oraz z badań wykonanych przez ośrodek KTI [12].

13.1.1. Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki analizy numerycznej MES

Jak już wcześniej zostało omówione, wyniki uzyskane podczas symulacji MES nie uwzględniają pewnych zmiennych w związku z uproszczeniami zastosowanymi podczas budowania modelu. Ponadto cechą modelu wirtualnego jest pozbawiony wad jego kształt. Powyższe skłaniało do uzasadnionych przypuszczeń, że ustalone na podstawie metod matematycznych wielkości liczbowe parametrów energochłonnych mogą odbiegać od analogicznych parametrów ustalonych na podstawie wyników z badań empirycznych. Charakterystyki jakie poddano analizie zostały wygenerowane podczas symulacji MES dla modelu w jednoosiowym stanie naprężeń. Wielkość zmian na odcinku przebiegu wykresu $\langle 0, P_{max} \rangle$, wyznacza „obszar krytyczny”, będący przybliżonym obszarem analizy dla modułu sterującego poduszki gazowej (Rys. 74).



Rysunek 74. Wykres przebiegu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia dla wyznaczonego obszaru krytycznego modelu referencyjnego i modelu ze złączem spawanym

Jak można zauważyć na wykresie (Rys. 74), przedziały w jakich zostały ograniczone współrzędne do analizy wyznaczonych parametrów, na osi rzędnych wynoszą $\langle 0; \infty \rangle$ kN, a dla osi odciętych $\langle 0; 0,75 \rangle$ mm. Na podstawie tak wyznaczonych odcinków wykresów dla „obszarów krytycznych”, zostały ustalone ich wartości liczbowe współczynnika kierunkowego oraz energii odkształceń (Tabela 30).

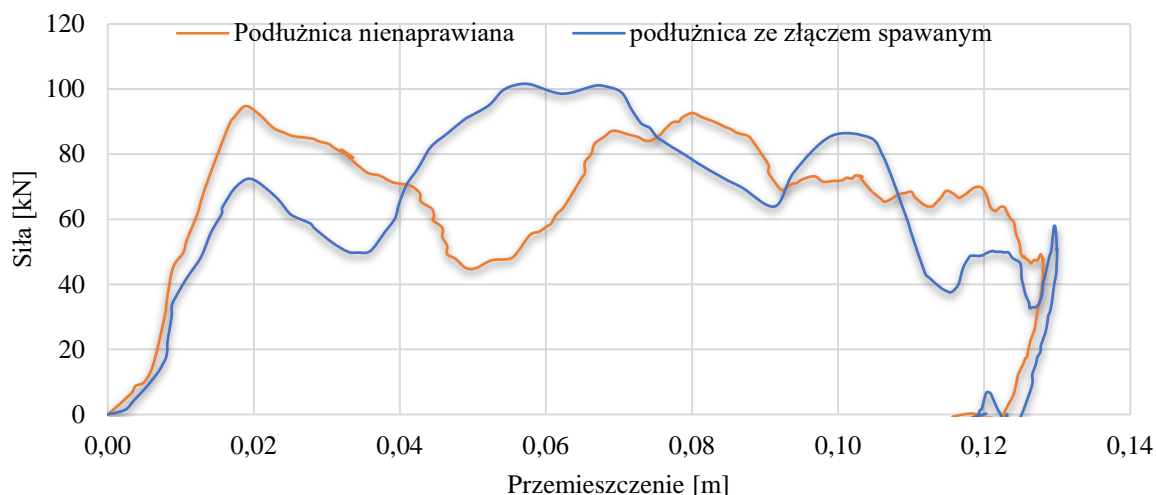
Tabela 30. Wartości parametrów dla odcinka wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia w przedziale na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, a dla osi odciętych $\langle 0; 0,75 \rangle$

Symulacja MES	Dla modelu referencyjnego	Dla modelu ze złączem spawanym	Różnica spadku parametrów [%]
Wsp. kierunkowy β_1	160,59	137,32	14,5
Energia odksz. E_c [J]	52,41	46,19	12

Wygenerowane wartości „Różnicy spadku parametrów” 14,5 i 12%, nieznacznie różnią się od siebie. Zważywszy, że do ich oszacowania wykorzystano różne metody matematyczne, ich wynik można zinterpretować jako spójny.

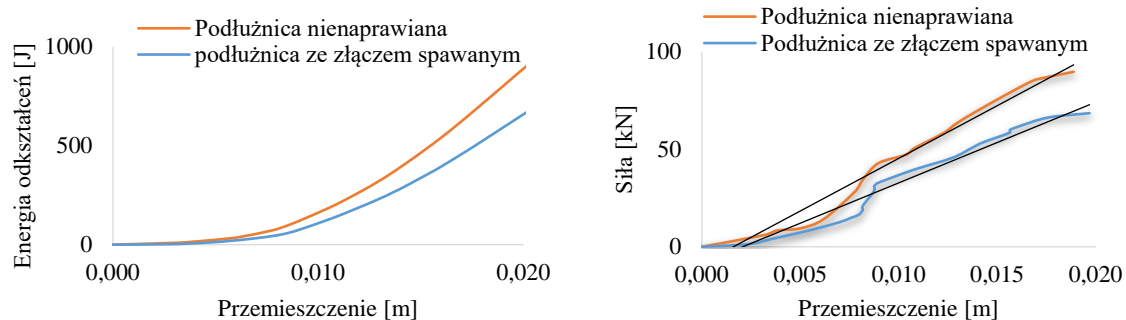
13.1.2. Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki badania ośrodka KTI

Kolejnym źródłem danych będą wyniki crashtestu ustalone przez ośrodek KTI [12]. W zasadniczej kwestii, przeprowadzone tam badania, pokrywają się z etapem badań empirycznych, jaki został wykonany w ramach przedmiotowej pracy. Wynik próby, przedstawiony na rysunku 75, wykazał spadek własności energochłonnych w „obszarze krytycznym” dla podłużnicy ze złączem spawanym.



Rysunek 75. Wykres przebiegu siły ściskającej w funkcji przemieszczenia dla podłużnicy nienaprawianej i ze złączem spawanym, badań ośrodka KTI [12]

Analogicznie jak w przypadku wyników z przeprowadzonych symulacji, wyznaczony został obszar krytyczny w przedziale, którego analizowane są współrzędne dla wartości parametrów współczynnika kierunkowego i energii odkształceń (Rys.76).



Rysunek 76. Wykres przebiegu energii odkształceń i siły zgniatania w funkcji przemieszczenia dla wyznaczonego obszaru krytycznego na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 0,02 \rangle$

Do analizy parametrów wyznaczono przedziały ograniczone współrzędnymi: na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ J, kN, a na osi odciętych $\langle 0; 0,02 \rangle$ m. Na podstawie tak wyznaczonych odcinków wykresów dla obszarów krytycznych zostały ustalone wartości liczbowe współczynnika kierunkowego oraz energii odkształceń (Tabela 31).

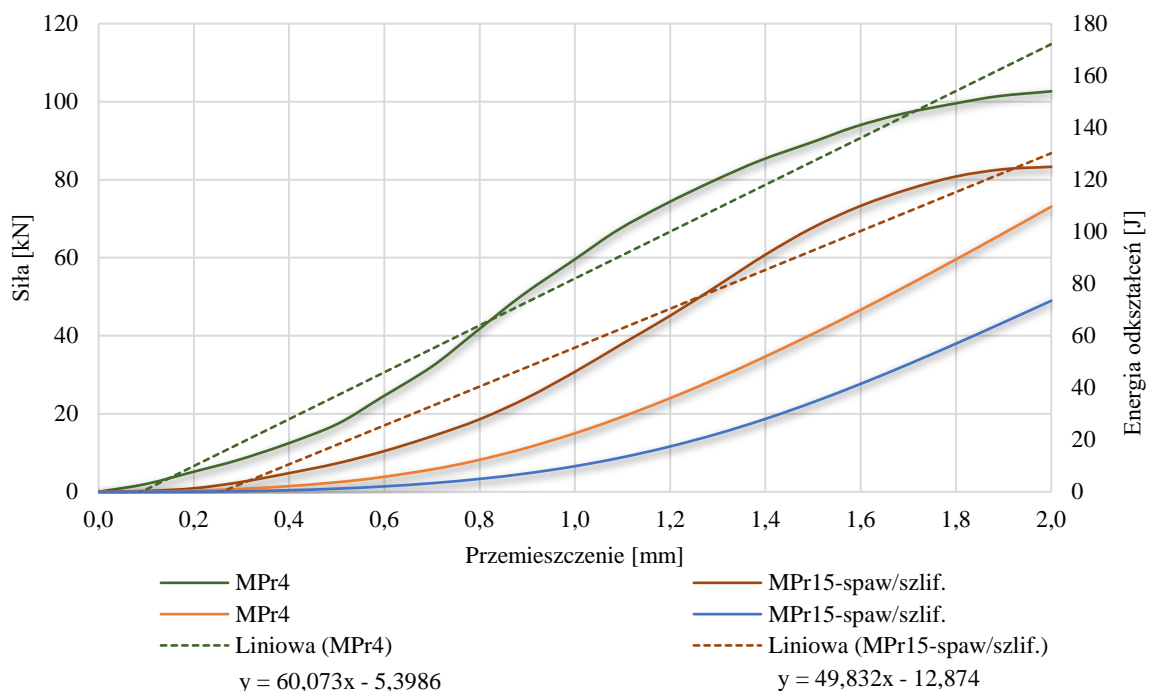
Tabela 31. Wartości parametrów dla odcinka wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia w przedziale na osi rzędnych wynosiła $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 4,2 \rangle$

Badanie KTI	Dla modelu nienaprawianego	Dla modelu ze złączem spawanym	Różnica spadku parametrów [%]
Wsp. kierunkowy β_1	5395	4134	24
Energia odksz. E_c	948	653	31

Wynik niniejszego crashtestu i parametrów ustalonych na jego podstawie, ma znacząco większą wagę, niż wyniki uzyskane na podstawie przeprowadzonej symulacji MES, ponieważ uwzględnia zmienne, które zostały tam pominięte. Jednak jednostkowy charakter tego badania naraża go na zarzut niedostatecznie obiektywnego potwierdzenia za pomocą metod statystycznych otrzymanych wyników. Dlatego uzasadniało to konieczność przeprowadzenia w ramach tej pracy badań empirycznych.

13.1.3. Wyznaczenie współczynnika „parametru obciążenia” dla „obszaru krytycznego” w oparciu o wyniki badań w ramach przeprowadzonych eksperymentów

Analogicznie jak w poprzednich przykładach, przed wyznaczeniem szukanych parametrów, zostały określone przedziały współrzędnych przebiegu wykresów, na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ kN, a dla osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$ mm. Przykładowe przebiegi wybranego modelu referencyjnego i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny, zostały przedstawione na wykresie (Rys. 77).



Rysunek 77. Wykres przebiegu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia dla próbek MPr4 i MPr15-spaw/szlif, obszarze krytycznym, w przedziale na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$

Wartości parametrów, ustalone w opisany powyżej sposób, zostały zestawione w tabeli 32.

Tabela 32. Wartości parametrów wraz z analizą statystyczną wartości cechy U, dla próbek bez złącza spawanego, wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia, w przedziale próbkowania na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ a dla osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$

Próbki bez złącza spawanego	Wsp. kier.[β]	Cecha U	Energia Odkształceń [J]	Cecha U
MPr1	56,69	-1,58	112,74	0,44
MPr2	61,92	1,19	119,24	1,05
MPr3	60,01	0,18	90,45	-1,64
MPr4	60,07	0,21	109,62	0,15
Średnia aryt.	59,68		108,01	
Odch. standard.	1,89		10,72	
2 Odch. standard	3,77		21,43	

Jak można zaobserwować na podstawie analizy statystycznej przedstawionej w tabeli 32. dla próbek referencyjnych, wartość odchylenia standardowego w przypadku parametru współczynnika kierunkowego β_1 stanowi zaledwie 3,16% wartości średniej arytmetycznej, świadcząc o dużej zbieżności uzyskanych wyników. Obserwacje cechy U dla pierwszego i drugiego argumentu, próbki MPr1 i MPr2, cechują się wartością drugiego odchylenia standardowego, lecz z przeciwnym znakiem, to powoduje, że ich średnia arytmetyczna pokrywa się z dokładnością do dziesiątych ze średnią arytmetyczną z całej próby, kolejne dwa wyniki oscylują w obrębie pierwszej połówki pierwszego odchylenia standardowego. Powyższe wskazuje, że średnia arytmetyczna z przedstawionej próby, choć nielicznej, może

posłużyć jako wartość istotnie odzwierciedlająca najbardziej oczekiwaną wielkość rozkładu normalnego. W przypadku analizy statystycznej uzyskanych parametrów energii odkształceń dla czterech próbek można zaobserwować analogiczną zależność rozkładu wartości cechy U jak w opisanym powyżej przypadku dla współczynnika kierunkowego. Próbka druga MPr2 i trzecia MPr3 cechuje się wartością U w drugim odchyleniu standardowym z przeciwnymi znakami, natomiast pozostałe próbki zawierają się w pierwszym odchyleniu standardowym. Z kolei pierwsze odchylenie standardowe dla omawianego parametru stanowi 10% średniej arytmetycznej.

Analogicznie dokonano zestawienia dla analizy statystycznej wartości parametrów dla próbek z przeszlifowanym licem spoiny. Przedstawiono je w tabeli 33.

Tabela 33. Wartości parametrów wraz z analizą statystyczną wartości cechy U, dla próbek ze złączem spawanym i szlifowanym, wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia, w przedziale próbkowania na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ a dla osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$

Próbki ze złączem szlifowanym	Wsp. kier. $[\beta_1]$	Cecha U	Energia odkształceń [J]	Cecha U
MPr9-spaw/szlif.	34,73	-0,57	72,45	0,15
MPr10-spaw/szlif.	21,19	-1,74	31,28	-2,19
MPr11-spaw/szlif.	35,85	-0,47	58,46	-0,65
MPr12-spaw/szlif.	33,73	-0,66	79,89	0,57
MPr13-spaw/szlif.	52,66	0,97	84,97	0,86
MPr14-spaw/szlif.	50,46	0,79	75,55	0,32
MPr15-spaw/szlif.	49,83	0,73	73,45	0,20
MPr16-spaw/szlif.	52,36	0,95	82,72	0,73
Średnia arytmetyczna.	41,35		69,85	
Odchylenie standardowe.	11,60		17,59	
2 Odchylenie standardowe.	23,21		35,17	

Wyniki ustalonych parametrów, jakie zostały poddane analizie statystycznej, choć w większości zawierają się w pierwszym odchyleniu standardowym, nie charakteryzują się już tak dużą spójnością wyników, jak dla modeli bez złącza spawanego. Pierwsze odchylenie standardowe dla wartości średniej arytmetycznej parametru współczynnika kierunkowego stanowi aż 28% tej wartości. Wysoka wartość tego współczynnika, a także analiza wartości cechy U, gdzie jeden wynik zawiera się w pierwszej połowie pierwszego odchylenia standardowego, następnie kolejne sześć wyników oscylują pomiędzy pierwszą, a drugą połową pierwszego odchylenia standardowego, ze zmiennymi znakami i ostatni wynik próbki MPr10-spaw/szlif., który znacząco odbiega od reszty, wskazują na słabą powtarzalność uzyskanych wyników.

W przypadku analizy statystycznej dla parametru energii odkształceń E_c pierwsze odchylenie standardowe dla wartości średniej arytmetycznej parametru E_c stanowi 25% tej wartości.

Jednak wnikliwsza analiza wygenerowanych wartości cechy U pozwala stwierdzić, że uzyskane wartości parametrów cechują się większą zbieżnością. Wyniki sześciu próbek ze znakiem dodatnim, zawierające się w pierwszym odchyleniu standardowym, świadczą o dużej zbieżności. Jedynie w przypadku próbki MPr10-spaw/szlif., której wynik wyraźnie zaburza spójność, a także próbka MPr11-spaw/szlif, posiada ujemny znak. Niniejsze interpretacje wyników analizy statystycznej przeprowadzone dla badań empirycznych wskazują, że na wynik próbki MPr10-spaw/szlif. mogły mieć wpływ znaczące niezgodności ustroju powstałe podczas procesu spawania. W tabeli 34., przedstawiono zestawienie, w którym wygenerowano spadki wartości analizowanych parametrów dla modeli z przeszlifowanym licem spoiny, względem średniej arytmetycznej uzyskanej z modeli referencyjnych. Zestawienie dodatkowo poszerzono o czwartą kolumnę, w której przedstawiono procentowy spadek wartości liczbowych z pierwszej i drugiej kolumny, odnosząc każdorazowo względnie mniejszą wartość do większej.

Tabela 34. Analiza statystyczna procentowego spadku wartości parametrów β i E_c , próbek ze złączem spawanym i szlifowanym, względem średniej arytmetycznej parametrów β i E_c , próbek bez złącza spawanego wraz z procentowym zestawieniem zaobserwowanych różnic względnych pomiędzy nimi

Próbki ze złączem szlifowanym	Spadek wartości wsp. kier.[β]	Spadek wartości energia odkształceń [J]	Różnica względna spadków wartości
MPr9-spaw/szlif.	41,80%	32,92%	21,24%
MPr10-spaw/szlif.	64,49%	71,04%	9,22%
MPr11-spaw/szlif.	39,92%	45,88%	12,99%
MPr12-spaw/szlif.	43,48%	26,03%	40,13%
MPr13-spaw/szlif.	11,76%	21,33%	44,87%
MPr14-spaw/szlif.	15,44%	30,05%	48,62%
MPr15-spaw/szlif.	16,50%	32,00%	48,44%
MPr16-spaw/szlif.	12,25%	23,41%	47,67%
Średnia arytmetyczna.	30,71%	35,33%	34,15%

13.2. Wnioski

Przeprowadzone analizy oszacowania spadku wartości parametrów dla współczynnika kierunkowego i energii odkształceń w przypadku symulacji MES wyniosły 14,5 i 12%, dla badań KTI 24 i 31%. Dla wyników ustalonych w oparciu o przeprowadzone badania empiryczne, zauważalne skrajne ich różnice pozwalają na wyodrębnienie dwóch podgrup. W pierwszej, dla trzech pierwszych przypadków, różnice tam zachodzące pomiędzy procentowymi spadkami wartości badanych parametrów, oscylują między 10, a 20%, dla drugiej z pięciu ostatnich prób, wyniki oscylują między 40, a 50%.

Największy spadek własności energochłonnych jest generowany przez próbkę MPr10-spaw/szlif., dlatego wydaje się zasadne przeprowadzenie dodatkowej analizy tego przypadku. Aby zaobserwować jak wyniki tej próbki wpłynął na średnią wartość spadku parametrów energochłonnych. Dla oceny jej istotności, powtórnie zestawiono otrzymane wyniki z pominięciem jej wartości w poniższej tabeli 35.

Tabela 35. Analiza statystyczna procentowego spadku wartości parametrów β i E_c , próbek z przeszlifowanym licem spoiny z pominięciem próbki MPr10-spaw/szlif., względem średniej arytmetycznej parametrów β i E_c , próbek referencyjnych wraz z procentowym zestawieniem zaobserwowanych różnic bezwzględnych pomiędzy nimi

Próbki ze złączem szlifowanym	Spadek wartości wsp. kier.[β]	Spadek wartości energia odkształceń [J]	Różnica bezwzględna spadków wartości
MPr9-spaw/szlif.	41,80%	32,92%	21,24%
MPr11-spaw/szlif.	39,92%	45,88%	12,99%
MPr12-spaw/szlif.	43,48%	26,03%	40,13%
MPr13-spaw/szlif.	11,76%	21,33%	44,87%
MPr14-spaw/szlif.	15,44%	30,05%	48,62%
MPr15-spaw/szlif.	16,50%	32,00%	48,44%
MPr16-spaw/szlif.	12,25%	23,41%	47,67%
Średnia arytmetyczna.	25,88%	30,23%	37,71%

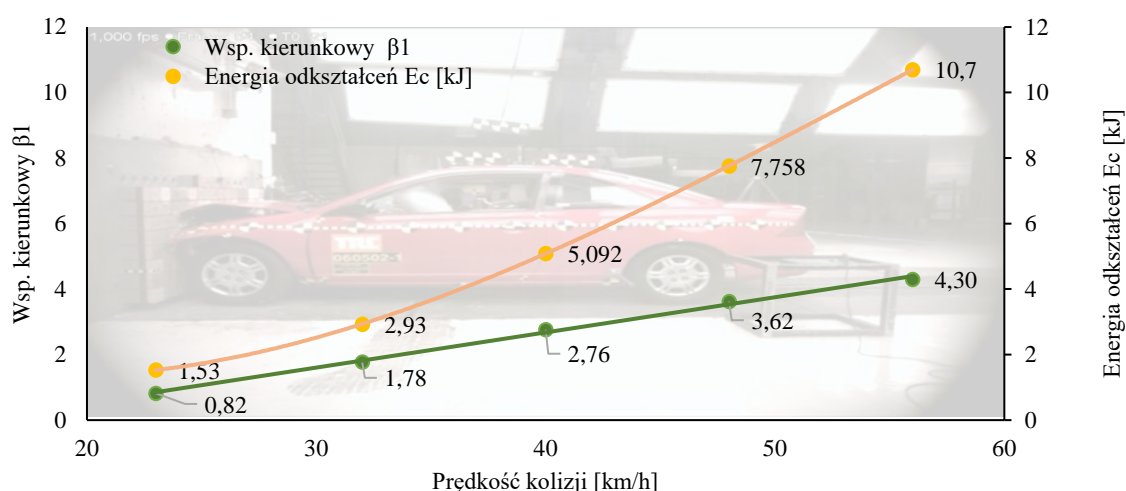
Jak można zauważyć średnia arytmetyczna spadku wartości współczynnika kierunkowego, jak i energii odkształceń z pominięciem próbki MPr10-spaw/szlif, zmieniła się o ok. 15%, zmniejszając swoją wartość o 5%. Jak na wpływ pojedynczego wyniku, jest to dość radykalna zmiana. Głównym celem przedstawionych powyżej analiz statystycznych jest ustalenie w sposób obiektywny wielkości spadku wartości dla analizowanych parametrów współczynnika kierunkowego i energii odkształceń w obszarze krytycznym, związku z przeprowadzonym na modelu procesem spawania. Dlatego dla oszacowania tej wielkości uwzględniono średnią arytmetyczną wartość obejmującą dwie tabele tj. 34 i 35. Takie podejście uwalnia z jednej strony od zarzutu uwzględniania tylko próbek cechujących się wysoką jakością wykonania, co przy odniesieniu tego kryterium do praktyki warsztatowej wydaje się nieuzasadnione, z drugiej strony, od zarzutu wpływu wartości o dużym „ciężarze”, która w analizach statystycznych mogła zostać zinterpretowana jako „błąd gruby”. Mając na uwadze powyższe, aproksymowano wartość spadku analizowanych parametrów dla obszaru krytycznego do wysokości 30%. Dla potrzeb tej pracy tak ustalony „parametr obciążenia” przyjęto zapisywać „PO 0,7”.

13.3. Wyznaczenie wartości wsp. kierunkowego i energii odkształceń, obciążonych „PO 0,7” w „obszarze krytycznym”

Tak wyznaczony parametr obciążenia, PO 0,7, posłużył do przeprowadzenia konwersji parametrów wyznaczonych metodami matematycznymi tj: wartości współczynnika kierunkowego i wielkości energii odkształceń, jakich wielkości zostały określone na podstawie przeprowadzonych carstestów Honda Civic. Należy przy tym pamiętać, że istnieje ścisła zależność przyrostu wartości współczynnika kierunkowego, jak i przyrostu wartości energii odkształceń, w funkcji prędkości kolizji dla badanego modelu (Tabela 36, Rys. 78).

Tabela 36. Wartości współczynnika kierunkowego β_1 oraz wielkości energii odkształceń E_c , mierzonych w obszarze krytycznym dla prędkości crashtestu wg FMVSS208, pojazdu Honda Civic [24] [64] [65] [66] [68] [96]

Prędkość kolizji [km/h]	23	32	40	48	56
Wsp. kierunkowy β_1	0,82	1,78	2,76	3,62	4,30
Energia odkształceń E_c [kJ]	1,53	2,93	5,092	7,758	10,7

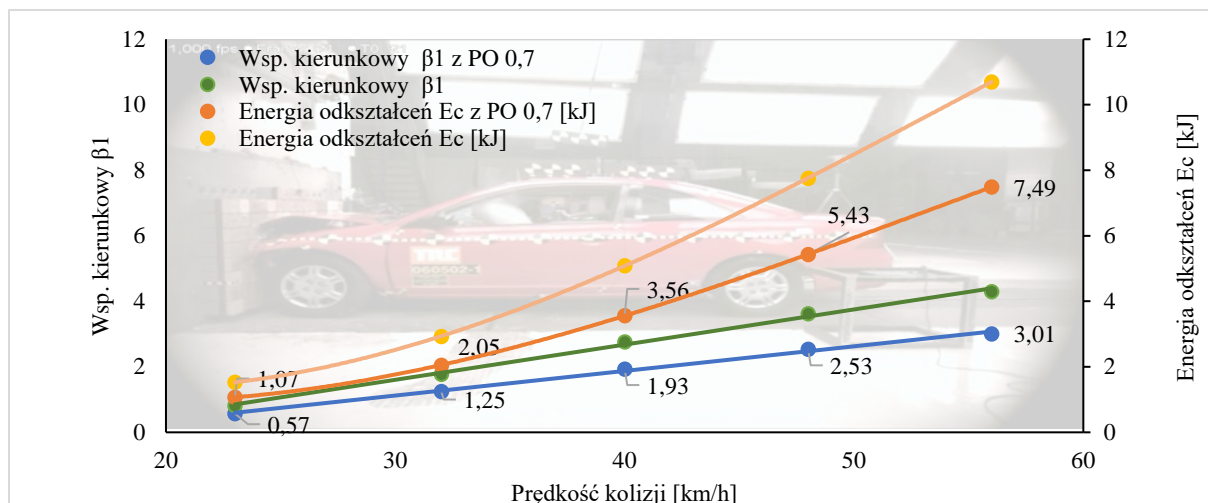


Rysunek 78. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 oraz energii odkształceń E_c mierzonych w obszarze krytycznym od prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic

Wygenerowane w oparciu o zaproponowane modele matematyczne wartości, zmierzone w obszarze diagnozowania sygnału opóźnienia dla aktywacji poduszki gazowej, pomniejszono o 30%, ustalając w ten sposób ich nowe wielkości (Tabela 37, Rys. 79).

Tabela 37. Wartości współczynnika kierunkowego β_1 oraz energii odkształceń E_c obciążone wsp. PO 0,7, w obszarze krytycznym dla prędkości crashtestu FMVSS208, pojazdu Honda Civic

Prędkość kolizji [km/h]	23	32	40	48	56
Wsp. Kierunkowy β_1 - obciążony PO 0,7	0,57	1,25	1,93	2,53	3,01
Energia odkształceń E_c – obciążona PO 0,7	1,07	2,05	3,56	5,43	7,49



Rysunek 79. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 , i energii odkształceń E_c oraz wsp. kier. β_1 i energii odkształceń E_c obciążonych PO 0,7, dla obszaru krytycznego w funkcji prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic

Na podstawie wygenerowanych wielkości parametrów w oknie diagnozowania przebiegu opóźnienia za pomocą opisanych metod matematycznych, system SRS wdraża dedykowany protokół ochrony pasażera. Po obciążeniu współczynnikiem PO 0,7, niniejszych parametrów, których wielkość zinterpretowana na podstawie pierwotnej zależności odpowiada mniejszym prędkością kolizji, powoduje, że aktywacja poduszki gazowej a tym samym i jej stan referencyjny zostanie osiągnięty w czasie późniejszym niż pierwotnie przewidziany. Niniejsza zależność zostanie omówiona na przykładzie crashtestu FMVSS208, z prędkością 56 km/h (Rys. 79). Na osi rzędnych zaznaczono, po lewej stronie wartość współczynnika kierunkowego, a po prawej, wartości energii odkształceń. Odczytano w miejscach przecięcia z wyznaczoną linią, wartość na osi odciętych. Tak określona prędkość kolizji pozwala na wyznaczenie dedykowanego protokołu ochrony pasażera, umożliwiającego właściwe zsynchronizowanie aktywowanej poduszki gazowej z przemieszczającym się „ciałem” fantomu. Po obciążeniu analizowanych parametrów współczynnika kierunkowego i wartości energii odkształceń, współczynnikiem PO 0,7, można odczytać z wykresu (Rys. 79), że pierwotnie wyznaczony protokół ochrony pasażera, przypisany prędkości względnej kolizji 56 km/h, z PO 0,7, zostaje zmieniony na protokół odpowiadający prędkości kolizji ok. 47 km/h. Analogicznie można przeprowadzić takie rozpoznanie dla innych prędkości. W przypadku prędkości kolizji np. 40 km/h protokół ochrony pasażera, jaki zostanie wprowadzony po uwzględnieniu PO 0,7, będzie odpowiadać protokołowi dla prędkości względnej kolizji ok. 34 km/h. Z wykresu można zaobserwować, że dla prędkości kolizji 23 km/h, aktywacja systemu SRS, a wraz z nim wdrożenie dedykowanego dla tej prędkość protokołu, przy obciążeniu PO 0,7 może uniemożliwić ten proces. Wartość prędkości, na podstawie tak zinterpretowanych parametrów,

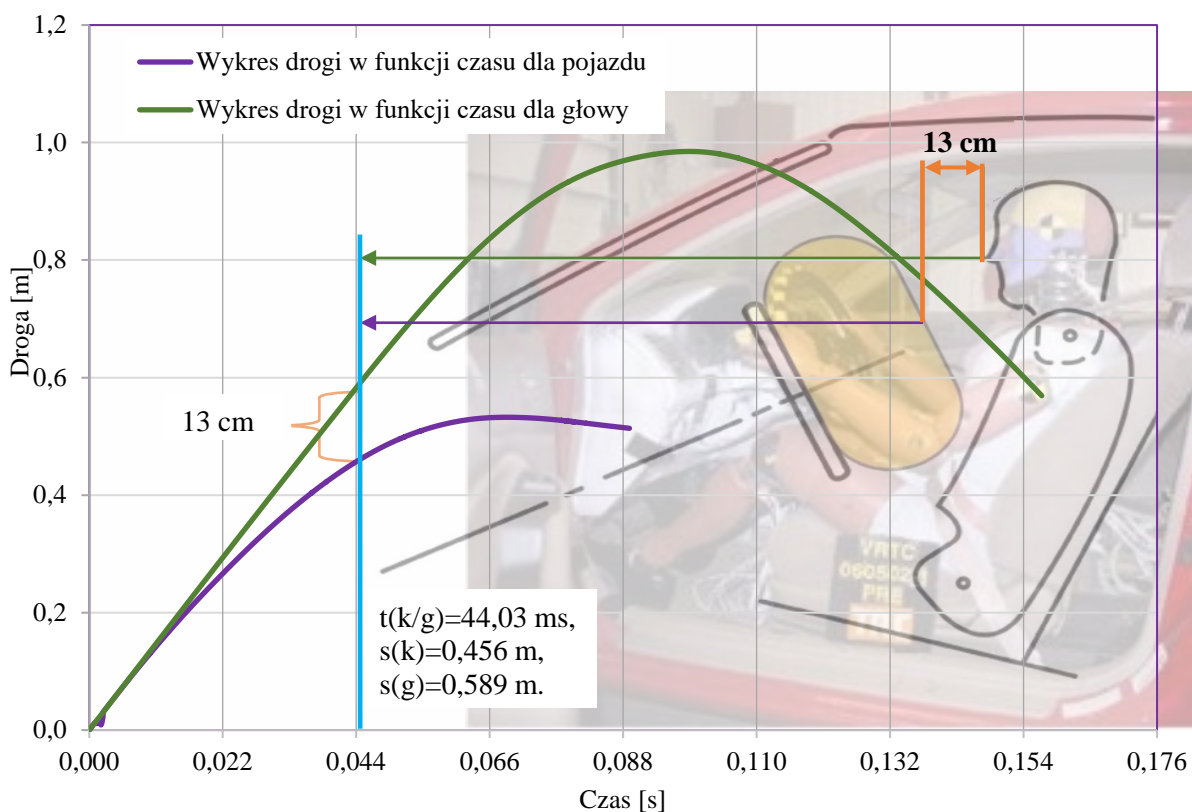
zostanie określona poniżej minimalnej prędkości, niezbędnej do zainicjowania aktywacji poduszki gazowej (20 km/h) [52], co w konsekwencji pozostawi układ w stanie nieaktywnym. Zważywszy na fakt, że jest to niewielka prędkość, szkody związane z niezadziałaniem poduszki gazowej, wydają się niewspółmiernie mniejsze, niż jej niesynchronizowane działanie z przemieszczającym się „ciałem” fantomu przy wyższych prędkościach kolizji. Następnym etapem analizy będzie określenie na podstawie wybranych crashtestów [24] [68] [64-66] [96], czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej - rozumianego jako gotowej do przyjęcia ciała pasażera poduszki gazowej.

14. Wyznaczenie czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej, wg zasady „13-30”

Aby przeprowadzić analizę zachodzących zjawisk związanych z czasem, w którym poduszka gazowa osiąga stan referencyjny i z czasem, w którym „ciało” fantomu ma kontakt z rozwiniętą poduszką gazową, posłużono się zamieszczonymi w bazie NHTSA National Highway Traffic Safety Administration - NHTSA vehicle Crash Test Database, U. S. Department of Transportation [24] wynikami crashtestów [64-66] [68] [96] i na tej podstawie ustalono wartości szukanych wielkości. Zasadniczym zadaniem było ustalenie czasu, w którym poduszka gazowa powinna osiągnąć stan referencyjny, niezbędny dla właściwego przejęcia „ciała” fantomu podczas kolizji. Wartość tak ustalonego czasu stanowi podstawę do odrzucenia lub podtrzymania tezy tej pracy.

Optymalny punkt, w czasie którego powinien nastąpić kontakt głowy fantomu z poduszką gazową można określić stosując zasadę „13-30”, oczywiście w odniesieniu do znormalizowanego rozmieszczenia fantomu podczas crashtestu [58] [97]. Zasada ta jest powszechnie stosowanej w projektowaniu układów SRS od początków historii ich rozwoju, czyli lat 70’ poprzedniego stulecia. Zasadę „13-30” należy interpretować następująco. Podczas kolizji czołowej, kiedy dystans pomiędzy głową fantomu, a kierownicą zmniejszy się o 13 cm, należy cofnąć się (odjąć) 30 milisekund i aktywować poduszkę gazową. W tak określonym czasie, będącym różnicą czasu, w jakim głowa względem kierownicy pokonała dystans 13 cm minus 30 milisekund, aktywowana poduszka gazowa będzie prawidłowo zsynchronizowana z przemieszczającą się głową fantomu. 30 milisekund odnosi się ściśle do czasu napełniania poduszki gazowej. To znaczy, że stan referencyjny poduszka gazowa powinna osiągnąć w chwili, gdy dystans pomiędzy głową fantomu, a kołem kierownicy zmniejszy się o 13 cm. W tym bowiem czasie nastąpi kontakt głowy fantomu z poduszką gazową. Przyrost ciśnienia w poduszce gazowej ma charakter fazowy, dlatego kontakt głowy pasażera z poduszką gazową

musi nastąpić w chwili jak ciśnienie w jej wnętrzu osiągnie już wartość maksymalną, ale nie wcześniej ani później. Współcześnie poduszki gazowe posiadają dzielone ładunki do reakcji chemicznej, pozwalające w zależności od masy pasażera, optymalizować szybkość przyrostu ciśnienia w jej wnętrzu, lub przy bardziej rozbudowanych układach brać pod uwagę inne zmienne. Dlatego powyższa zasada pozwala w oparciu o jej pierwszy człon „13 cm”, ustalić czas stanu referencyjnego poduszki gazowej na podstawie materiałów z analizowanych crashtestów. Analiza zostanie przeprowadzona na podstawie wybranego crashtestu z prędkością 48 km/h [66]. Z dotychczasowych rozważań wiadomo, że poduszka gazowa osiąga swój stan referencyjny w chwili, gdy dystans pomiędzy głową, a kierownicą zmniejszy się o 13 cm. Wystarczy zatem wyznaczyć czas, w jakim zostanie osiągnięta powyższa różnica 13 cm. Czas ten można wyznaczyć z zależności drogi w funkcji czasu, dla analizowanych członów tj. głowy fantomu i kierownicy, w oparciu o przebiegi ich opóźnień, zarejestrowane podczas crashtestu (Rys. 80). Od tak wyznaczonej wartości można odjąć czas aktywacji poduszki gazowej, ustalony w oparciu o przebieg impulsu elektrycznego zapalnika, zawarty w raporcie [66] i wyznaczyć czas napełnienia poduszki gazowej.



Rysunek 80. Wykres drogi w funkcji czasu dla analizowanych członów tj głowy kierowcy i kierownicy z naniesionym miejscem w jakim dystans pomiędzy powyższymi członami zmniejszył się o 13 cm dla crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h [66]

gdzie :

$t(k/g)$ – czas, w jakim dystans pomiędzy analizowanymi członami zmniejszył się o ok 13 cm od chwili początku kolizji,

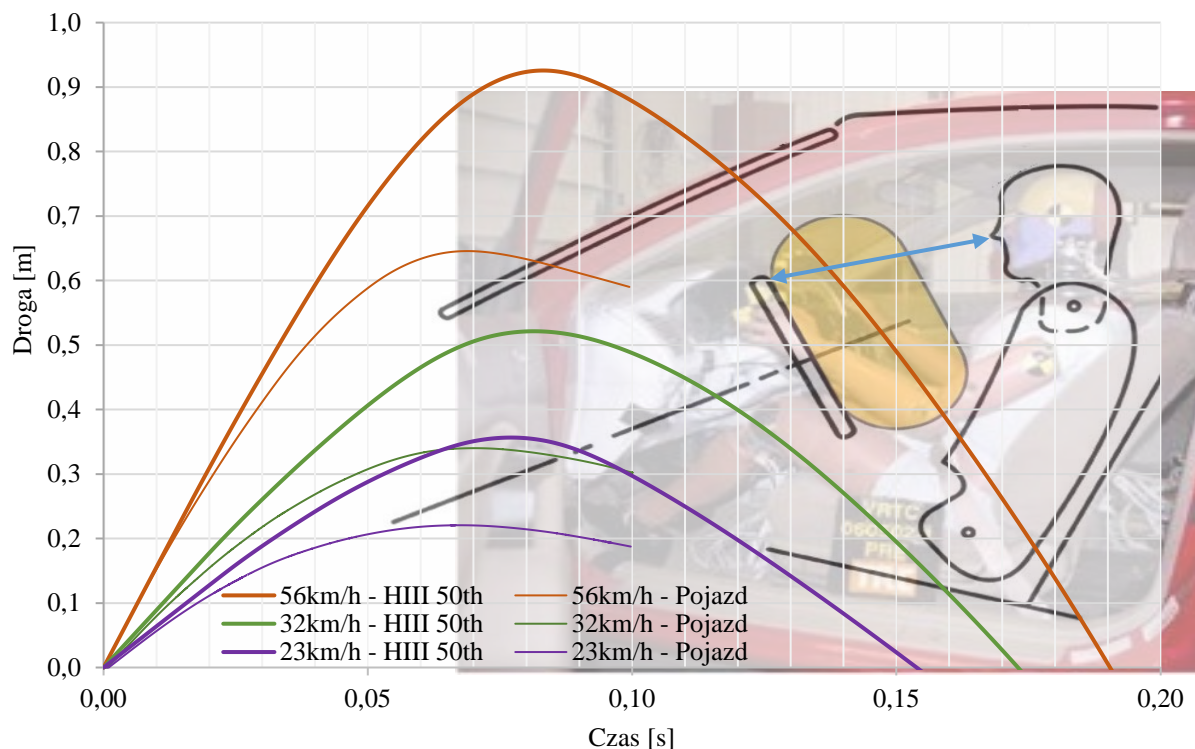
$s(k)$ i **Strzałka fioletowa** – droga, jaką pokonała kierownica od chwili początku kolizji do skrócenia dystansu pomiędzy kierownicą, a głową fantomu, o 13 cm.

$s(g)$ i **Strzałka zielona** – droga, jaką pokonała głowa od chwili początku kolizji do skrócenia dystansu pomiędzy kierownicą, a głową fantomu, o 13 cm.

Jak zostało to graficznie przedstawione na rysunku 80., czas w jakim dystans pomiędzy analizowanymi członami zmniejszył się o 13 cm, wyniósł dokładnie 44,03 ms od chwili początku kolizji. W tak wyznaczonym czasie, poduszka gazowa, zgodnie z powyższą zasadą, powinna osiągnąć swój stan referencyjny tj.; optymalną funkcjonalność do przejścia „ciała” fantomu.

Analiza została oparta o crashtesty z fantomami Hybrid III 50 th tj 78 kg, wzrost 175 cm, dla opisywanych w tej pracy przypadków prędkości kolizji, 23 km/h, 32 km/h, 48 km/h, 56 km/h,

[64-66] [96]. W oparciu o powyżej opisaną metodologię ustalono na podstawie wykresów (Rys. 81) dla wszystkich analizowanych crashtestów czasy, w jakich poduszka gazowa osiąga swój stan referencyjny.



Rysunek 81. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie dla crashtestu FMVSS208 z prędkością kolizji 23, 32, 56 km/h, pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th z zapiętymi pasami bezpieczeństwa [65] [64] [96]

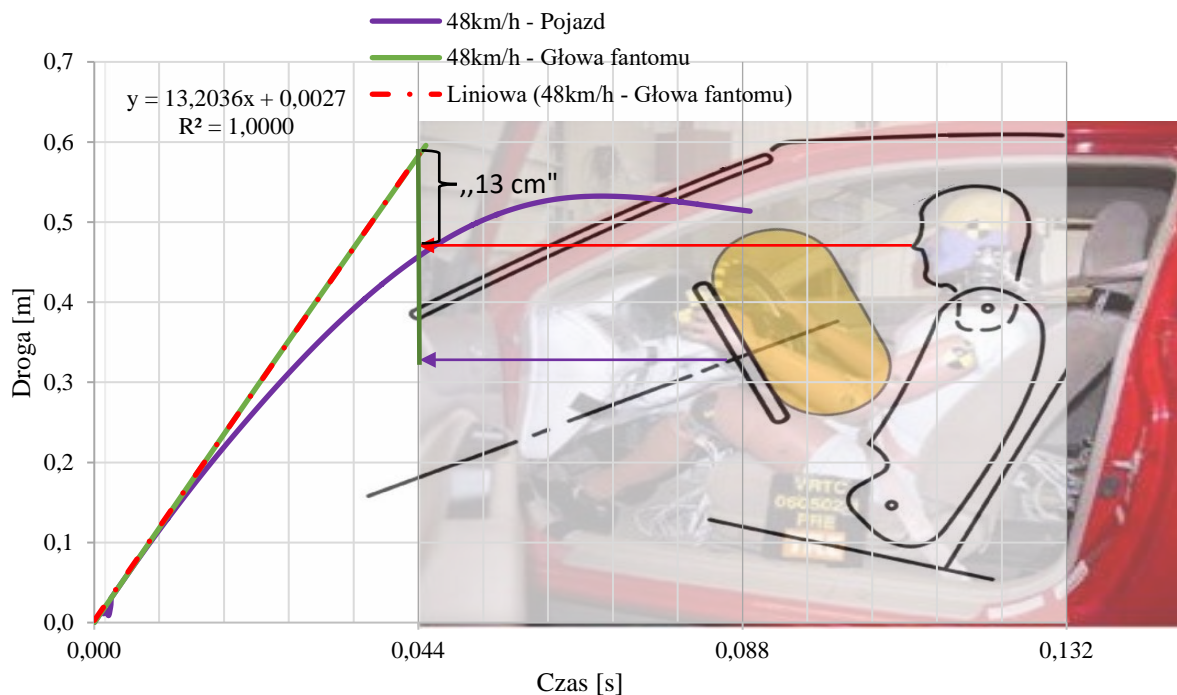
Tabela 38. Zestawienie czasów aktywacji poduszki gazowej w oparciu o raporty z crashtestów i stanu referencyjnego poduszki gazowej wyznaczonego wg zasady „13-30” [24] [64-66] [96]

Prędkość kolizji [km/h]	Aktywacji zapalnika poduszki gazowej [ms]	Stan referencyjny poduszki gazowej wg „13-30” [ms]	Różnica czasu pomiędzy aktywacją, a stanem referencyjnym airbagu [ms]
56	9,8	43,0	33,2
48	11,0	44,0	33
32	22,5	58,0	35,5
23	33,0	68,5	35,5

Na podstawie zestawionych w tabeli 38. czasów aktywacji poduszki gazowej widać, że różnice pomiędzy wartościami czasów stanu referencyjnego i czasów aktywacji poduszki gazowej zawierają się w granicach od 33,0 do 35,5 ms. Potwierdza to obraną metodologię wyznaczania czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej. Prawidłowość obranej metodologii potwierdzają również wytyczne dla konstruktorów systemów SRS, które określają wielkości przyrostu ciśnienia wewnątrz poduszki gazowej do 6 kPa/ms. Ustalona ze względów bezpieczeństwa wartość maksymalnego ciśnienia wewnątrz poduszki gazowej wynosi 200 kPa. [26] [98].

Iloczyn wartości maksymalnego przyrostu ciśnienia wewnątrz poduszki gazowej z ustalonym czasem jej napełnienia, potwierdza powyższe.

Kolejny etap analizy oparto o raport crashtestu z fantomem HIII 50 th bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, dla prędkości kolizji 48 km/h [66]. Przedmiotem weryfikacji jest założenie o prostoliniowości wykresu drogi w funkcji czasu dla głowy fantomu w oparciu o przeprowadzoną na tym odcinku aproksymację regresją liniową.



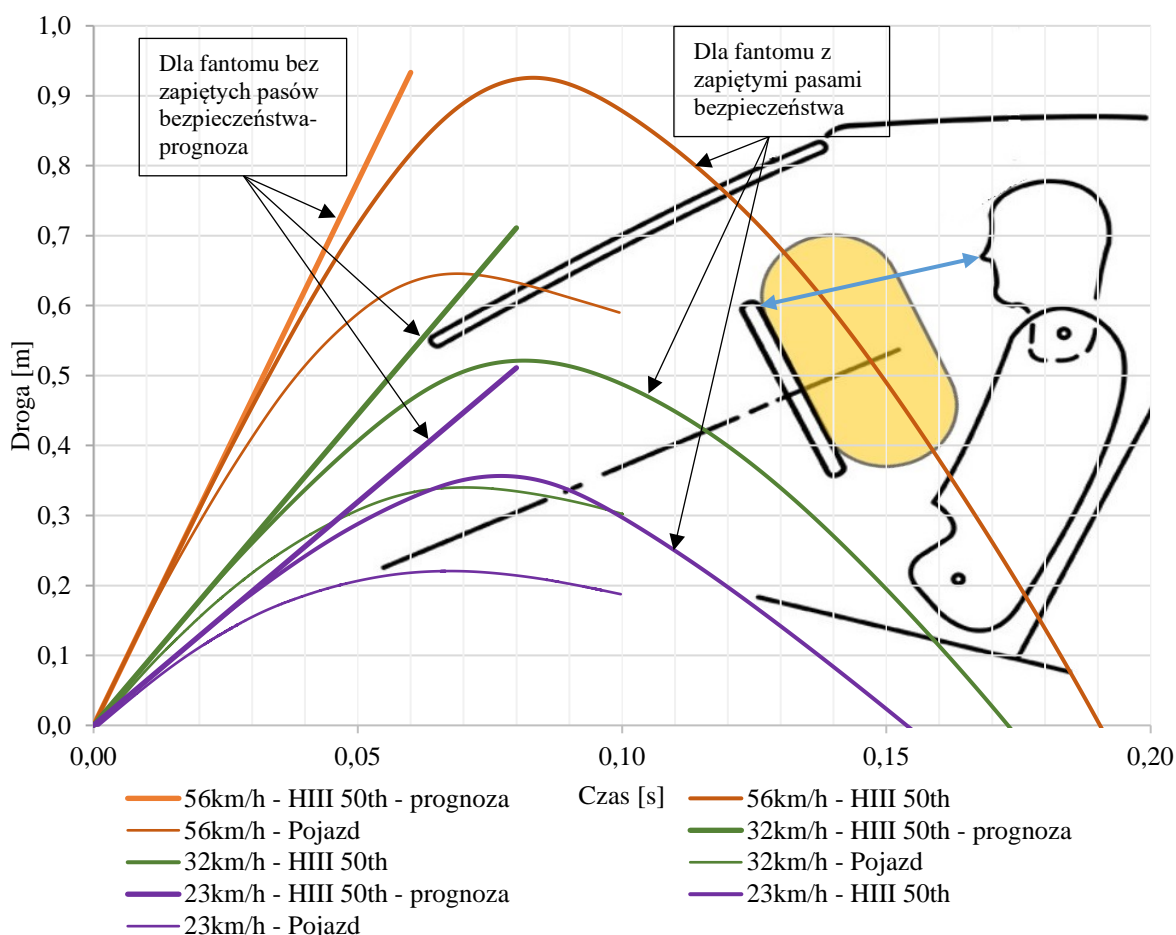
Rysunek 82. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie 44 ms dla crashtestu FMVSS208 z prędkością 48km/h pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [66]

Na rysunku 82. widać, że dla crashtestu z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, charakter przebiegu drogi głowy fantomu w funkcji czasu jest prostoliniowy do chwili kontaktu z poduszką gazową. Potwierdzeniem tej obserwacji jest wartość współczynnika dopasowania $R^2=1$. Taki prostoliniowy przebieg drogi w funkcji czasu, został uogólniony na przypadki crashtestów z prędkościami kolizji 23, 32, 56 km/h. Niemożność weryfikacji w oparciu o obserwację takiego przebiegu wykresu dla ww. prędkości wynika z procedury crashtestu FMVSS208, która dla tych prędkości zakłada wyłącznie crashtesty z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa [64] [65] [96]. Wygenerowane w ten sposób wykresy zostały wykorzystane do prognozowania czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej podczas kolizji z różnymi prędkościami, w których fantom nie był przypięty pasami bezpieczeństwa. Sposób wyznaczenia czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej był następujący. Na wykres drogi w funkcji czasu (Rys. 83) naniesiono, zgodnie z pierwszą zasadą dynamiki, prostoliniowy przebieg dla głowy fantomu, według zależności:

$$V(g) = \frac{s}{t} \quad (14.1)$$

gdzie: $V(g)$ – prędkość kolizji, s - droga t - czas

Następnie na wykres został naniesiony przebieg drogi w funkcji czasu zarejestrowany na pojeździe podczas crashtestów (Rys. 83). Z tak uzupełnionego wykresu, dla każdej analizowanej prędkości, odczytano wartości czasu, w chwili, gdy wykres przebiegu prostoliniowego głowy fantomu, osiągnął dystans 13 cm, mierzony prostopadłe do osi odciętych (jak odcinek koloru zielonego na rysunku 82), do wykresu przebiegu krzywej dla pojazdu. Analogicznie, w oparciu o naniesione przebiegi drogi w funkcji czasu dla fantomów z zapiętymi pasami bezpieczeństwa, ustalono czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej dla tych przypadków (Rys.83). Dla przypadku z prędkością 48 km/h, dla którego nie przeprowadzono crashtestu z zapiętymi pasami bezpieczeństwa, ustalenie wartości stanu referencyjnego oparto o interpolację na podstawie już zdefiniowanych współrzędnych.



Rysunek 83. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie dla crashtestu z prędkością kolizji 23, 32, 56 km/h, pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th z zapiętymi pasami bezpieczeństwa i prognozami przebiegu drogi w funkcji czasu dla głowy fantomu w crashtestach z ww. prędkościami, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [65] [64] [96]

W oparciu o przedstawione na rysunku 83. wykresy ustalono prognozowane czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej dla każdego z analizowanych przykładów prędkości kolizji w układzie bez jak i z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa. Przedstawiono je w tabeli 39.

Tabela 39. Zestawienie czasów aktywacji, stanu referencyjnego i prognozy stanu referencyjnego poduszek gazowych, dla fantomu HIII 50 th, wyznaczonego wg zasady „13-30” dla crashtestu z fantomem z zapiętymi i bez zapiętych pasów bezpieczeństwa

Typ testu: FMVSS NO. 208.

Typ manekina/pojazd: HIII 50[th] - Mężczyzna wzrost 175 [cm], waga 78[kg] / Honda Civic			
Prędkość kolizji [km/h]	Czasy aktywacji zapalnika airbagu określone w oparciu o raporty z przeprowadzanych crashtestów [ms] (dla przypadków nieprognozowanych)	Stan referencyjny poduszki gazowej wg „13-30” z zapiętymi pasami bezpieczeństwa [ms]	Stan referencyjny poduszki gazowej wg „13-30”, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [ms]
56	9,8	43	43*
48	11	44*	44
32	22,5	58	49*
23	33	68,5	53,5*

Źródło pozyskania danych: NHTSA National Highway Traffic Safety Administration - NHTSA vehicle Crash Test Database, U. S. Department of Transportation

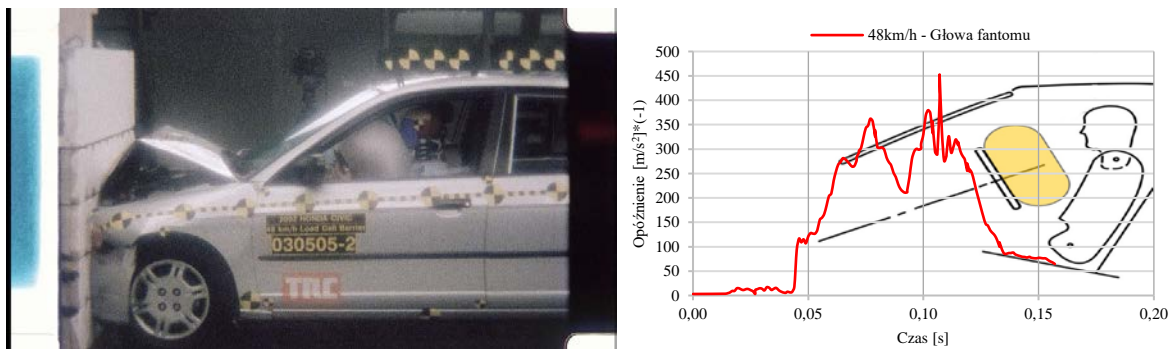
*-prognoza

Jak można zaobserwować, do znaczących różnic w przebiegu drogi w funkcji czasu dla głowy fantomu, wynikających z jego zamocowania, dochodzi przy niskich prędkościach kolizji. Znajduje to potwierdzenie w czasach stanu referencyjnego poduszki gazowej określonych wg zasady „13-30”.

15. Walidacja czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej w oparciu o raporty testów zderzeniowych

Opisana w poprzednim rozdziale metodologia pozwalająca na wyznaczenie optymalnego czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej zostanie sprawdzona w oparciu o zarejestrowane wykresy opóźnienia oraz materiał filmowy z przebiegów crashtestów. W pierwszym kroku został ustalony moment kontaktu fantomu z poduszką gazową na podstawie przebiegu opóźnienia zarejestrowanego przez akcelerometr na głowie manekina. Należy zauważyć, że w najnowszych testach pomiary opóźnień, przemieszczeń i sił, jakim podlega pojazd w trakcie zderzenia zostały ograniczone do minimum, a niekiedy zupełnie zarzucone [24]. Aktualnie pomiary wykonywane podczas crashtestów są rejestrowane przez czujniki umieszczone przede wszystkim na fantomach. Wartości opóźnień, jakim podlega manekin, a nie pojazd są

analizowane i podlegają ścisłym restrykcjom związanym z dopuszczeniem pojazdu o eksploatacji (np.: HIC– Head Injury Criterion) [25] [28] [29]. Takie postępowanie jest oczywiste, ponieważ w układach SRS chodzi o bezpieczeństwo ludzi, a nie pojazdu. Do przeprowadzenia tej analizy wybrano przypadek crashtestu podczas którego, ruch manekinów umieszczonych w pojeździe nie był ograniczony pasami bezpieczeństwa. Takie założenie pozwoliło jednoznacznie uchwycić czas kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu z pominięciem innych elementów je zaburzających. Należy zaznaczyć, że liczba testów, na podstawie których można było przeprowadzić niniejszą analizę ograniczona była do jednego przypadku tj. crashtestu z prędkością 48 km/h, ponieważ badanie przy prędkości 40 km/h dla wybranych w tej pracy warunków początkowych, nie zostało przeprowadzone [28] [29], co ograniczyło próbę ww. pozycji (Rys. 84).



Rysunek 84. a) Obraz filmowy pojazdu w 44 [ms] podczas crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h, b) Wykres zarejestrowanego opóźnienia przez czujnik umieszczony na głowie fantomu z widoczną wertykalną zmianą przebiegu opóźnienia w tym czasie, wskazującą na kontakt głowy fantomu z poduszką gazową, podczas crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h [66]

Analiza przebiegu wykresu rejestrowanego przez czujnik opóźnienia na głowie fantomu (Rys. 84 b) jednoznacznie wskazała czas kontaktu analizowanych członów w 44 ms. Wielkość ta odpowiada ustalonemu wg zasady „13-30” czasie, w którym poduszka gazowa powinna osiągnąć stan referencyjny [58] [97]. Powyższe skłania to twierdzenia, że dla analizowanego przypadku procedura projektowania poduszki gazowej, jej prawidłowa synchronizacja z przemieszczającą się głową fantomu, może być przeprowadzone w oparciu o algorytm zasady „13-30”. Takie stwierdzenie pozwala aproksymować powyższe założenie na inne analizowane prędkości kolizji, dla określenia czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej, dla obranych warunków początkowych (Tabela 40).

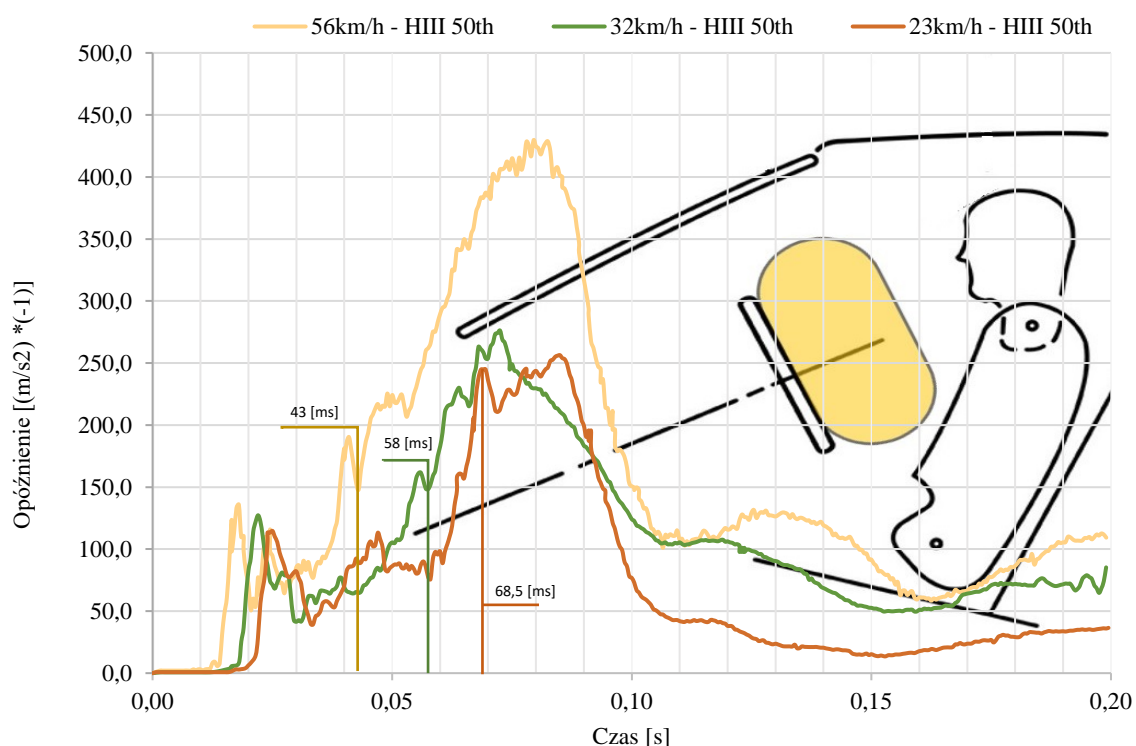
Tabela 40. Zestawienie prędkości kolizji z czasami stanu referencyjnego poduszki gazowej i czasu kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową dla crashtestów FMVSS208 z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa

Typ testu: FMVSS NO. 208. Zderzenie czołowe z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa

Typ manekina/pojazd: HIII 50 th - Mężczyzna wzrost 175 cm, waga 78 kg / Honda Civic				
Prędkość kolizji [km/h]	23	32	48	56
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej wg „13-30” [ms]	53,5	49	44	43
Kontakt głowy manekina z poduszką gazową [ms] (*-wartości prognozowane)	53,5*	49*	44	43*

Źródło pozyskania danych: NHTSA National Highway Traffic Safety Administration - NHTSA vehicle Crash Test Database, U. S. Department of Transportation

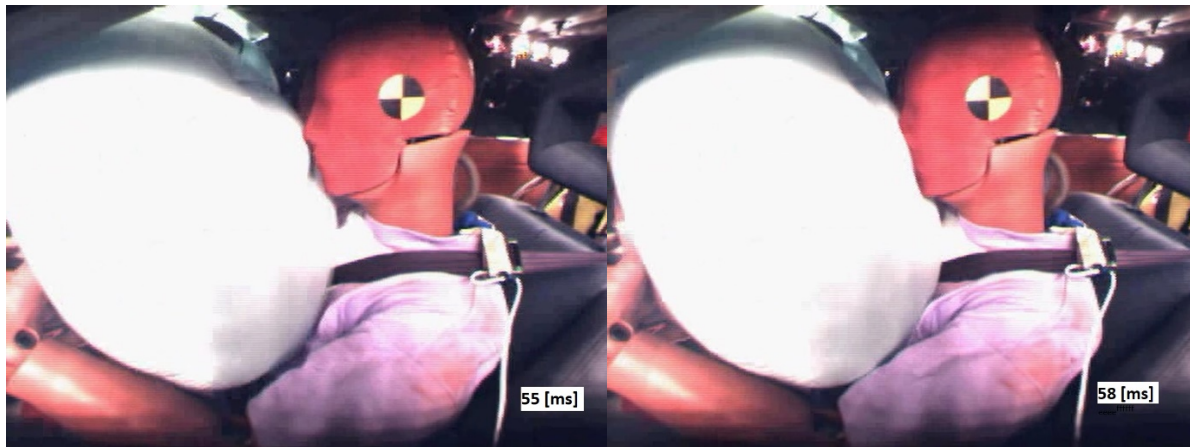
Dla potwierdzenia powyższych założeń o prawidłowo wyznaczonym czasie stanu referencyjnego poduszki gazowej wg zasady „13-30” dla crashtestów z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa, przeprowadzono analogiczną weryfikację poszerzoną o zarejestrowany obraz filmowy.



Rysunek 85. Zestawienie zarejestrowanych przebiegów opóźnienia głowy fantomów dla crashtestów FMVSS208 z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa z prędkościami kolizji 23, 32, 56 km/h, [65] [64] [96]

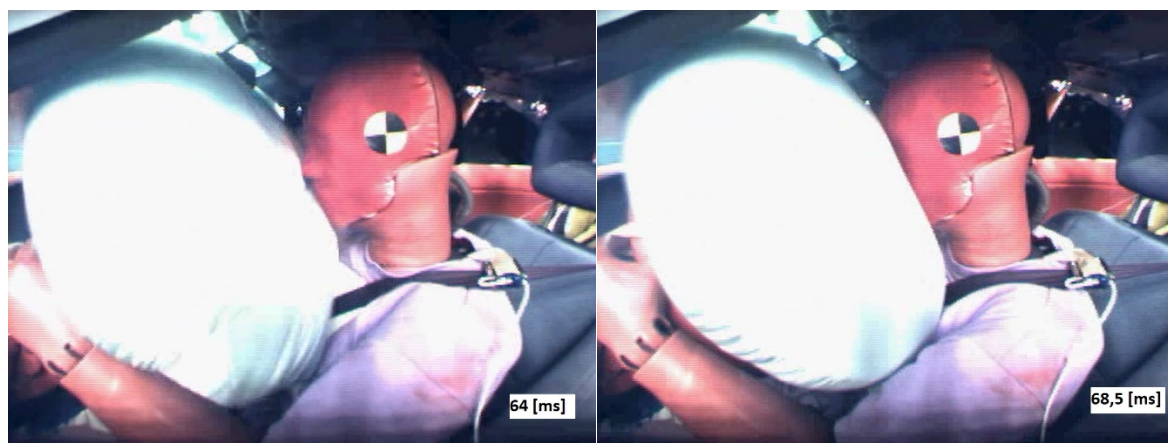
Na rysunku 85, wyznaczone czasy, w jakich poduszka gazowa osiąga stan referencyjny wg zasady „13-30” i odpowiadające tym chwilom przebiegi wykresów dla crashtestów z

prędkościami kolizji 56 i 32 km/h, mają bardzo zbliżony kształt, charakteryzujący się chwilowym spadkiem (lokalnym minimum), a następnie dalszym wzrostem opóźnienia. Aby dokładniej przyjrzeć się zachodzącej w tym miejscu interakcji, przeanalizowano dla przypadku z prędkością 32 km/h obraz filmowy nagrany w trakcie crashtestu z fantomem 50 th.



Rysunek 86. Obraz filmowy crashtestu z prędkością 32 km/h z fantomem 50th. zapiętym w pasy bezpieczeństwa dla a) 55 ms czasu trwania kolizji i b) 58 ms czasu trwania kolizji [64]

W oparciu o zamieszczony obraz filmowy można stwierdzić, że zasada „13-30”, wyznaczająca czas stanu referencyjnego poduszki gazowej, znajduje swoje odzwierciedlenie w rzeczywistości. Na pierwszym zdjęciu ukazano sytuację, w której dostrzegalny jest jeszcze minimalny dystans pomiędzy głową fantomu, a poduszką gazową. Obraz z drugiego zdjęcia odpowiada chwili wyznaczonej wg zasady „13-30”. Dla pełnego poglądu należy analogicznie poddać analizie obraz filmowy dla prędkości 23 km/h [65]. W obszarze wyznaczonego czasu kontaktu wg zasady „13-30” lokalny charakter przebiegu wykresu znacząco odbiega od dwóch poprzednich, co skłania do przyjrzenia się bliżej temu przypadkowi.



Rysunek 87. Obraz filmowy crashtestu z prędkością 23 km/h z fantomem 50 th zapiętym w pasy bezpieczeństwa, dla a) 64 ms czasu trwania kolizji i b) 68,5 ms czasu trwania kolizji [65]

Obraz filmowy zarejestrowany dla crashtestu z prędkością 23 km/h (Rys. 87), ukazuje jak poprzednio na pierwszym zdjęciu, sytuację, w której dostrzegalny jest jeszcze minimalny

dystans pomiędzy głową fantomu, a poduszką gazową. Wielkość różnicy zaobserwowanych czasów wyznaczonych z jednej strony wg zasady „13-30”, a z drugiej w oparciu o powyższy materiał filmowy wskazuje, że dla niniejszej prędkości crashtestu, kontakt nastąpił o ok. 2 ms wcześniej, niż wynika z obranej metodologii bazującej na zasadzie „13-30”. Obserwacja ta jest o tyle interesująca, że unaocznia jak znikome przesunięcie czasu kontaktu poduszki gazowej z przemieszczającą się głową fantomu, implikuje wyższe opóźnienie głowy w porównaniu z wartościami chwilowych opóźnień dla innych przypadków pomimo, że były one realizowane przy znacznie wyższych prędkościach kolizji (Rys. 85).

Tabela 41. Zestawienie prędkości kolizji z czasami stanu referencyjnego poduszki gazowej i czasu kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową dla crashtestów z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa

Typ testu: FMVSS NO. 208. Zderzenie czołowe z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa

Typ manekina/pojazd: HIII 50 th - Mężczyzna wzrost 175 cm, waga 78 kg / Honda Civic				
Prędkość kolizji [km/h]	23	32	48	56
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej wg „13-30” [ms]	68,5	58	44	43
Kontakt głowy manekina z poduszką gazową [ms] (*-wartości prognozowane)	66	58	44*	43

Źródło pozyskania danych: NHTSA National Highway Traffic Safety Administration - NHTSA vehicle Crash Test Database, U. S. Department of Transportation

16. Wyznaczenie czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej obciążonego PO 07

Niniejsze rozważania doszły do punktu, w którym można było przeprowadzić symulację, zachodzącą podczas crashtestu diachronii wdrażania protokołu ochrony pasażera.

Całościowe zestawienie dotychczas zidentyfikowanych parametrów w formie graficznej przedstawiono na wykresie (Rys. 88). Dla zapewnienia jego przejrzystości do dalszej analizy, spośród dwóch zaproponowanych modeli matematycznych, wybrano parametry oparte na pomiarze energii odkształceń. W oparciu o linie trendu współrzędnych parametrów wykresów (Rys. 88) wygenerowano wielomiany dla:

- energii odkształceń $y = -0,00009x^3 + 0,01552x^2 - 0,48156x + 5,53931$, $R^2 = 1,0000$.

- czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej, crashtestu z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa $y = 0,0077x^2 - 0,9242x + 70,7074$, $R^2 = 1,0000$

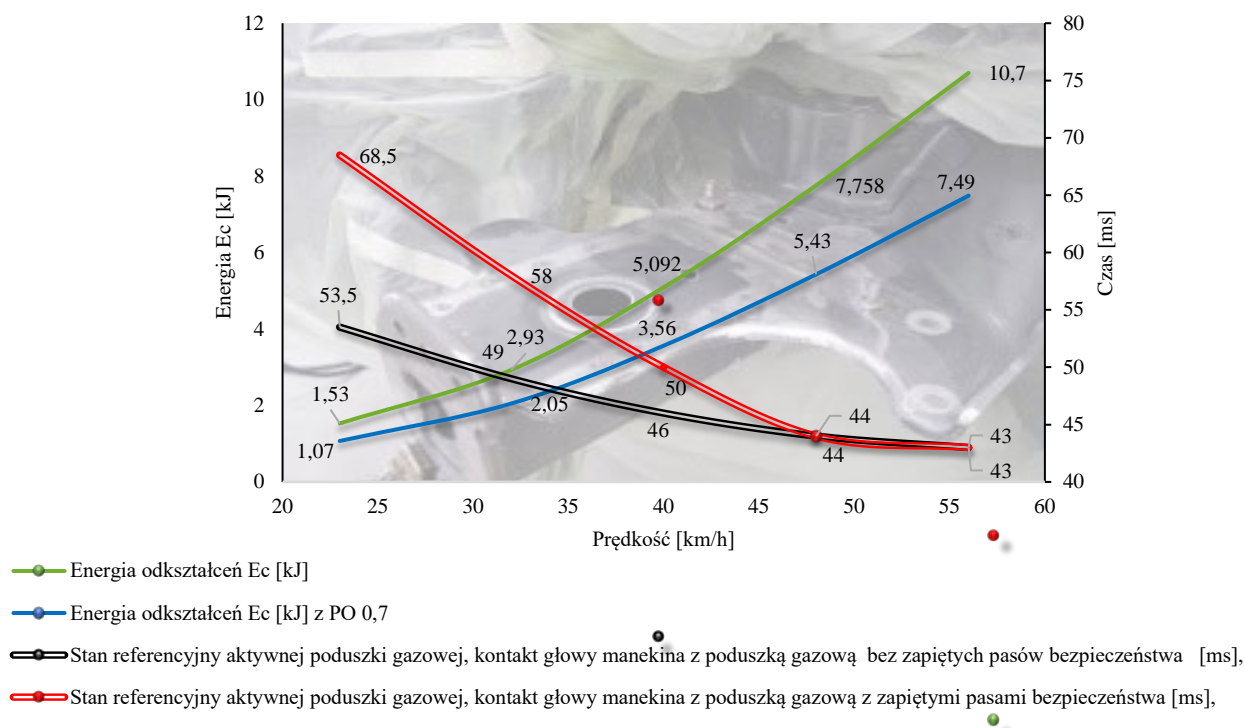
- czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej, crashtestu z fantomem z zapiętymi pasami bezpieczeństwa $y = 0,0006x^3 - 0,0493x^2 + 0,2228x + 82,308$, $R^2 = 0,9998$.

Dla tak dobrze skorelowanych linii trendu, potwierdzonych przez współczynnik R^2 , dokonano interpolacji w oparciu o powyższe równania i wyznaczono wartości czasu stanu referencyjnego poduszki gazowej dla prędkości 40 km/h (Tabela 42).

Tabela 42. Zestawienie prędkości kolizji z czasem stanu referencyjnego i czasem kontaktu głowy fantomu 50 th, z poduszką gazową kierowcy z oraz bez zapiętych pasów bezpieczeństwa i parametrem energii odkształceń pojazdu Honda Civic, dla crashtestu FMVSS208

Prędkość kolizji [km/h]	23	32	40	48	56
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej, kontakt głowy manekina z poduszką gazową bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [ms],	53,5	49,0	46,0*	44,0	43,0
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej, kontakt głowy manekina z poduszką gazową z zapiętymi pasami bezpieczeństwa [ms],	68,5	58,0	50,0*	44,0	43,0
Energia odkształceń E_c [kJ]	1,53	2,93	5,092	7,758	10,7

(* -wartości interpolowane)



Rysunek 88. Zestawienie parametrów energii odkształceń z czasem stanu referencyjnego poduszki gazowej w funkcji prędkości kolizji

Na podstawie wykresu (Rys. 88) przeprowadzono analizę diachronii wdrażania protokołu ochrony pasażera dla wybranego crashtestu z prędkością 56 km/h, dla którego wartość parametru energii odkształceń wynosi 10,7 kJ (linia zielona). Na podstawie tej wartości, ustalonej w oparciu o przebieg opóźnienia, sterownik poduszki gazowej (moduł ACU) wdraża dedykowany protokół ochrony pasażera. Ciąg zdarzeń przebiegających od momentu początku kolizji sprawia, że po upływie 43 ms (odczytanych z wykresu) poduszka gazowa osiąga stan referencyjny i następuje jej kontakt z głową manekina.

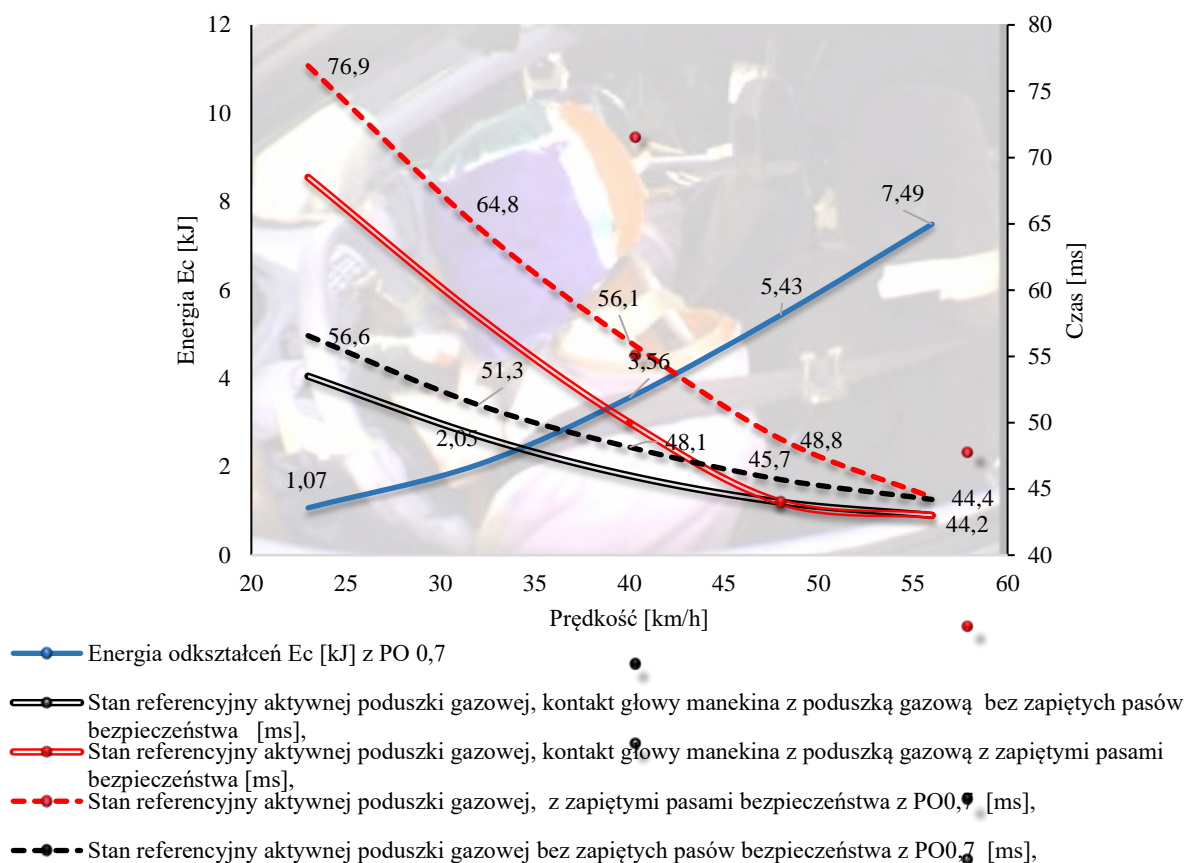
W następnym kroku analizy wygenerowane nowe wartości energii odkształceń obciążone parametrem PO0,7 (Tabela 43) posłużyły do wyznaczenia nowych czasów, w których poduszka gazowa osiągnie stan referencyjny tj. swoją gotowość do przyjęcia ciała fantomu.

Zmiana sztywności konstrukcji pojazdu w obszarze diagnozowania sygnału opóźnienia spowodowała zmianę mierzonej energii E_c (krzywa koloru niebieskiego, Rys. 88), której wielkości zinterpretowane na podstawie pierwotnej zależności (krzywa koloru zielonego, Rys. 88), odpowiadają mniejszym prędkością kolizji, a to z kolei powoduje, że stan referencyjny poduszka gazowa osiąga w późniejszym czasie (krzywe przerywane, Rys. 89.), niż pierwotnie przewidziany (krzywe podwójne, Rys. 89.).

Analogicznie jak przy współczynnikach nieobciążonych, przeprowadzono analizę z uwzględnieniem zmian PO 0,7, dla prędkości kolizji 56 km/h. Pierwotnie wygenerowana wielkość parametru energii odkształceń E_c dla omawianego przypadku wynosiła 10,7. Po jej obciążeniu parametrem PO 0,7 wielkość ta wyniosła 7,49. Z wykresu można odczytać (krzywa koloru niebieskiego, Rys. 88.), że wartość 7,49 dla pierwotnych zależności odpowiada prędkości kolizji 47 km/h. Dla tak zdefiniowanej prędkości kolizji, przewidziany w protokole ochrony pasażera czas 44,2 ms w jakim poduszka gazowa osiągnie swój stan referencyjny dla przypadku crashtestu z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, a dla crashtestu z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa 44,4 ms (krzywe podwójne koloru czarnego i czerwonego, Rys. 88.). Analogicznie przeprowadzono rozważania dla przypadku z prędkością kolizji 32 km/h. Obciążając pierwotną wartość energii odkształceń współczynnikiem PO 0,7 została wygenerowana wartość 2,05. Z tak zidentyfikowanego punktu na wykresie (krzywa koloru zielonego, Rys. 88) można odczytać prędkość, dla jakiej zostanie wdrożony protokół ochrony pasażera. Odpowiada on prędkości kolizji 27 km/h. Prowadząc z tak ustalonego punktu, linię pionowo do przecięcia się z krzywą reprezentującą wyznaczony wg zasady „13-30” czas stanu referencyjnego poduszki gazowej (krzywe podwójne), dla przypadku bez zapiętych pasów bezpieczeństwa odczytana wartość to 51,3 ms i dla przypadku z zapiętymi pasami bezpieczeństwa 64,8 ms. Wyniki czasów wygenerowanych po obciążeniu PO 0,7 pierwotnych wartości E_c , w których poduszka gazowa osiągnie stan referencyjny zostały zestawione w tabeli 43.

Tabela 43. Zestawienie prędkości kolizji z parametrami energii E_c mierzonymi w obszarze diagnozowania sygnału opóźnienia, czasami stanu referencyjnego i kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu 50[th], ustalone na podstawie raportów z crshtestów Honda Civic (28), oraz im odpowiadające wartości parametrów, obciążone wsp. „PO0,7”

Prędkość kolizji [km/h]	23	32	40	48	56
Energia E_c [kJ]	1,53	2,93	5,092	7,758	10,7
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej, kontakt głowy manekina z poduszką gazową (bez zapiętych pasów bezpieczeństwa) [ms],	53,5	49,0	46,0	44,0	43,0
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej, kontakt głowy manekina z poduszką gazową (z zapiętymi pasami bezpieczeństwa) [ms],	68,5	58,0	50,0	44,0	43,0
Energia E_c z PO 0,7 [kJ]	1,07	2,05	3,56	5,43	7,49
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej obciążony „PO0,7” (wariant bez zapiętych pasów bezpieczeństwa) [ms],	56,6	51,3	48,2	45,7	44,2
Stan referencyjny aktywnej poduszki gazowej obciążony PO 0,7 (wariant z zapiętymi pasami bezpieczeństwa) [ms].	76,9	64,8	56,1	48,8	44,4



Rysunek 89. Parametry energii E_c , obciążone wsp. PO0,7 (krzywa koloru niebieskiego) i wygenerowane na ich podstawie nowe czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej dla crashtestu z fantomem zapiętym i niezapiętym pasami bezpieczeństwa (krzywa przerywana koloru czerwonego i czarnego), w funkcji prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic

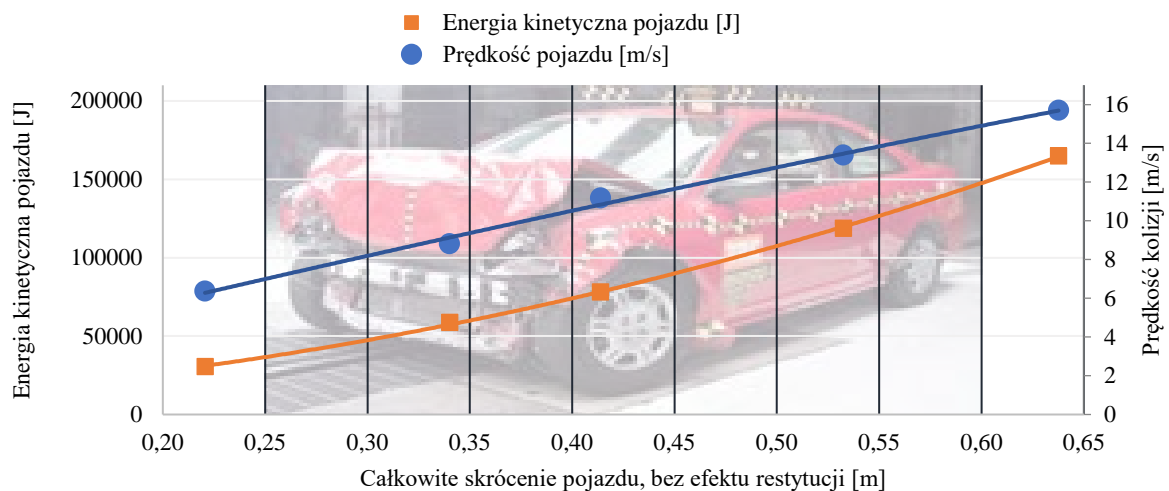
Wyznaczone do tej pory nowe czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążone parametrem PO 0,7 nie dają pełnej odpowiedzi na kwestie związane z niewłaściwą synchronizacją poduszki gazowej z przemieszczającą się głową. Zmiana sztywności pojazdu,

spowoduje poza ww. zmianą, również zmianę czasu deformacji pojazdu, z uwagi na bardziej podatną na odkształcenia jego konstrukcję. To z kolei wydłuży pierwotny niezbędny czas do kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową. Chcąc określić, czy dłuższy czas deformacji pojazdu, zwaloryzuje nowe czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej (Rys. 89, krzywe przerywane), w stopniu wystarczającym dla zachowania prawidłowej synchronizacji z przemieszczającą się głową fantomu, należy wyznaczyć nowy czas, w jakim powinien nastąpić kontakt głowy z poduszką gazową.

17. Próba wyznaczenia skorygowanego czasu kontaktu fantomu z poduszką gazową, na skutek zmiany sztywności podłużnicy przedniej nadwozia pojazdu

Crashtest FMVSS Nr 208, [66] stanowiący podstawę do rozważań odzwierciedla w warunkach eksperymentu zderzenie, w którym pojazd uderza czołowo w nieodkształcalną przeszkodę. W poprzednim rozdziale już wspomniano, że głowa fantomu niezapiętego pasami bezpieczeństwa przy pewnym uproszczeniu podlega pierwszej zasadzie dynamiki. Można to zaobserwować na wykresie przebiegu rejestrowanego opóźnienia przez akcelerometr zamontowany na tej części „ciała” (Rys. 84). Widać na nim, że sygnał opóźnienia zmienia swój przebieg w sposób radykalny, w chwili kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową. Przed tą jednoznacznie wertykalną zmianą widoczne są niewielkie „szумы”, których charakter skłania do wspomnianego uproszczenia, uznając prędkość głowy w tym czasookresie za stałą. Jednocześnie, przemieszczającej się ze stałą prędkością głowie fantomu podczas crashtestu towarzyszy ruch pojazdu, który w wyniku absorpcji energii uderzenia w nieodkształcalną przeszkodę w przebiegu deformacji, poddany jest drugiej zasadzie dynamiki. Warto wspomnieć, że z uwagi na rozproszoną masę pojazdu, taka siła reakcji będzie ulegać wahaniom, niemniej jednak do dalszych analiz pominięto to zjawisko. Podczas crashtestu pojazd działa na przeszkodę z siłą F , a przeszkoda zgodnie z trzecią zasadą dynamiki działa na pojazd, siłą o tej samej wartości, lecz o przeciwnym zwrocie. Czas, w jakim będzie zachodzić pomiędzy nimi zasada akcji-reakcji jest określony przez drogę s do pełnego zatrzymania, czyli czas w jakim deformowana będzie konstrukcja nadwozia, $\left[F * s = m * \frac{v^2}{2}\right]$. Korzystając z drugiej zasady dynamiki, opóźnienie a jakie występuje podczas takiego crashtestu jest równe $\left[a = \frac{F}{m}\right]$. Z powyższych zależności drugiej i trzeciej zasady dynamiki wynika, że przyspieszenie a jest równe $\left[a = \frac{v^2}{2s}\right]$. Z tego wynika, że zachowując stały poziom średniego opóźnienia, przy zwiększaniu prędkości kolizji, droga zwiększa się w przyroście kwadratowym $\left[s = \frac{v^2}{2a}\right]$.

Zjawisko restytucji, czyli wielkości odbicia, zostało pominięte, ponieważ leży poza obszarem zasadniczych rozważań tej pracy. Oczywiście w omawianych tu przykładach dla różnych prędkości kolizji opóźnienie przebiega ze zmiennymi wartościami, zależnymi od zmiennej sztywności konstrukcji pojazdu i jego chwilowej prędkości kolizji, a nie ze stałym opóźnieniem, co determinuje wielkość jego skrócenia podczas zderzenia czołowego (Rys. 90).



Rysunek 90. Wykres prędkości kolizji oraz energii kinetycznej pojazdu w funkcji całkowitego skrócenia bez uwzględnienia restytucji, dla pojazdu Honda Civic podczas crashtestu FMVSS Nr 208 [66]

Do dalszej analizy rozważania nie będą uwzględniać wieloaspektowej struktury pojazdu, ograniczając analizę do relacji drogi i czasu, jaka zachodzi pomiędzy głową manekina, a kierownicą. Podczas, gdy pojazd napiera swoją masą na ścianę, pod naporem tej siły jego przednia część ulega skróceniu w sposób progresywny od czoła pojazdu. Głowa fantomu, jak i kierownica pojazdu mają w przybliżeniu ten sam kierunek i ten sam zwrot, jednak zmienną względem siebie prędkość. Z uwagi na fakt, że kierownica jest „wyhamowywana”, a głowa fantomu, dla przypadku bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, porusza się swobodnie, aż do kontaktu z poduszką gazową, odległość pomiędzy nimi ulega skróceniu. Dla ułatwienia, w dalszych rozważaniach pojęcie „stan referencyjny poduszki gazowej” zastąpione zostanie pojęciem „kierownica”, które będzie służyć także określeniu odległości, jaka jest pomiędzy głową fantomu, a zewnętrzną częścią roboczą rozwiniętego worka poliamidowego, gotowej do przyjęcia ciała pasażera poduszki gazowej.

Aby rozważyć powyższe zagadnienie, należy skorzystać z omówionego wcześniej aparatu matematycznego opisującego procesy zachodzących zmian postaciowych na modelu profilu jednoosobowym, a także do części pracy, w której omówiono wpływ złącza spawanego na wielkość zmian absorpcji energii odkształceń w badanych ustrojach.

W rozdziale rozważań teoretycznych, przedstawiono ulepszony „superelement” (Rys. 37), opisany przez Abramowicza i Wierzbickiego [80] [81], reprezentujący omawiany model. Składał się on z wyodrębnionych 18 obszarów. Analiza procesów zmian postaciowych przedstawiona z jednej strony przez tych autorów, z drugiej przez Timoshenko [70], jednoznacznie wskazała, że proces progresywnego zgniatania modelu energochłonnego o przekroju prostokątnym, klasy 4., można rozpatrywać osobno dla każdej z powstających po sobie ściskanych fałd. Długość fali plastycznej „2H” (fałdy) jest zdeterminowana parametrami geometrycznymi zgniatanego ustroju. Takie założenia zostały potwierdzone badaniami empirycznymi w tej pracy. Rozkład fali plastycznej 2H pozostaje w przybliżeniu symetryczny w stosunku do najwęższej szerokości ścianki przekroju poprzecznego ustroju. Wg Timoshenko (63) do zmiany postaciowej ustroju dochodzi w najsłabszym miejscu przekroju poprzecznego.

W oparciu o powyższe założenia przyjęte dla potrzeb bieżącej analizy zakładają, że:

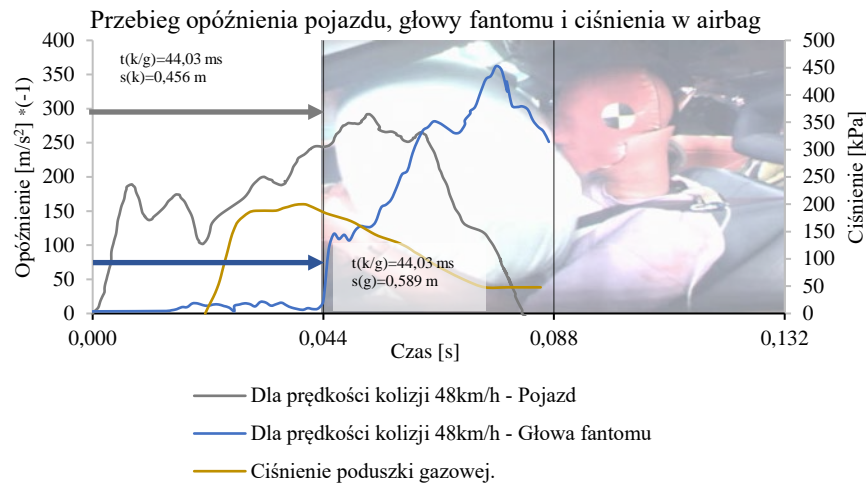
- Proces absorpcji energii odkształceń podłużnicy można rozpatrywać osobno dla każdej z powstających po sobie ściskanych fałd.
- Złącze spawane z oszlifowanym licem spoiny, spowoduje pojawienie się pierwszej fałdy w miejscu takiego połączenia.
- Wraz z zamknięciem pierwszej fałdy, dalszy przebieg absorpcji energii odkształceń w wyniku pojawiających się kolejnych fałd będzie identyczny jak dla przypadku bez takich zmian.
- Wyznaczenie długości odcinka, na którym taki temporalny charakter zmian sztywności nadwozia pojazdu w związku z przeprowadzoną naprawą podłużnicy spowoduje spadek potencjału absorpcji energii odkształceń, będzie interferencyjny z geometrią podłużnicy samochodowej.

Mając to na uwadze, określono parametry geometryczne podłużnicy testowego pojazdu i na tej podstawie ustalono szacunkową długość, na której dojdzie do spadku absorpcji energii odkształceń, spowodowanej wpływem procesu spawania na badany materiał.

Przyjęto 65 mm długość skrócenia pojazdu licząc od pierwszego maksimum lokalnego zarejestrowanego opóźnienia, tj. (od 0 do pierwszego P_{max} i kolejno na długości 65 mm), nazywając go w dalszej części pracy „obszarem aplikacji”. Na podstawie aproksymacji wyników badań laboratoryjnych wyznaczono dla tego obszaru spadek absorpcji energii odkształceń na poziomie 25% (Tabela 26).

Do omówienia wpływu zmiany sztywności konstrukcji pojazdu na wielkość wydłużenia czasu i drogi kontaktu „kierownicy” i głowy fantomu posłuży przykład crashtestu FMVSS Nr 208, pojazdu Honda Civic, realizowanego dla prędkości 48 km/h [66]. Schemat na rysunku 91

przedstawia przebiegi opóźnień, głowy fantomu i pojazdu zarejestrowane podczas carshtestu z przykładowym przebiegiem ciśnienia we wnętrzu poduszki gazowej. Ponieważ przebieg ciśnienia w poduszce gazowej ma charakter fazowy, kontakt głowy z poduszką gazową musi nastąpić w chwili, gdy wartość ciśnienia w jej wnętrzu osiągnie już maksimum, ale nie później [99-101]. To ten punkt w przebiegu fazowym ciśnienia poduszki gazowej pozwala na optymalne opóźnienie głowy.



Rysunek 91. Wykres opóźnień zarejestrowany na pojeździe i głowie fantomu, ze wskazanym czasem ich kontaktu, dla crashtestu FMVSS Nr 208., z prędkością 48 km/h Honda Civic, i przykładowym przebiegiem ciśnienia we wnętrzu poduszki gazowej, [66] [99]

*oznaczenia zamieszczone na rysunku 91., wytłumaczono w tabeli 44.

Pierwszym członem, jaki zostanie omówiony jest głowa fantomu, która porusza się ruchem jednostajnym z prędkością początkową kolizji do chwili kontaktu z poduszką gazową. Ustalony na podstawie raportów z crashtestu wg zasady „13-30” czas, w którym dochodzi do kontaktu tych członów, wynosi 44,03 ms. Na podstawie zależności z równania 17.1 można ustalić długość przebytej drogi $s(g)$ tego członu do kontaktu z poduszką gazową:

$$V1(k/g) = \frac{s(g)}{t(k/g)} \quad (17.1)$$

Gdzie:

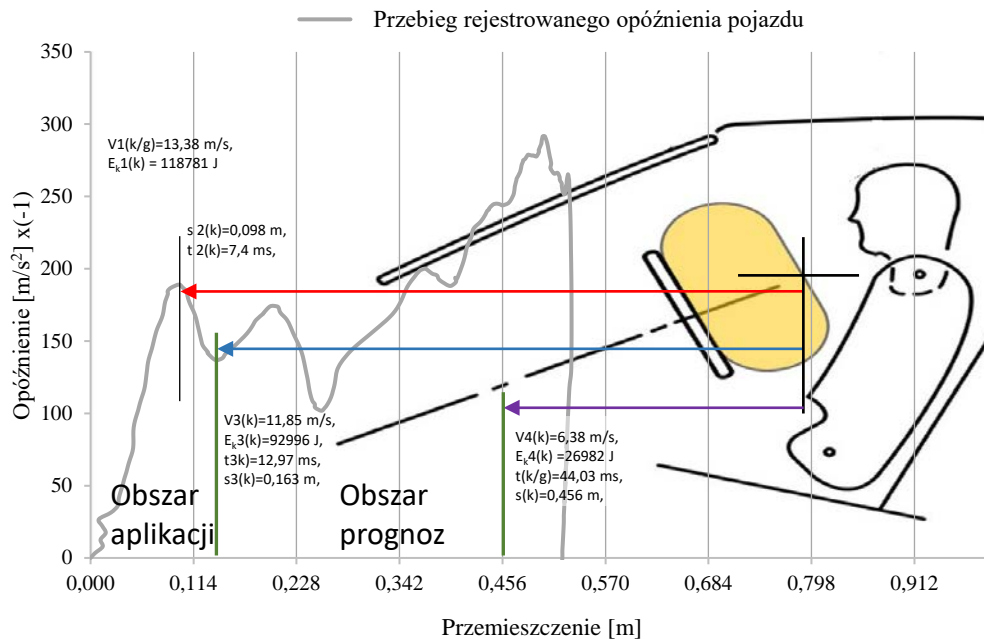
$V1(k/g)=13,38$ m/s - prędkość głowy fantomu do kontaktu z poduszką gazową,

$t(k/g)=44,03$ ms - czas od początku kolizji do kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową,

$s(g)=0,589$ m - droga głowy fantomu przebytej od początku kolizji do kontaktu z poduszką gazową.

Kolejnym omówionym członem jest „kierownica”. Przyjęto do dalszej analizy parametryzację opartą na energii kinetycznej, ponieważ pomimo prowadzenia rozważań w odniesieniu do tożsamyh konstrukcji pojazdów (ten sam model), crashtesty były realizowane z różną liczbą

fantomów, co zmieniało masę całego pojazdu, a tym samym jego energię kinetyczną. Dla wyznaczenia poszczególnych charakterystycznych etapów tej analizy, przeprowadzono repartycję czasoprzestrzenną przebiegu parametrów rejestrowanych podczas crashtestu. Wyodrębniono „obszar aplikacji”, w którym aproksymowano wyniki badań laboratoryjnych spadku absorpcji energii odkształceń oraz „obszar prognoz”, którego granice wyznacza koniec „obszaru aplikacji” z jednej strony, a z drugiej kontakt głowy fantomu z poduszką gazową wyznaczony wg zasady „13-30” (Rys. 92).



Rysunek 92. Schemat rozmieszczenia „kierownicy”, wraz z zaznaczonymi charakterystycznymi obszarami dla przeprowadzonej analizy czasoprzestrzennej, na wykresie przebiegu opóźnienia pojazdu Honda Civic, crashtestu FMVSS 208 z prędkością kolizji 48 km/h [66]

*oznaczenia zamieszczone na rysunku 92., wytłumaczone w tabeli 44.

Na schemacie (Rys. 92) zaznaczono trzy charakterystyczne miejsca, jakich sparametryzowanie jest niezbędne do dalszych rozważań. Czerwona strzałka wskazuje odległość do pierwszego maksimum lokalnego P_{max} , określonego w oparciu o przebieg rejestrowanego opóźnienia pojazdu, po którym następuje zmiana postaciowa podłużnicy przedniej, w wyniku przekroczenia naprężeń granicznych P_{gr} i jej zafałdowanie. Niebieska strzałka wskazuje „obszar aplikacji”. Strzałka fioletowa wskazuje odległość, po przebyciu której „kierownica” ma kontakt z głową fantomu. W tabeli 44., przedstawiono zestawienie wymienionych parametrów dla każdego z analizowanych przypadków prędkości kolizji. Przedstawione tam wartości zostały ustalone w oparciu o parametry wykresów przebiegu opóźnienia zarejestrowane podczas crashtestów, poprzez ich całkowanie.

$$s = \int v dt = \iint a dt dt \quad (17.2)$$

Wartości zarejestrowanych na pojeździe parametrów opóźnienia w okolicy tunelu środkowego podłogi nadwozia z uwagi na progresywny przebieg skrócenia pojazdu pozwalają na przypisanie ich także kierownicy dlatego w dalszych rozważaniach, pojęcie pojazd i kierownica będą użyte w zależności od kontekstu, zamiennie.

Tabela 44. Zestawienie charakterystycznych parametrów jakie posłużą do przedmiotowej analizy, dla crashtestu z fantomem niezapiętym pasami bezpieczeństwa

Prędkość kolizji	56 km/h	48 km/h	40 km/h	32 km/h	23 km/h
Rzeczywista prędkość kolizji, $V1(k/g)$ [km/h]	56,5	48,2	40,2	31,7	22,9
Rzeczywista prędkości kolizji, $V1(k/g)$ [m/s]	15,69	13,38	11,17	8,81	6,36
Energia kinetyczna pojazdu $E_{k1}(k)$ [J]	164938	118603	77981	58600	30539
Odległość do pierwszego P_{max} $s2(k)$ [m]	0,101	0,098	0,094	0,098	0,105
Czas do pierwszego P_{max} $t2(k)$ [ms]	6,5	7,4	8,6	12,3	18,8
Odcinek „obszaru aplikacji” $s3(k)$ [m]	0,166	0,163	0,159	0,163	0,170
Czas kolizji w końcu „obsz. aplik.” $t3(k)$ [ms]	11,0	12,97	15,27	21,21	34,47
Prędkość „kierownicy” /poj. $V3(k)$ ** [m/s]	14,4	11,85	9,5	6,9	3,1
Energia kinetyczna pojazdu $E_{k3}(k)$ ** [J]	138805	92996	56321	35489	7234
Droga „kierownicy” do kont. z głową $s(k)$ [m]	0,537	0,456	0,375	0,304	0,212
E_k poj. w chwili kontaktu „kier” z gł. $E_{k4}(k)$ [J]	40067	26982	10886	9115	1323
Czas kont. „kierownicy” z głową $t(k/g)$ [ms]	43,04	44,03	46,04	49,03	53,47
Masa całkowita pojazdu m [kg]	1340	1325	1250	1510	1510

** - w chwili końca „obszaru aplikacji”,

W tabeli 44. pierwsze dwie pozycje „ $V1(k/g)$ ” oraz ostatnia „ m ”, zostały ustalone w oparciu o podane w raporcie parametry prędkość i masy pojazdów, jakie brały udział w crashtestach [68] [64-66] [96]. Trzeci parametr „ E_{k1} ”, energii kinetycznej pojazdu dla początku kolizji został ustalony z zależności:

$$E_{k1} = \frac{m \cdot (V1(k/g))^2}{2} \quad (17.3)$$

gdzie:

m : masa pojazdu ustalona w oparciu o dane z raportu [kg],

$V1(k/g)$: prędkość kolizji [m/s].

Kolejne dwa parametry tj. odległość $s2(k)$, czas $t2(k)$ zostały określone na podstawie zarejestrowanego opóźnienia w chwili odpowiadającej pierwszemu maksimum lokalnemu na wykresie. „Obszar aplikacji” został sparametryzowany wielkością czasu, obejmującą

czasookres od początku kolizji do końca jego długości. Dla chwili końca „obszaru aplikacji” został ustalony parametr prędkość kierownicy/pojazdu $V_3(k)$ oraz energii kinetycznej $E_k3(k)$. Długość odcinka drogi „kierownicy” od początku kolizji do kontaktu z głową fantomu $s(k)$, jak i dla tej chwili energia kinetyczna $E_k4(k)$ pojazdu/kierownicy, zostały ustalone w oparciu o współrzędne opóźnienia zarejestrowane na pojeździe. Ustalenie czasu kontaktu głowy fantomu z „kierownicą” $t(k/g)$ przebiegało wg wcześniej opisanej metodologii.

Po rozpoznaniu i zdefiniowaniu charakterystycznych miejsc, jak i odpowiadających im parametrów, podjęto próbę ustalenia wpływu osłabienia sztywności konstrukcji pojazdu w obszarze aplikacji na czas kontaktu „kierownicy” z głową fantomu dla przypadku crashtestu bez zapiętych pasów bezpieczeństwa. Dokonano oszacowania korekty przesunięcia czasu kontaktu analizowanych członów, wynikającej z lokalnej zmiany sztywności pojazdu. Do tego celu niezbędnym było określenie zmian, jakie zachodzą w „obszarze aplikacji”. Zmiany te, jak już wcześniej omówiono, zostały przeprowadzone w oparciu o ustalony 25% spadek potencjału absorpcji energii odkształceń w „obszarze aplikacji”, w dalszej części tej pracy określany współczynnikiem 0,25. Na podstawie tak wprowadzonych zmiany absorpcji energii odkształceń określona została chwilowa energia kinetyczna pojazdu, której wartość posłużyła do ustalenia chwilowej prędkości kolizji dla końca „obszaru aplikacji”. Otrzymane w ten sposób wartości parametrów uwzględniających redukcję absorpcji energii odkształceń o wartość współczynnika 0,25 zostały przedstawione w tabeli 45.

Tabela 45. Zestawienie charakterystycznych parametrów wygenerowanych dla dalszej analizy przedmiotowego zagadnienia

Prędkość kolizji	56 km/h	48 km/h	40 km/h	32 km/h	23 km/h
E_k określona z wsp. 0,25 - $E_k0,25(k)$ [J]	6533	6446	5415	5778	5826
Energia kinetyczna poj. z 0,25 - $E_k3'(k)$ ** [J]	145338	99442	61736	41267	13061
Prędkość kier. /poj. z 0,25 - $V3'(k)$ ** [m/s]	14,73	12,25	9,94	7,39	4,16
Wsp. wzrostu prędkości – $V3'(k) / V3(k)$	1,02	1,03	1,05	1,08	1,34
V śr. na obszarze aplikacji z wsp.0,25 [m/s]	15,21	12,82	10,55	8,10	5,26
Czas obszaru aplikacji z 0,25 $t3'(k)$ **[ms]	10,98	12,94	15,23	20,09	32,38
Różnica czasu na obsz. apl. $t3'(k)-t3(k)$ [ms]	-0,02	-0,03	-0,04	-1,12	-2,10

** - w chwili końca „obszaru aplikacji”,

Wartość pierwszego parametru, który posłużył do określenia różnicy spadku energii kinetycznej pojazdu w końcu „obszaru aplikacji”, wyznaczono z zależności:

$$Ek_{0,25}(k) = (Ek_1(k) - Ek_3(k)) * 0,25 \quad (17.4)$$

Następnie skorygowano wartość energii kinetycznej $Ek_3(k)$, jakiej wartość pierwotnie została pochłonięta w procesie deformacji o wcześniej ustaloną wartość $Ek_{0,25}(k)$, uwzględniającą parametr 0,25, dla końca „obszaru aplikacji” z zależności:

$$Ek_{3'}(k) = (Ek_3(k) + Ek_{0,25}(k)) \quad (17.5)$$

Ustalenie wartości $Ek_{3'}(k)$ w chwili końca „obszaru aplikacji” pozwoliło ustalić wartość prędkości pojazdu z zależności:

$$V_{3'}(k) = \sqrt{\frac{Ek_{3'}(k)*2}{m}} \quad (17.6)$$

Parametr „wzrostu prędkości” $V_{3'}(k)/V_3(k)$ pozwolił unaocznic zauważalny wpływ współczynnika 0,25 na zmianę prędkości pojazdu w chwili końca „obszaru aplikacji”, w zależności od prędkości początkowej kolizji $V_1(k/g)$.

Kolejny parametr V_{sr} dla „obszaru aplikacji”, na którym został uwzględniony współczynnik 0,25, został ustalony dla oszacowania zmiany czasu niezbędnego na pokonanie tego odcinka przez kierownicę $t_{3'}(k)$ z zależności:

$$V_{sr} = \frac{V_1(k) - V_{3'}(k)}{2} \quad (17.7)$$

$$t_{3'}(k) = \frac{s_3(k)}{V_{sr}} \quad (17.8)$$

Ostatnim parametrem jest wielkość różnicy czasów, w jakim, dla „obszaru aplikacji”, przemieszcza się kierownica, $t_{3'}(k) - t_3(k)$, gdzie znak „minus” wskazuje na zmniejszenie czasu pokonywania tej drogi $s_3(k)$. Przedstawiona metodyka pozwoliła wyznaczyć parametry deformowanego pojazdu dla odcinka końca „obszaru aplikacji”.

Przedmiotowe rozważania doszły do miejsca, w którym znane metody matematyczne wydawały się niewystarczające lub ich zastosowanie wręcz karkołomne w kontekście tak złożonej konstrukcji, jaką jest kompletny pojazd. Próby zamodelowania danego zjawiska metodami MES choć w teorii bardzo kuszące, jednak w praktyce były trudne do realizacji. Dlatego zaproponowano alternatywną metodę opartą o prognozę na podstawie aproksymacji liniowej. W oparciu o charakterystyki crashtestów z prędkościami 23, 32, 40 48, 56 km/h zbudowano wykres (Rys. 93), na którym naniesiono dla zmiennej niezależnej dla każdej z prędkości odpowiadające im wartość energii kinetycznej pojazdu $Ek_3(k)$ w chwili początku

„obszaru prognoz”, a dla zmiennej zależnej, wartość czasu $t4(k)$ i drogi $s4(k)$, jakie potrzebował pojazd na pokonanie tego obszaru, którego koniec został wyznaczony z chwilą kontaktu analizowanych członów wg zasady „13-30” (Tabela 46).

Parametr czasu $t4(k)$ jest różnicą czasu, w którym nastąpił kontakt „kierownicy” z głową fantomu $t(k/g)$ wg zasady „13-30” i czasu przypadającym na koniec „obszaru aplikacji” $t3(k)$:

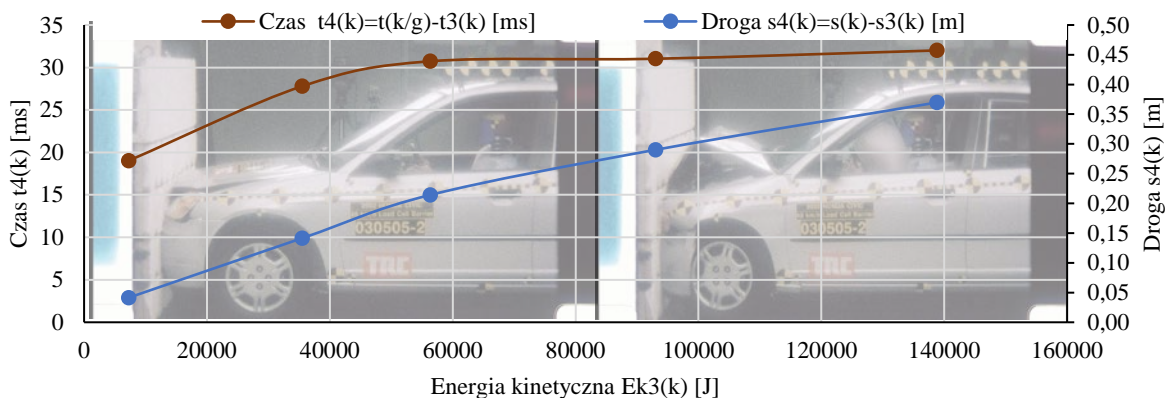
$$t4(k) = t(k/g) - t3(k) \quad (17.9)$$

Parametr drogi $s4(k)$ jest różnicą wielkości drogi, po przebyciu której nastąpił kontakt analizowanych członów wg zasady 13-30 i długością odcinka „obszaru aplikacji”:

$$s4(k) = s(k) - s3(k) \quad (17.10)$$

Tabela 46. Współrzędne parametrów zmiennej niezależnej $E_{k3}(k)$, i wartości zmiennej zależnej $t4(k)$ oraz drugiej wartości zmiennej zależnej $s4(k)$

Prędkość kolizji	56 km/h	48 km/h	40 km/h	32 km/h	23 km/h
Energia kinetyczna $E_{k3}(k)$ [J]	138805	92996	56321	35489	7243
Droga $s4(k)=s(k)-s3(k)$ [m]	0,37	0,29	0,214	0,141	0,041
Czas $t4(k)=t(k/g)-t3(k)$ [ms]	32,00	31,03	30,73	27,79	19,02



Rysunek 93. Wykresy aproksymacji liniowej, współrzędnych parametrów zmiennej niezależnej, energii kinetycznej pojazdu $E_{k3}(k)$, dla początku „obszaru prognoz” i wartości zmiennej zależnej, czasu $t4(k)$ oraz drogi $s4(k)$, dla końca „obszaru prognoz”, wyznaczonych w oparciu o crashtesty z prędkościami 23, 32, 40, 48, 56 km/h

Na podstawie wykresów (Rys. 93), zmieniając wartości zadane zmiennej niezależnej $E_{k(i)'}'$, można było odczytać wielkości zmiennej zależnej czasu $t[i]'$ (k) oraz drogi $s[i]'$ (k). Znając wartość energii kinetycznej dla końca „obszaru aplikacji” $E_{k3}'(k)$, którego wielkość uwzględnia wsp. 0,25 - $E_{k0,25}(k)$, przeprowadzono prognozę zmian czasu $t4'(k)$ oraz drogi $s4'(k)$ pojazdu, wynikających z innej prędkość pojazdu $V3'(k)$ w chwili końca „obszaru aplikacji” od pierwotnej $V3(k)$. Z uwagi na niejednorodny charakter sztywności konstrukcji pojazdu, prognozując w oparciu o wyznaczone przebiegi wykresu na podstawie dość rzadko rozmieszczonych punktów współrzędnych zmiennych niezależnych i zależnych, można było podnieść zarzut, że pomiędzy tak wyznaczonymi punktami, zachodzić mogły znaczące

rozbieżności w przebiegu współrzędnych linii wykresu. Taki zarzut choć uprawniony, w kontekście znikomych odległości interpolowanych wartości $E_{k3}'(k)$, $s4'(k)$, $t4'(k)$ od zmiennych $E_{k3}(k)$, $s4(k)$, $t4(k)$, wyznaczonych na podstawie crashtestów wydawał się nieuzasadniony. Dlatego przyjęto powyższą prognozę za wiarygodną dla dalszego przebiegu analizy. W oparciu o powyższe, na podstawie tak opracowanych wykresów wyznaczono dla zmiennej niezależnej $x' = E_{k3}'(k) = 99442 \text{ J}$ (dla crashtestu z prędkością 48 km/h), nowe współrzędne na osi rzędnych dla drogi $s4'(k)$ i czasu $t4'(k)$.

$$s4'(k) = 0,302 \text{ m}; \quad t4'(k) = 31,18 \text{ ms}$$

Tak wyznaczone nowe położenie i czas, w jakim znalazła się „kierownica”, dla rozważanego tu przykładu crashtestu (48 km/h), unaocznili różnice w stosunku do pierwotnego jej przebiegu. Pamiętając, że dla wielkości drogi $s4(k)$ i czasu $t4(k)$ dla pierwotnej zmiennej niezależnej $x = E_{k3}(k) = 92996 \text{ [J]}$, wynosiły:

$$s4(k) = 0,2901 \text{ m}; \quad t4(k) = 31,06 \text{ ms}$$

Jak można zauważyć, nowe współrzędne zarówno drogi $s4'(k)$ jak i czasu $t4'(k)$, położenia „kierownicy” zmieniły się względem ich pierwotnych wartości $s4(k)$ i $t4(k)$. Większa ilość energii kinetycznej przypadająca na koniec „obszaru aplikacji”, wygenerowała prognozę, w której „kierownica” pokonała dłuższą drogę w niewiele dłuższym czasie, tym samym określając położenie „kierownicy” względem głowy fantomu w nowej konfiguracji. W tabeli 47. przedstawiono zsumowane wielkości czasu i drogi wyznaczone na pokonanie odcinka „obszaru aplikacji” i „obszaru prognoz”, dla pierwotnego przypadku, oraz dla przypadku uwzględniającego zmiany sztywności w „obszarze aplikacji”, $t'(k)$, $s'(k)$.

Tabela 47. Porównanie parametrów zmiennych dla pierwotnego i prognozowanego przebiegu czasu i drogi - crashtest Hondy Civic z prędkością 48 km/h bez zapiętych pasów bezpieczeństwa

	Wartości parametrów czasu i drogi.
$t(k/g) = t3(k) + t4(k) \text{ [ms]}$	44,03
$s(k) = s3(k) + s4(k) \text{ [m]}$	0,456
$t'(k) = t3'(k) + t4'(k) \text{ [ms]}$	44,12
$s'(k) = s3'(k) + s4'(k) \text{ [m]}$	0,468

gdzie: $s3'(k) = s3(k)$

Dalsze analizy wymagały ustalenia prędkości pojazdu przypadającej na koniec „obszaru prognoz” dla przypadku uwzględniającego i nieuwzględniającego zmianę sztywności w „obszarze aplikacji”. Szukaną wielkość (przy założeniu ciągłego spadku prędkości,

potwierzonego raportami crashtestu) wyznaczono w oparciu o wyliczenie średniej prędkości $V_{sr}[s(k)]$ i $V_{sr}'[s'(k)]$ z równania dla odcinka określonego na podstawie prognozy:

$$V_{sr}[s(k)] = s_4(k) / t_4(k) = 9,34 \text{ m/s} \quad (17.11)$$

$$V_{sr}'[s'(k)] = s_4'(k) / t_4'(k) = 9,69 \text{ m/s} \quad (17.12)$$

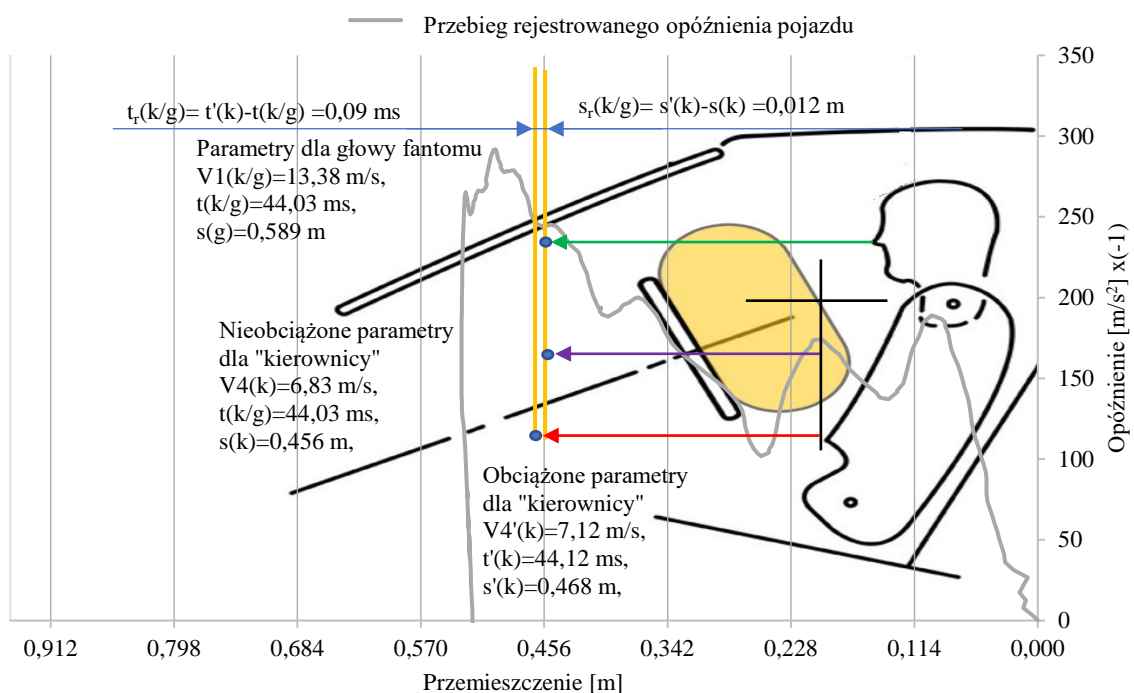
Z tak wyznaczonych wielkości $V_{sr}[s(k)]$ i $V_{sr}'[s'(k)]$ znając prędkości początkowe dla końca „obszaru aplikacji”, określono prędkość „kierownicy” $V_4(k)$ i $V_4'(k)$, przypadającą na koniec „obszaru prognoz” $s(k)$ i $s'(k)$:

$$V_{sr}[s(k)] = \frac{V_3(k) - V_4(k)}{2} \quad (17.13)$$

$$V_{sr}'[s'(k)] = \frac{V_3'(k) - V_4'(k)}{2} \quad (17.14)$$

$$V_4(k) = 2 * V_{sr}[s(k)] - V_3(k) = 6,83 \text{ m/s} \quad (17.15)$$

$$V_4'(k) = 2 * V_{sr}'[s'(k)] - V_3'(k) = 7,12 \text{ m/s} \quad (17.16)$$



Rysunek 94. Schemat położenia „kierownicy” względem głowy fantomu w nowej konfiguracji na wykresie przebiegu opóźnienia pojazdu Honda Civic dla prędkości kolizji 48 km/h, crashtestu FMVSS Nr 208, z fantomem niezapiętym pasami bezpieczeństwa [59]

Na podstawie tak przeprowadzonej analizy powiązано nowe współrzędne położenia „kierownicy” ze współrzędnymi położenia głowy fantomu i wyznaczono różnicę w przesunięciach:

- dla czasu, oznaczając symbolem $t_r(k/g)$:

$$t_r(k/g) = t'(k) - t(k/g) = 0,09 \text{ ms} \quad (17.17)$$

- dla drogi, oznaczając symbolem $s_r(k/g)$:

$$s_r(k/g) = s'(k) - s(k) = 0,012 m \quad (17.18)$$

Posiadając tak określone parametry analizowanych członów tj. głowy fantomu oraz „kierownicy” obciążonej wsp. 0,25, przystąpiono do trzeciego etapu, w którym poprzez odpowiednie układy równań ruchu, wyznaczono czas, w którym dojdzie do ich kontaktu. Idea tego etapu zakładała wyznaczenie czasu dla chwili, w której drogi tych członów przetną się. Wyznaczenie tak szukanych wielkości zostało zrealizowane przy pomocy układów równań ruchu zbudowanych w oparciu o nowe współrzędne położenia.

Na podstawie wyznaczonych nowych współrzędnych położenia „kierownicy”, obciążonych wsp. 0,25, jej drogę opisano równaniem:

$$s_{ox} = V4'(k) * t_{x0} + \frac{a*t_{x0}^2}{2} \quad (17.19)$$

gdzie:

t_{x0} – czas, w jakim dojdzie do kontaktu głowy z „kierownicą” [s],

a – opóźnienie, z jakim porusza się kierownica/pojazd [m/s^2].

Analogicznie opisano równaniem drogę głowy fantomu, uwzględniając w nim przesunięcie drogi $s_r(k/g)$ jak i czasu $t_r(k/g)$:

$$s_{ox} + s_r(k/g) = V1(k/g) * [t_{x0} + t_r(k/g)] \quad (17.20)$$

po przekształceniu:

$$s_{ox} = V1(k/g) * [t_{x0} + t_r(k/g)] - s_r(k/g) \quad (17.21)$$

tak sformułowane równania zapisano w postaci funkcji i przyrównano je do siebie:

$$f(t_{x0}) = V4'(k) * t_{x0} + \frac{a*t_{x0}^2}{2} \quad (17.22)$$

$$f(t_{x0}) = V1(k/g) * [t_{x0} + t_r(k/g)] - s_r(k/g) \quad (17.23)$$

$$V1(k/g) * [t_{x0} + t_r(k/g)] - s_r(k/g) = V4'(k) * t_{x0} + \frac{a*t_{x0}^2}{2} \quad (17.24)$$

Po uporządkowaniu:

$$a * \frac{t_{x0}^2}{2} - V1(k/g) * t_{x0} + V4'(k) * t_{x0} - V1(k/g) * t_r(k/g) + s_r(k/g) = 0 \quad (17.25)$$

Następnie wyznaczono miejsce zerowe tego równania, określające czas t_{x0} , w jakim dojdzie do spotkania tych dwóch członów. Przed tym należało określić wielkość parametru opóźnienia a . Z uwagi na zmienność tego parametru w czasie, zaproponowano następującą metodologię wyznaczenia jego wartości. Równanie 17.25. przekształcono do postaci wielomianu pierwszego stopnia, usuwając z niego pierwszy wyraz, uwzględniający parametr opóźnienia.

Takie równanie określiło, w jakim czasie dwa człony podlegające pierwszej zasadzie dynamiki spotkają się. Pozwoliło to wyznaczyć na wykresie przebiegu opóźnienia, obszar, jaki należy brać pod uwagę dla określenia szukanego parametru. Następnie z tak określonego obszaru wyznaczono średnią arytmetyczną z wartości zarejestrowanego tam chwilowego opóźnienia.

$$-V1(k/g) * t_{x0} + V4'(k) * t_{x0} - V1(k/g) * t_r(k/g) + s_r(k/g) = 0 \quad (17.26)$$

$$t_{x0} = 0,00171 \text{ s} \approx 1,71 \text{ ms}$$

Jak można zauważyć przedział, z którego zostały wzięte pod uwagę wartości opóźnienia był bardzo wąski, co znacząco uwiarygadnia trafność tak ustalonego parametru wg powyższej metodologii, określając jego średnią wartość na:

$$a = -244 \text{ m/s}^2$$

podstawiając do równania 17.25. tak ustalone parametry, otrzymano:

$$122 t_{x0}^2 + 6,27 t_{x0} - 0,0107 = 0 \quad (17.27)$$

rozwiązując równanie 17.27., wyznaczono szukane miejsce zerowe tej funkcji:

$$t_{x0} = \frac{-b \pm \sqrt{\Delta}}{2a} \quad (17.28)$$

$$a = 122 ; b = 6,27 ; c = -0,0107$$

$$\Delta = b^2 - 4ac = 44,56 \quad (17.29)$$

$$\sqrt{\Delta} = 6,675$$

$$t_{x0} = \frac{-b \pm \sqrt{\Delta}}{2a} = 0,00166 \text{ s} \approx 1,66 \text{ ms} \quad (17.30)$$

Z powyższych równań ruchu określony został czas, w jakim dojdzie do kontaktu „kierownicy” z głową fantomu. Aby przeprowadzić weryfikację powyższych obliczeń, dokonano sprawdzenia poprzez zsumowanie tak ustalonych wartości czasu oraz drogi dla każdego z omawianych członów w oparciu o równania 17.20 i 17.22.

Ich zbieżne wyniki potwierdziły prawidłowość przeprowadzanych działań.

$$s_{ox} = V1(k/g) * [t_{x0} - t_r(k/g)] - s_r(k/g) \quad (17.31)$$

$$s_{ox} = 0,01148 \text{ m}$$

$$s_{ox} = V4'(k) * t_{x0} + \frac{a * t_{x0}^2}{2} \quad (17.32)$$

$$s_{ox} = 0,01148 \text{ m}$$

Następnie sprawdzono wyliczenia wielkości czasu całkowitego przemieszczenia dla głowy fantomu $t_{cp-bp}(g/k)$:

$$t_{cp-bp}(k/g) = t(k/g) + (t_{x0} + t_r(k/g)) \quad (17.33)$$

$$t_{cp-bp}(k/g) = 0,04578 [s] = \mathbf{45,78 ms}$$

$$t_{cp-bp}(k/g) = t'(k) + (t_{x0}) \quad (17.34)$$

$$t_{cp-bp}(k/g) = 0,04578 [s] = \mathbf{45,78 ms}$$

Powyższe wskazuje, że dla zachowania prawidłowej synchronizacji czasu kontaktu aktywowanej poduszki gazowej z przemieszczającym się ciałem fantomu, należało dokonać o 1,75 ms korekty stanu referencyjnego poduszki gazowej, pierwotnie ustalonego wg zasady „13-30” na 44,03 ms.

Analogicznie sprawdzono, czy zachodzi zależność drogi całkowitego przemieszczenia dla „kierownicy”:

$$s_{cp}(k) = s'(k) + s_{ox} \quad (17.35)$$

dla głowy fantomu:

$$s_{cp}(g) = V1(k/g) * t_{cp-bp}(k/g) \quad (17.36)$$

Wyniki powyższych równań przedstawiono w tabeli 48.

Tabela 48. Porównanie obciążonych wsp. 0,25 parametrów drogi z nieobciążonymi, potwierdzone tożsąmą wartością zachodzących pomiędzy nimi różnic

	Kierownica	Głowa fantomu
$s_{cp}(k)/s_{cp}(g)$ [m]	0,4794	0,613
$s(k)/s(g)$ [m]	0,456	0,5896
Różnica [m]	0,0234	0,0234

Tak, jak dla powyżej opisanego przypadku crashtestu z prędkością 48 km/h z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, dokonano wyliczeń z uwzględnieniem wsp. 0,25 dla crashtestów z prędkościami 23, 32, 40, 56 km/h. Wygenerowane w ten sposób nowe wartości określające czas kontaktu analizowanych członów $t_{cp-bp}(k/g)$ wg zasady „13-30” z uwzględnieniem wsp. 0,25, przedstawiono w tabeli 49.

Tabela 49. Wartości dla crashtestu, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, pierwotnych parametrów $t(k/g)$ oraz wartości obciążonych współczynnikiem 0,25 parametrów $t_{cp-bp}(k/g)$ dla prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h

Prędkość kolizji	23 km/h	32 km/h	40 km/h	48 km/h	56 km/h
Czas $t_{cp-bp}(k/g)$ [ms]	57,8	52,8	48,0	45,8	44,4
Czas $t(k/g)$ [ms]	53,5	49,0	46,0	44,0	43,0

Analogicznie jak dla crashtestu z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, została przeprowadzona analiza dla crashtestu z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa. Uwzględniono w niej wcześniej omówione wielkości parametrów oraz poszerzono równanie ruchu głowy fantomu o człon opóźnienia, ustalony analogicznie jak dla pojazdu, związku z aktywnymi pasami bezpieczeństwa. Wyniki tych obliczeń zostały zamieszczone w tabeli 50.

Tabela 50. Wartości parametrów, pierwotnych $t(k/g)$ oraz obciążonych współczynnikiem 0,25 parametrów $t_{cp-zp}(k/g)$ dla crashtestu z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa przy prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h

Prędkość kolizji	23 km/h	32 km/h	40 km/h	48 km/h	56 km/h
Czas $t_{cp-zp}(k/g)$ [ms]	72,9	61,0	51,8	45,8	44,4
Czas $t(k/g)$ [ms]	68,5	58,0	50,0	44,0	43,0

Podsumowując dotychczasowe rozważania, dokonano repartycji czasoprzestrzennej przebiegów analizowanych członów, które podzielono na trzy charakterystyczne obszary, jakie mają istotny wpływ dla oszacowania wielkości wydłużenia czasu kontaktu. W pierwszym z nich, nazwanym „obszarem aplikacji”, określono za pomocą współczynnika 0,25, wielkość spadku potencjału absorbcji energii odkształceń. Ustalono w ten sposób wartość energii kinetycznej, jak i prędkość pojazdu w chwili końca tego obszaru. Na tej podstawie, określono skrócenie czasu deformacji pojazdu na tym odcinku. Następnie ustalono zmiany czasu, jak i drogi „kierownicy” w drugim obszarze, nazwanym „obszarem prognoz”. Na podstawie tego obszaru, określono za pomocą interpolacji wartości prognozowane, przesunięć czasoprzestrzennych analizowanych członów. Po tak określonych nowych współrzędnych położenia „kierownicy” w odniesieniu do głowy fantomu, ustalono czas w jakim dojdzie do ich kontaktu, przy pomocy równań ruchu. Należy zaznaczyć, że tak uzyskane wyniki, wyznaczają nowy czas kontaktu „kierownicy” z głową fantomu, w którym poduszka gazowa **powinna** osiągnąć swój stan referencyjny.

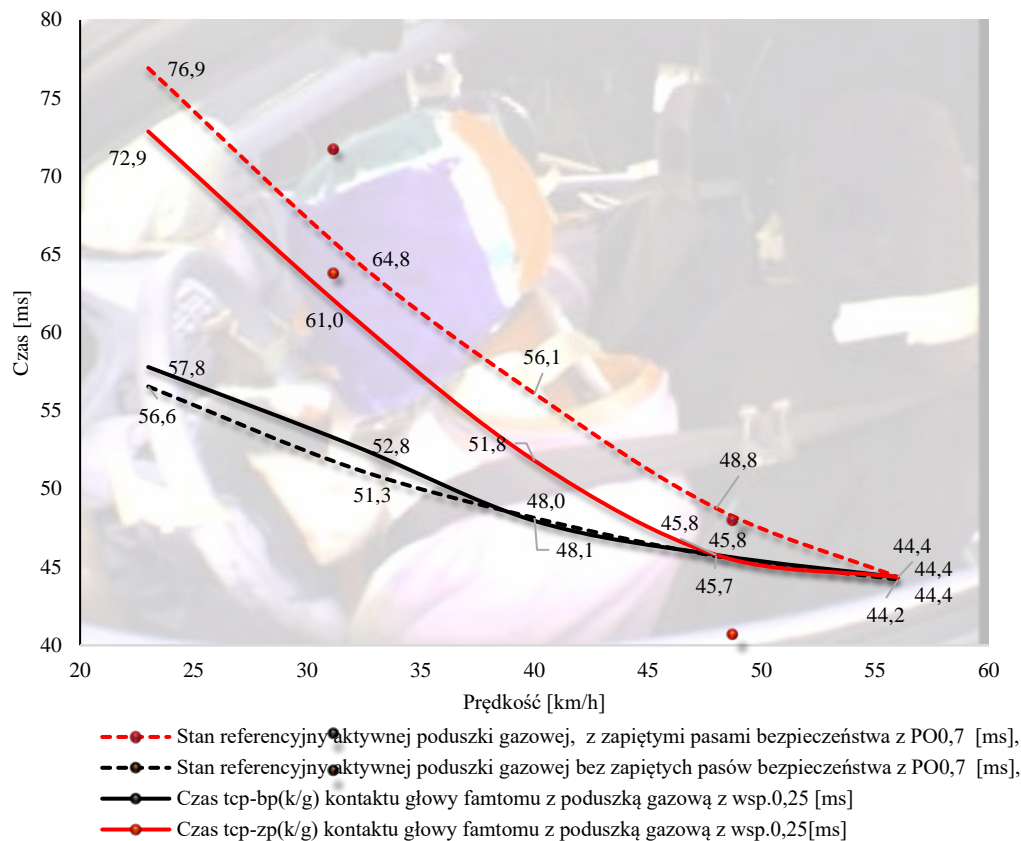
18. Synteza wyznaczonych czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążonych „PO 0,7” i skorygowanego czasu jej kontaktu z głową fantomu parametrem „0,25”

Zestawienie wyników dotychczas przeprowadzonej analizy pozwoli odpowiedzieć na pytanie, czy zmiana sztywności pojazdu w „obszarze aplikacji”, wpłynęła na prawidłową synchronizację analizowanych członów. Na wykresie (Rys. 95) i tabeli 51., naniesione zostały czasy $t_{cp-zp}(k/g)$, $t_{cp-bp}(k/g)$, których wartości ustalono w oparciu zasadę „13-30” z uwzględnieniem parametru 0,25, (krzywa; linia ciągła, koloru czerwonego dla przypadku 1 tj. crashtestu z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa i koloru czarnego dla przypadku 2 tj.

z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa). W tak wyznaczonych czasach, uwzględniających zmiany sztywności w „obszarze aplikacji”, powinien nastąpić kontakt głowy fantomu z poduszką gazową. Ich wartości zostały zestawione z wyznaczonymi, nowymi czasami stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążonymi parametrem PO0,7 (linia przerywana, koloru czerwonego dla przypadku 1, koloru czarnego dla przypadku 2).

Tabela 51. Czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej $t(k/g)$, obciążone PO0,7 i czasy kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu wg zasady „13-30”, obciążone współczynnikiem 0,25 dla crashtestu, z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa $t_{cp-zp}(k/g)$ i niezapiętym pasami $t_{cp-bp}(k/g)$, dla prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h

Prędkość kolizji	23 km/h	32 km/h	40 km/h	48 km/h	56 km/h
Czas $t_{cp-zp}(k/g)$ [ms]	72,9	61,0	51,8	45,8	44,4
Czas $t(k/g)$ [ms] z PO0,7	76,9	64,8	56,1	48,8	44,4
Różnica	4,1	3,7	4,3	3,0	0,0
Czas $t_{cp-bp}(k/g)$ [ms]	57,8	52,8	48,0	45,8	44,4
Czas $t(k/g)$ [ms] z PO0,7	56,6	51,3	48,2	45,7	44,2
Różnica	-1,2	-1,5	0,2	-0,1	-0,2



Rysunek 95. Zestawienie czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążonych wsp. PO0,7, z wyznaczonymi wg zasady „13-30”, czasami kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową, obciążonymi wsp. 0,25, w funkcji prędkości kolizji

Wyznaczone przebiegi krzywych na wykresie (Rys. 95) należy interpretować następująco; czas stanu referencyjnego (linia przerywana, koloru czerwonego i czarnego) poduszka gazowa powinna osiągnąć w czasie tożsamym z wyznaczonym, wg zasady „13-30”, kontaktem analizowanych członów (linia ciągła, koloru czerwonego i czarnego), a wynikającym z ich wzajemnego przemieszczenia. Jak można zaobserwować, dla przypadku crashtestu z fantomem zapiętym w pasy bezpieczeństwa, nie został spełniony ten warunek. Dla drugiego przypadku warunek ten praktycznie został spełniony, ponieważ wcześniejszy czas stanu referencyjnego poduszki gazowej w obszarze tak niewielkich różnic w wyznaczonych czasach, zasadniczo nie powinien stwarzać niebezpieczeństwa wynikającego z nieprawidłowej synchronizacji. Wynika z tego, że dla przypadku crashtestu z fantomem zapiętym pasem bezpieczeństwa, pomimo wydłużenia czasu kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu, wyznaczonego wg zasady „13-30”, zmiana ta nie pozwoliła zwaloryzować wydłużenia czasu, w którym poduszka gazowa osiąga swój stan referencyjny. Taka asynchroniczność powoduje, że głowa fantomu spotka się z poduszką gazową w trakcie jej napełniania.

19. Wnioski

1. W przebiegu badań eksperymentalnych w oparciu o przyjęty model przedniej podłużnicy samochodowej wykonany ze stali DP 1000, wykazano spadek o 25% jej wytrzymałości na ściskanie po wykonaniu na niej złącza spawanego metodą GMAW.
2. Oszacowano wpływ tego zjawiska na działanie systemu SRS i deformację samego pojazdu w kontekście napraw pokolizyjnych i wtórnego udziału tak naprawionego pojazdów w zderzeniu. Wykazano, że spadek wytrzymałości podłużnicy pozostaje w ścisłym związku ze zmianą czasu aktywacji poduszki gazowej i jej interakcją z przemieszczającym się ciałem pasażera podczas zderzenia czołowego.
3. Wyznaczono zmiany czasu aktywacji poduszki gazowej spowodowane zmianą wytrzymałości podłużnicy przedniej oraz nowy czas kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową.
4. Uzyskane wyniki analizy czasoprzestrzennej, uwzględniające zmiany wytrzymałości podłużnicy, wskazały istotne zaburzenia w synchronizacji poduszki gazowej z przemieszczającą się głową fantomu. Przeprowadzone modelowanie wykazało, że w skrajnym przypadku przemieszczająca się głowa fantomu dotarła do punktu, w którym powinien nastąpić kontakt z poduszką gazową o 4,3 ms za wcześnie.
5. Obserwacja w rozdziale 15., crashtestu z prędkością 23 km/h, gdzie kontakt głowy fantomu z poduszką gazową nastąpił o ok. 2 ms za wcześnie, powodując znaczny wzrost

opóźnienia oddziałującego na głowę (Rys. 85) pośrednio wskazuje słuszność tezy pracy, o istotnym pogorszeniu jakości bezpieczeństwa biernego pojazdu na skutek napraw blacharskich podłużnicy samochodowej wykonanej ze stali DP.

20. Podsumowanie

Wybrane przykłady, jakie posłużyły do przeprowadzenia powyższych badań i analiz, odnosiły się do konkretnego rodzaju naprawy i marki pojazdu. Jednak z uwagi na zauważalną unifikację konstrukcji nadwozi pojazdów i procesów post-produkcyjnych w naprawach powypadkowych, a także coraz częstsze stosowanie części zamiennych o tzw. porównywanej jakości, można zaprezentowane modele, odnieść do znacznie szerszego horyzontu przykładów i zastosowania.

Głównym celem pracy było wykazanie wielkości wpływu technologii naprawy podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej i jej interakcję z przemieszczającą się głową fantomu, podczas zderzenia czołowego.

Jednocześnie, wyznaczone wielkości parametrów, na podstawie zaproponowanych modeli, mogą być wykorzystane do przeprowadzenia dalszych badań pod kątem biomechaniki, która jest tematem badań wypadków drogowych wielu autorów [102-104], co pozwoliłoby na komplementarne ujęcie tego problemu. Analizując uzyskane wyniki, przedstawione na wykresie (Rys. 95), w sposób intuicyjny nasuwa się pytanie, w jakim stopniu, taka nieprawidłowa synchronizacja, przyczyni się do wzrostu obrażeń głowy. Wielkość różnicy w wyznaczonych czasach dla analizowanych prędkości, w skrajnym przypadku wyniosła 4,3 ms. Wynika z tego, że przemieszczająca się głowa fantomu, dotarła do punktu, w którym powinien nastąpić kontakt z poduszką gazową, o wskazane 4,3 ms za wcześniej. Brak w odpowiednim miejscu poduszki gazowej gotowej do przyjęcia przemieszczającej się głowy fantomu powoduje, że głowa ingeruje w przestrzeń, jaką poduszka gazowa dopiero zajmie. Taki brak prawidłowego synchronizacji powoduje, że głowa fantomu spotka się z poduszką gazową w trakcie jej napełniania. Uwzględniając charakter przebiegu inflacji poduszki gazowej, podczas którego rozwijający się worek poliamidowy wykracza poza końcowy obrys przekroju poprzecznego rozwiniętej poduszki gazowej (Rys. 96), należy brać pod uwagę możliwość, wystąpienia kontaktu z głową, na znacznie wcześniejszym etapie jego napełniania, niż wynika to z przeprowadzanej analizy, co też należałoby zweryfikować w dalszych badaniach.



Rysunek 96. Przebieg inflacji poduszki gazowej kierowcy ze wskazaniem zewnętrznego obrysu czoła airbagu [105]

Zbyt późny stan referencyjny poduszki gazowej, stwarza znacznie większe niebezpieczeństwo, niż jej wcześniejsze napełnienie, jak ma to miejsce dla crashtestu z prędkością 23 i 32 km/h z fantomem niezapiętym pasami bezpieczeństwa (Rys. 95, linia ciągła koloru czarnego). Wcześniejszy czas stanu referencyjnego poduszki gazowej o 1,5 ms, niż przewidziany wg zasady „13-30”, nie powinien zwiększać niebezpieczeństwa odniesienia obrażeń głowy podczas zdarzenia czołowego.

Tak różne wyniki analizy, dla crashtestu z fantomem zapiętym i niezapiętym pasami bezpieczeństwa, wynikają z faktu, że dla pierwszego przypadku opóźnienie reakcji (zwłoka) pomiędzy chwilą kolizji, a aktywacją poduszki gazowej, jest znacznie dłuższa, niż dla drugiego przypadku. Na wykresie (Rys. 95) można zauważyć, że wartości czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej charakteryzują się znacznie mniejszymi różnicami dla crashtestu z fantomem niezapiętym pasem bezpieczeństwa (linia przerywana koloru czarnego), niż czasami odpowiadającymi tym samym prędkościom dla crashtestu z fantomem zapiętym pasem bezpieczeństwa (linia przerywana koloru czerwonego). To powoduje, że czas stanu referencyjnego poduszki gazowej jest mniej wrażliwy na zmiany parametru energii E_c , a tym samym i prędkości kolizji, niż w przypadku crashtestu z fantomem zapiętym pasem bezpieczeństwa.

Porównując uzyskane wyniki z wynikami prac innych autorów przywoływanych w tej pracy, należy wskazać, że w pełni ze sobą korespondują. Wyznaczony wpływ złącza spawanego wykonanego metodą GMAW na spadek wytrzymałości podłużnicy wykonanej ze stali DP, jest i z pewnością będzie przedmiotem licznych badań, dopóki będzie się zwiększać wytrzymałości stali AHSS [106-108]. Badania wytrzymałości karoserii samochodowych i działania systemów bezpieczeństwa biernego pojazdu są realizowane przez różne ośrodki badawcze np. Euro NCap, NHTSA, producenta pojazdu na etapie wdrażania produkcji, czy ośrodki akademickie [109].

Cechą charakterystyczną tej pracy jest próba ujęcia problemu w sposób szerszy od dotąd proponowanych. Uwzględnienie w warunkach crashtestu spadku sztywności karoserii, działania urządzeń bezpieczeństwa biernego pojazdu i ich interakcja z ruchem fantomu.

Przeprowadzone badania i analizy pozwoliły na potwierdzenie tezy pracy, że wykorzystywanie metod spawalniczych GMAW w procesach post-produkcyjnych do napraw blacharskich podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP, może zaburzać pierwotne właściwości wytrzymałościowe tej konstrukcji, powodując istotne pogorszenie poziomu jakości bezpieczeństwa biernego pojazdu.

Kończąc przedmiotową pracę na tym etapie należy podkreślić, że nie wyczerpuje ona odpowiedzi na pytania, jakie pojawiają się przy każdej następnej próbie odpowiedzi na wcześniej postawione zagadnienie. W sposób intuicyjny nasuwają się kolejne pytania o przebieg opóźnienia głowy fantomu, której ruch, względem pierwotnych korelatów, został zaburzony o powyższe wartości. Jednak w tej pracy, te kwestie pozostaną bez odpowiedzi, gdyż wykracza to poza obszar, jaki został postawiony na jej początku, o *wpływie technologii naprawy podłużnicy samochodowej wykonanej ze stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej*.

Literatura

1. Wang X., Sun Q. i Zheng Z. Microstructure and fracture behavior of laser welded joints of DP steels with different heat inputs. *Materials Science and Engineering*. 699, 2017, 18-25.
2. Kaczyński P., Rusiński E. Ocena wytrzymałości połączeń punktowych w cienkościennych strukturach energochłonnych. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2014.
3. Heidrich S. Kosteneinsparpotential. Germany, Lohfelden: KTI Kraftfahrzeugtechnisches Institut, 2010. Technische Information 02/10.
4. Heidrich S. Reparaturuntersuchung. Germany, Lohfelden : KTI Kraftfahrzeugtechnisches Institut, 2007. Technische Information 01/07.
5. Hollowell W.T., Hampton C., Gabler Sheldon L. Updated review of potential test procedures for FMVSS no. 208. USA : Office Of Vehicle Safety Research, 1999.
6. Heidrich S. Fair-Repair. Germany, Lohfelden: KTI Kraftfahrzeugtechnisches Institut, 2009. Technische Information Nr 02/09.
7. Węgrzyn T., Hadryś D. Stanowisko do dynamicznych badań elementów bezpieczeństwa biernego nadwozia pojazdu Katowice: XXXVI Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, 2009.
8. Hadryś D., Miros M., Węgrzyn T., A.M. Pereira da Silva A.M. Driver safety in relation to the post-accident vehicle reparation: *Transport Problems* 7(4), 2012.
9. Hadryś D., Miros M., Węgrzyn T., Pereira da Silva A.M. Wpływ metod spawalniczych w naprawach modelowych elementów energochłonnych stalowego nadwozia pojazdu na wybrane parametry opisujące zderzenie: *Aparatura Badawcza i Dydaktyczna*, 2011.
10. Hadryś D., Miros M. Coefficient of Restitution of Model Repaired Car Body Parts. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 28, 2008.
11. Hadryś D. Wpływ naprawy powypadkowej metodami spawalniczymi na bezpieczeństwo bierne konstrukcji nośnych pojazdów. Katowice: Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, 2009. Rozprawa doktorska.
12. Heidrich S. Innovative Längsträgerinstandsetzung. Germany, Lohfelden : KTI Kraftfahrzeugtechnisches Institut, 2010. Technische Information Nr 01/10.
13. Kopczyński A., Rusiński E. Bezpieczeństwo bierne. Pochłanianie energii przez profile cienkościenne. Wrocław : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2010.
14. Kiebach H. Fair-Repair. Germany Lohfelden : KTI Kraftfahrzeugtechnisches Institut, 2012. Technische Information Nr 01/12
15. A Valle L., Belingardi G. Experimental investigation of the energy absorption capability of continuous joined crash boxes. *Politecnico di Torino*. 07-0350, 2007.
16. Song H, Fan Z., Yu G., Wang Q. . Partition energy absorption of axially crushed aluminum foam-filled hat sections. *International Journal of Solids and Structures*. 45, 2005, 2575–2600.
17. PN-EN 1993-1-1:2006/A1:2014-07. Eurokod 3: Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 1-1: Reguły ogólne i reguły dla budynków.
18. Majlinger K., Kalacska E. i Spena P. R. Gas metal arc welding of dissimilar AHSS sheets. *Materials & Design*. 109, 2016, 615-621.
19. Wang J. i Yang L. Effect of energy input on the microstructure and properties of butt joints in DP1000 steel laser welding. *Materials & Design*. 90, 2016. 642-649 .

20. Jia Q., Guo W. i Li W. Experimental and numerical study on local mechanical properties and failure analysis of laser welded DP980 steels . *Materials Science and Engineering*. 680, 2017, 378-387.
21. Wang X.. Fatigue properties of advanced high strength steel plate welded by hybrid plasma arc welding. *Procedia Structural Integrity*. 22, 2019, 59-63.
22. Park G., Bae G. i Lee Ch. Characterization of mechanical and metallurgical notch effects of DP980 steel weld joints in fatigue performance. *Metallurgical and materials transactions a-physical metallurgy and materials science*. 50(3), 2019, 1294-1307.
23. Hadryś D., Kubik A. i Stanik Z. Deceleration and deformation during dynamic load of model longitudinals - real conditions and simulation. *Scientific Journal of Silesian University of Technology-Series Transport* . 102, 2019, 53-64.
24. Hadryś, D.; Kubik, A.; Stanik, Z.. Deceleration and deformation during dynamic loading of model car body parts after post-accident repair. *Transport Problems*. 15(3), 2020, 5-16.
25. NHTSA VSR - NHTSA Vehicle Crash Test Database. [Online – dostęp 2019 r.] <https://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/veh/veh.htm> (TC 03-228 RR04-232, Tc 03-229 RR04-221, DTS-TRC-03-005, 030806-1, NCAP-MGA-2001-004)
26. Transportation of department. Federal Motor Vehicle Safety Standards; Occupant Crash Protection.: National Highway Traffic Safety Administration. 49 CFR 2011. FMVSS Nr 208; 552, 571, 585, 595. [Online – dostęp 2018 r.] <https://www.nhtsa.gov/laws-regulations/fmvss>.
27. Hinch M. J., Hollowell T. W., Kianianthra J., Evans W.D. Air Bag Technology in light passenger vehicles. USA : Office Of Research And Development National Highway Traffic Safety Administration, 2001.
28. Transportation of Department. Federal Motor Vehicle Safety Standards. National Highway Traffic Safety Admin., DOT. Part 571. [Online – dostęp 2018 r.] <https://public-inspection.federalregister.gov/2020-25930.pdf>
29. Senkara J. Współczesne stale karoseryjne dla przemysłu motoryzacyjnego i wytyczne technologiczne ich zgrzewania. *Przegląd Spawalnictwa*. 11, 2009.
30. Test zderzeniowy Toyota Corolla 1998 i Toyota Corolla 2015 przeprowadzony podczas Światowego Tygodnia Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego Organizacji Narodów Zjednoczonych, 2017. [Online – dostęp 2018 r.] https://www.youtube.com/watch?v=_tkVRwOtVE.
31. Budowa nadwozia samonośnego pojazdu VW Golf [Online – dostęp 2020 r.] . <https://www.vw-adm.pl/materialy>.
32. Nowacki J., Krajewski S. Dual-phase steels microstructure and properties consideration based on artificial intelligence techniques. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 14(2), 2014, 278-286.
33. Dworecki M. Stale wielofazowe Litec. SABB. Sympozium Spawalnictwa, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, 2015. Materiały konferencyjne.
34. Molenda R., Kuziak R., Metaloznawcze podstawy kształtowania struktury i właściwości blach ze stali DP w procesie ciągłego wyżarzania. *Instytut Metalurgii Żelaza*. 2, 2011.
35. Gronostajski Z., Kuziak R., Metalurgiczne, technologiczne i funkcjonalne podstawy zaawansowanych wysokowytrzymałych stali dla przemysłu motoryzacyjnego. *Instytut Metalurgii Żelaza*. 1, 2010.

36. Dworecki M. Nowoczesne stale stosowane w przemyśle. Symposium Spawalnictwa, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, 2015. Materiały konferencyjne.
37. Nowicki M., Łukasik K., Tomczak J., Czachor R., Kuc J. Problematyka wytwarzania wyrobów ze stali AHSS. *Przegląd Mechaniczny*. 5, 2014.
38. Arcelor Mittal, Automotive product offer EN. Materiały katalogowe. [Online – dostęp2018] https://fce.arcelormittal.com/repository/Automotive_Product%20offer/Automotive_Long_product_catalogueJuly13.pdf
39. PN-EN 10346:2011. Wyroby płaskie stalowe powlekane ogniowo w sposób ciągły. Warunki techniczne dostawy.
40. Omar M. A. *The Automotive Body Manufacturing Systems and Processes*. John Wiley & Sons Ltd, 2011.
41. Struktury energochłonne w technologii TWB. [Online - dostęp 2014 r.]. <https://www.a-sp.org/>.
42. Advanced High Strength Steels For The Automotive Industry. SSAB. 84 Borlänge Sweden: SSAB, 2012. SE-781. Materiały katalogowe [Online - dostęp 2014 r] <https://www.yumpu.com/en/document/view/11500317/welding-of-ahss-uhss-steel-ssab>.
43. Ambroziak A., Białucki P., Derlukiewicz W., Lange A. Właściwości złączy spawanych ze stali dwufazowej DP600 metodą; MAG. *Przegląd Spawalnictwa*. 86, 2014, 9.
44. Korzuśnik A. Podstawy konstrukcji i napraw powypadkowych karoserii - Szkolenie Serwisowe. Poznań, Volkswagen Group Polska, 2015. Materiały Szkoleniowe GBSA00.
45. Węglowski M., Stano S. Właściwości złączy spawanych laserowo ze stali HDT580X. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji*. 29(1), 2009.
46. Krajewski S., Nowacki N. Właściwości połączeń spawanych ze stali dwufazowych DP. *Przegląd Spawalnictwa*, 2, 2013.
47. Huang M. *Vehicle Crash Mechanics*. USA, New York : CRC Press LLC, 2002.
48. Dubois P., Chou C., Fileta B., Khalil T. *Vehicle crashworthiness and occupant protection*. USA, Southfield, Michigan: American Iron and Steel Institute, 2004. [Online - dostęp 2015 r], <https://www.yumpu.com/s/eGCDD3h3zG8J9euz>
49. Rezé M., Mureau H. *MEMS Sensors and Passive Safety Applications*. Freescale, 2008. Materiały Katalogowe.
50. Kendall J., Solomon K. *Air Bag deployment criteria*. USA, Denver, Colorado : Institute of Risk & Safety, 2014.
51. Meyer G., Valldorf J., Gessner W. *Advanced Microsystems for Automotive*. Germany, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin, 2009.
52. Hannan M. A., Hussai A., Mohamed A., Samad S. A., Wahab D. A. Decision fusion of a multi-sensing embedded system for Occupant safety measures. *International Journal of Automotive Technology*. 11(1), 2010, 57-65.
53. Choi B., Wee S., Munich K. Design of an airbag deployment algorithm using a radar sensor. Germany : 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, 2010.
54. Oestreicher L., Luegmair M. Structure-born sound transmission as an important influence on crash detection. Germany Allianz Technische Zentrum, 2008.
55. Dolny A., Jaśkiewicz K. Zagrożenia związane z działaniem poduszki powietrznej w przypadku niestandardowej pozycji kierowcy samochodu osobowego. *Autobusy Technika Eksploatacja Systemy transportowe*. 2010, 6.

56. A Test Procedure for Airbags. IKA Institut für Kraftfahrwesen Aachen. International Motor Vehicle Inspection Committee, 2000. Report 8328. [Online - dostęp 2019 r], https://ec.europa.eu/transport/road_safety/sites/roadsafety/files/pdf/projects_sources/cita_study_2.pdf
57. Kamiński T., Niezgoda M., Kruszewski M. Collision detection algorithms in the ecall system. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 19(4), 2012.
58. Desrosiers D. Birdsong Ch., Schuster P. A pre-crash simulator to evaluate vehicle collision prediction algorithms. USA: California Polytechnic State University, 2007.
59. Driving the Future of Automotive Electronics. Germany Neubiberg: Infineon Technologies AG, 2014. [Online - dostęp 2019 r] https://www.infineon.com/dgdl/ATV_Application_Guide-2012-br.pdf?fileId
60. Jigaa G., Staminb S., Dinua G., Material and shape crash-box influence on the evaluation of the impact energy absorption capacity during a vehicle collision. *Ciência & Tecnologia dos Materiais*. 28, 2016, 67-72.
61. Safety Standards and Testing Overview Crash Safety Legislation: Europe, USA and other countries. *Safety Companion*, [Online - dostęp 2019 r] https://trade.ec.europa.eu/doclib/docs/2016/september/tradoc_154981.pdf
62. Crash and Safety Overview. *Safety Companion*, 2011. FMVSS Nr 208 . [Online - dostęp 2019 r], https://web.iitd.ac.in/~achawla/public_html/736/11-Crash_Safety_practices.pdf
63. ECE Regulation N°94. Ceram Groupe Utac. 2013. 54th session of GRSP. [Online - dostęp 2019 r]. <https://unece.org/DAM/trans/doc/2013/wp29grsp/GRSP-54-40e.pdf>
64. PMG Technologies Centre Blainville, Test Vehicle Honda Civic 2003, TC 03-228, NHTSA Frontal Airbags Research Tests. *Transport Canada Research Engineering and Recherche Vehicle Testing*. [Online - dostęp 2019 r]
65. PMG Technologies Centre Blainville. Test Vehicle Honda Civic 2003, TC 03-229, NHTSA Frontal Airbags Research Tests. *Transport Canada Research Engineering and Recherche Vehicle Testing*. [Online – dostęp 2019r]
66. Transportation Research Center Inc. Final Report of a Frontal Barrier Impact Test of a 2002 Honda Civic DX 4-door Sedan NHTSA. U. S. Department of Transportation. National Transportation Systems Center, 2003. DTS-TRC-03-005.
67. Transportation Research Center Inc. Vehicle Research and Test Center 2001 Honda Civic into a Flat Frontal Load Cell Barrier: U. S. Department of Transportation, NHTSA, 2006. 060502-1.
68. Transportation Research Center Inc. Vehicle Research and Test Center 2002 Honda Civic into Flat Frontal Barrier. U. S. Department of Transportation, NHTSA, 2003. 030806-1.
69. Piekarczyk M.. Zginane stalowe dźwigary skrzynkowe w stanie pracy nadkrytycznej. Kraków, Politechnika Krakowska, 1991. Praca doktorska
70. Timoshenko S., Gere J. Teoria stateczności sprężystej. Warszawa : Arkady, 1963.
71. Kasiak M., Stateczność środników zginanych stref blachownic w świetle teorii, norm, analiz numerycznych i eksperymentalnych. Gdańsk, Politechnika Gdańska, 2015. Praca doktorska.
72. Czepiżak D. Nośność graniczna lokalnie wzmocnionych wieloprzęśłowych blach fałdowych. Wrocław, Politechnika Wroclawska, 2006. Praca doktorska.
73. Chodor L. Płyty cienkościenne i nośność nadkrytyczna. Kielce : Politechnika Świętokrzyska. [Online – dostęp 2019 r].

<http://chodor-projekt.net/wp-content/uploads/PIPress/Wyklady/TSiP/7>

74. PN-90/B-03200. Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie.

75. PN-B-03207:2002. Konstrukcje z kształowników i blach profilowanych na zimno. Projektowanie i wykonanie.

76. Ly H., Thinh T. Numerical investigation of circular and square tubes subjected to low velocity impact load. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*. 3, 2015, 54-62.

77. Abramowicz W. Thin-walled structures as impact energy absorbers. *Thin-Walled Structures* . 41, 2003, 91–107.

78. White M.D., Jones N. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thinwalled sections. *International Journal of Mechanical Sciences*. 41, 1999, 179-202.

79. White M.D., Jones N., Abramowicz W. A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *International Journal of Mechanical Sciences*. 41, 1999.

80. Wierzbicki T., Abramowicz W. *Manual of Crashworthiness Engineering*. MIT Cambridge. 4, 1987.

81. Abramowicz W Jones N. Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*. 1984, 179-208.

82. White M.D., Jone N. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled section. *International Journal of Mechanical Sciences* . 41, 1999, 179—208.

83. AG Volkswagen. erwin.volkswagen.de. [Online – dostęp 2019 r].

https://portal.cpn.vpn.vwg/elsapro/elsaweb/ctr/BBCCContentAction?lewelCode=50_5062829.

84. Zeszyt do samodzielnego kształcenia nr 421. Germany, Wolfsburg. Volkswagen AG, 2009. Materiały Serwisowe 000.2812.15.11 .

85. Krajewski S. Metodologia projektowania stali o wysokiej wytrzymałości oraz ocena jej spawalności z wykorzystaniem narzędzi sztucznej inteligencji. Szczecin, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, 2017. Praca doktorska

86. Leu H., Eriksson M., Esbelani V. Inspection certificate nr 16282143. Borlange Sweden: SSAB EMEA AB, 2016. EN10204-3.1. [Online – dostęp 2019 r].

<https://www.ssab.com/download-center#sort>

87. PN-EN ISO 4136:2011. Badania niszczące złączy spawanych metali. Próba statycznego rozciągania próbek poprzecznych, przygotowanie próbek.

88. PN-EN 14175:2009. Materiały dodatkowe do spawania. Gazy i mieszany gazów do spawania i procesów pokrewnych.

89. PN-EN ISO 6508-1:2006. Badanie wykonano twardościomierzem metodą statyczną, Rockwella HRA.

90. PN-EN ISO 3452-1:2013-08. Badania nieniszczące, Badania penetracyjne, Zasady ogólne.

91. Biradar G., Babu V.A. Automotive crash box performance analysis and simulation during frontal rigid barrier crash. *International Journal of Science and Research*. 3(9), 2014.

92. Wang B., Zhou. C. The imperfection-sensitivity of origami crash boxes. *International Journal of Mechanical Sciences*. 121, 2017, 58–66.

93. Tarlochan F. Samer F. Hamouda A.M.S., Ramesh S., Design of thin wall structures for energy absorption applications: Enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces. *Thin-Walled Structures*. 71, 2013, 7-17.

94. Jie J., Li D. Material and shape crash-box influence on the evaluation of the impact energy absorption capacity during a vehicle collision. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 5, 2014, 113-116.
95. Ferdynus M., Kotełko M., Kralenergy J. Absorption capability numerical analysis of thin-walled prismatic tubes with corner dents under axial impact. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 20 (2), 2018.
96. PN-EN ISO 6947:2011. Spawalnictwo. Pozycje spawania. Określanie kątów pochylenia i obrotu.
97. MGA New Car Assessment Program (NCAP) Testing of Honda Civic 4 U.S. Department of Transportation NHTSA, 2000. NCAP-MGA-2001-004.
98. Chan Ch. Fundamentals of crash sensing in automotive air bag systems. Warrendale. Society of Automotive Engineers, 2000.
99. Nahum A., Melvin J. Accidental injury biomechanics and prevention. 2002 Springer Science, Business Media New York, 2000.
100. Rastegar V., Marzbanrad J. Modeling and simulation of vehicle airbag behaviour in crash. *International Scientific Journal "Industry 4.0"*. 2018, 2534-8582.
101. Zhang J., Jin Y., Xie L. Establishment and validation for the theoretical model of the vehicle airbag. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 28, 2015, 3.
102. Prochowski L., Żuchowski A. Analiza wpływu pozycji człowieka w samochodzie na ryzyko obrażeń w czasie wypadku drogowego. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 16(3), 2014.
103. Żuchowski A. Analysis of the influence of the impact speed on the risk of injury of the driver and front passenger of a passenger car. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 18(3), 2016.
104. Ryana A., Knodler M. Influential crash conditions leading to injury differences experienced by female and male drivers. *Journal of Transport & Health*, 2022.
105. Lee J., Ha W. P. Validation methodology on airbag deployment process of driver side airbag. *Computer Science*. 2009.
106. Nalajala D., Mookara R.K., Amirthalingam M. Gas metal arc brazing behaviour of a galvanised advanced high strength steel in short circuiting and short circuiting with pulsing modes. *Welding in the World*. Springer, 2021
- 107 Merbin J., Ashok K.P., Udaya K., Devadas P., A study on HAZ behaviour in 800 MPa cold rolled and hot rolled steel weld. *Materialstoday: Proceedings*. 2021
- 108 Midawi H., Kistampally S., Biro E., Effect of Coating and Welding Wire Composition on AHSS GMA Welds The roles of galvanized iron coating and filler material on weld strength were investigated for different weld configurations using the DIC technique. *Weldings Jurnal*. 2021.
109. Al Rukaibi S., Al Kheder T., Sayed, A., Alburait A. Injury severity influence factors and collision prediction - a case study on Kuwait highways. *Journal of Transport & Health*. 2021

Spis rysunków

Rysunek 1. Rozkład statystyczny kierunku uderzenia pojazdu [2].....	6
Rysunek 2. Najczęstsze przyczyny śmierci oraz powstawania urazów uczestników wypadków samochodowych [2].....	6
Rysunek 3. a) Schemat próby testu zderzeniowego. b) Zdjęcie z przeprowadzonej pierwszej próby crashtestu wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6].....	9
Rysunek 4. a) Zdjęcie wykonane podczas naprawy pojazdu po pierwszym crashteście. b) Zdjęcie naprawionego pojazdu gotowego do przeprowadzenia drugiego testu zderzeniowego wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6] .	9
Rysunek 5. Diagram zarejestrowanej głębokości wgniecenia boku nadwozia pojazdu VW Passat, podczas dwóch prób crashtestu wg 96/27/EG, ECE-R95 NCap [6].....	9
Rysunek 6. a) Schemat próby testu zderzeniowego. b) Zdjęcie z przeprowadzonej próby pierwszego i drugiego crashtestu wykonanego przez DEKRA Crash Test Center Neumünster. c) przebieg zarejestrowanego opóźnienia na odcinku skrócenia ustroju [12].....	10
Rysunek 7. a) Zdjęcie wykonane podczas naprawy pojazdu po pierwszym crashteście. b) Schemat rozmieszczenia punktów bazowych nadwozia pojazdu. c) Zdjęcia z pierwszej i drugiej próby crashtestu nr 96/27/EG, ECE-R95 NCap [13].....	11
Rysunek 8. Udział w przemyśle motoryzacyjnym typów stali wykorzystywanych do budowy nadwozia w USA na przestrzeni lat [30].....	14
Rysunek 9. Test zderzeniowy Toyota Corolla 1998 i Toyota Corolla 2015 przeprowadzony podczas Światowego Tygodnia Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego Organizacji Narodów Zjednoczonych w 2017 r. [31]	15
Rysunek 10. Wyniki pomiaru siły uderzenia samochodu osobowego w sztywną przeszkodę z prędkością 50 km/h w 15 ms [23].....	16
Rysunek 11. Zastosowanie różnej pod względem wytrzymałości stali DP w budowie nadwozia samonośnego pojazdu na przykładzie Volkswagen Golf [32].....	16
Rysunek 12. Struktura morfologiczna przykładowej stali DP - HCT...X [34].....	17
Rysunek 13. Model wykonany w technologii TWB na którym przeprowadzono próby udarnościowe ściskania osiowego [42].....	19
Rysunek 14. Przykłady zastosowania różnych procesów tłoczenia a) na gorąco, b) hydroformowanie, c) na zimno w technologii „Tailor Welded Blanks” [41].....	20
Rysunek 15. Wyniki próby quasi-statycznego i udarnościowego pomiaru absorpcji energii ściskania profilu o przekroju kwadratowym wykonane w laboratoriach SSAB wg ISBN 91-971592-0-4 [43].....	20
Rysunek 16. Diagram przykładowego udziału procentowego, stosowanych do budowy pojazdu, sposobów łączenia nierozłącznego elementów nadwozia [46]	22
Rysunek 17. Wytrzymałości połączenia spawanego wykonanego metodą GMAW (MAG) stali AHSS typu DP drutem spawalniczym G3SiL, AWS ER70S-6, R_m 560 MPa i A5.28 ER..XS-X, R_m 890 MPa [43].....	23
Rysunek 18. Model analizy numerycznej deformacji elementów nadwozia [62].....	25
Rysunek 19. Przebiegi charakterystyk opóźnienia pojazdu Honda Civic rejestrowanych podczas crashtestu dla przykładowych prędkości kolizji [64-67], z zaznaczonym obszarem „Z” dla analizy	26
Rysunek 20. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 linii trendu dla współrzędnych przebiegu wykresu opóźnienia w początkowym etapie „Z” od względnej prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic	29
Rysunek 21. Czasy aktywacji ładunków pirotechnicznych poduszek gazowych w zależności od prędkości kolizji	30
Rysunek 22. Fazy pracy idealnego i rzeczywistego modelu dźwigara blachownicowego [72].....	32
Rysunek 23. Rozkład naprężeń normalnych w ściankach ściskanego osiowo ustroju, dla fazy I [73].....	32
Rysunek 24. Rozkład naprężeń w płycie ściskanej swobodnie podpartej na krawędziach, po przekroczeniu naprężeń krytycznych σ_{kr} . [73].....	33
Rysunek 25. Rozkład przemieszczeń i tworzenie się półfal na powierzchni ściskanego ustroju klasy 4., po przekroczeniu naprężeń krytycznych σ_{kr}	33
Rysunek 26. Zmiana kształtu a) przed osiągnięciem naprężeń krytycznych, b) po przekroczeniu poziomu obciążenia krytycznego	34

Rysunek 27. Model zastępczej szerokości płyty ($b_w=b_e$) [72].....	36
Rysunek 28. Różne rodzaje obciążeń dla konfiguracji z podporytymi, nieprzesuwnymi krawędziami [72].....	38
Rysunek 29. Zmiana wartości współczynnika k dla różnych warunków podparcia płyt ściskanych [75].....	38
Rysunek 30. Porównanie normowych formuł do wyznaczania szerokości efektywnej [73].....	39
Rysunek 31. Szerokość efektywna współpracującej ścianki [70].....	40
Rysunek 32. Mechanizmy deformacji elementu podstawowego: typ I – deformacja asymetryczna, b) typ II – deformacja symetryczna [71] [77] [78].....	42
Rysunek 33. Deformacja asymetryczna typu A: a) model papierowy, b) zgnieciony profil cienkościenny [71] [77].....	43
Rysunek 34. Deformacja asymetryczna mieszana typu B: a) model papierowy, b) zgnieciony profil cienkościenny [71] [77].....	43
Rysunek 35. Schemat superelementu [71] [78].....	43
Rysunek 36. a). mod belki o profilu omega, składający się z czterech superelementów oraz blachy domykającej b). profil modelu, c). model rzeczywisty [71] [80].....	45
Rysunek 37. Podział poprawionego podstawowego elementu składanego [80] [81].....	46
Rysunek 38. Przekrój poprzeczny profilu jednoomegowego [2].....	49
Rysunek 39. Schemat blokowy przebiegu badań eksperymentalnych i analizy.....	53
Rysunek 40. Kształt i wymiary próbek stosowanych w quasi-statycznych próbach rozciągania [86].....	55
Rysunek 41. Stanowisko badawcze do quasi-statycznego zrywania próbek.....	56
Rysunek 42. Wykresy przebiegów naprężeń normalnych dla próbek spawanych doczołowo: nr 1 – próbka rozerwana w spoinie, nr 3 - próbka rozerwana w SWC, nr 9- próbka bez spoiny.....	57
Rysunek 43. Rozkład twardości metodą HRA połączenia spawanego badanej stali DP800.....	58
Rysunek 44. Wytrzymałości złącza spawanego wykonanego metodą GMAW (MAG) stali AHSS typu DP drutem spawalniczym G3Si1, AWS ER70S-6, R_m 560 MPa i A5.28 ER.XS-X, R_m 890 MPa [43].....	60
Rysunek 45. a) Widok modelu 3D. b) Wymiary geometryczne przekroju poprzecznego [2].....	64
Rysunek 46. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Y, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących (ściskania i rozciągania przekroju poprzecznego), w wariancie A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariancie B - zginania w stronę płaskownika profilu omega.....	65
Rysunek 47. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdluznej modelu, w wariancie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie.....	66
Rysunek 48. Charakterystyka praca ściskania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdluznej ustroju, w wariancie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie.....	67
Rysunek 49. Charakterystyka średnia siła ściskania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdluznej ustroju, w wariancie H – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, I – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie.....	67
Rysunek 50. Przebieg testów zderzeniowych NCAP, FMVSS nr 208, National Highway Traffic Safety Administration, A - dla zderzeń pod kątem 30° , B - dla zderzeń pod kątem 0° [5].....	68
Rysunek 51. Charakterystyka siła - przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących pod kątem 30° do osi wzdluznej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie.....	69
Rysunek 52. Charakterystyka praca zginania – przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginających pod kątem 30° do osi wzdluznej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.....	69

Rysunek 53. Charakterystyka średnia siła ściskania- przemieszczenie w osi Z, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych aplikacji, G – dla modelu z uwzględnieniem aplikacji zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie	69
Rysunek 54. Stanowisko badawcze do ściskania z modelem jednorodnym przed i w trakcie próby	73
Rysunek 55. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu.....	74
Rysunek 56. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu.....	75
Rysunek 57. Charakterystyka siły średniej ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny z różnymi prędkościami przesuwu	75
Rysunek 58. Stanowisko badawcze do ściskania. a) model referencyjny. b) model ze złączem spawanym	78
Rysunek 59. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego, pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) i ze złączem spawanym MPr _(i) -spaw	79
Rysunek 60. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) i ze złączem spawanym MPr _(i) -spaw	79
Rysunek 61. Charakterystyka średniej siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) i ze złączem spawanym MPr _(i) -spaw	79
Rysunek 62. Charakterystyczne półfale (wyboczenia lokalne) pojawiające się na ściankach ściskanego modelu klasy 4.	83
Rysunek 63. Diagram przemieszczenia krawędzi ustroju, wraz z charakterystycznym diagonalno-sinusoidalnym jego przebiegiem świadczącym o pionowych jak i poziomych jego przemieszczeniach.....	84
Rysunek 64. Postać powstałych zmian w wyniku ściskania dla ustrojów o niskim współczynniku proporcji [b/t]. a) model rzeczywisty [50]. b) model numeryczny. c) model rzeczywisty z próby ściskania.....	85
Rysunek 65. Postać powstałych zmian w wyniku ściskania dla modelu o wysokim współczynniku proporcji [b/t], [50]	85
Rysunek 66. Charakterystyka siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) , i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny MPr _(i) -spaw/szlif.....	87
Rysunek 67. Charakterystyka pracy ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) , i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny MPr _(i) -spaw/szlif.....	87
Rysunek 68. Charakterystyka średniej siły ściskania w funkcji przemieszczenia tłoka maszyny, z badań empirycznych struktury energochłonnej profilu jednoomegowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, profili bez złącza spawanego MPr _(i) , i ze złączem spawanym z oszlifowanym licem spoiny MPr _(i) -spaw/szlif.....	87
Rysunek 69. a) Wykres energii odkształceń dla modelu referencyjnego MPr2 i z przeszlifowaną spoiną MPr10-spaw/szlif. b) Wykres gwiazdowy przyrostu energii odkształceń dla analizowanych przypadków na podstawie współczynnika kierunkowego β_1	92
Rysunek 70. Charakterystyczne etapy przebiegu skrócenia ustroju z przeszlifowanym licem spoiny	93
Rysunek 71. Zdjęcia poglądowe pojazdu Honda Civic a) przed i b) po czołowym uderzeniu w nieodkształcalną przeszkodę [24]	95
Rysunek 72. Diagram wielkości rejesterowanej siły podczas crashtestu z prędkością 50 km/h dla a) początkowego etapu w 15 ms [23] i b) końcowego przebiegu deformacji pojazdu [11] [9].....	95
Rysunek 73. Wykresy przebiegów charakterystyk dla opóźnienia, przemieszczenia i prędkości podczas kolizji czołowej pojazd Honda Civic, crashtestu z prędkością zderzenia 56 km/h w nieodkształcalną przeszkodą [24] [96]	97

Rysunek 74. Wykres przebiegu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia dla wyznaczonego obszaru krytycznego modelu referencyjnego i modelu ze złączem spawanym.....	99
Rysunek 75. Wykres przebiegu siły ściskającej w funkcji przemieszczenia dla podłużnicy nienaprawianej i ze złączem spawanym, badań ośrodka KTI [12].....	100
Rysunek 76. Wykres przebiegu energii odkształceń i siły zgniatania w funkcji przemieszczenia dla wyznaczonego obszaru krytycznego na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 0,2 \rangle$	101
Rysunek 77. Wykres przebiegu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia dla próbek MPr4 i MPr15-spaw/zlif, obszarze krytycznym, w przedziale na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$	102
Rysunek 78. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 oraz energii odkształceń E_c mierzonych w obszarze krytycznym od prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic.....	106
Rysunek 79. Zależność współczynnika kierunkowego β_1 i energii odkształceń E_c oraz wsp. kier. β_1 i energii odkształceń E_c obciążonych PO 0,7, dla obszaru krytycznego w funkcji prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic.....	107
Rysunek 80. Wykres drogi w funkcji czasu dla analizowanych członów tj głowy kierowcy i kierownicy z naniesionym miejscem w jakim dystans pomiędzy powyższymi członami zmniejszył się o 13 cm dla crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h [66].....	110
Rysunek 81. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie dla crashtestu FMVSS208 z prędkością kolizji 23, 32, 56 km/h, pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th z zapiętymi pasami bezpieczeństwa [65] [64] [96].....	111
Rysunek 82. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie 44 ms dla crashtestu FMVSS208 z prędkością 48km/h pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [66].....	112
Rysunek 83. Graficzna ilustracja przebiegu drogi w czasie dla crashtestu z prędkością kolizji 23, 32, 56 km/h, pojazdu Honda Civic i fantomu Hybrid III 50 th z zapiętymi pasami bezpieczeństwa i prognozami przebiegu drogi w funkcji czasu dla głowy fantomu w crashtestach z ww. prędkościami, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa [65] [64] [96].....	113
Rysunek 84. a) Obraz filmowy pojazdu w 44 [ms] podczas crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h, b) Wykres zarejestrowanego opóźnienia przez czujnik umieszczony na głowie fantomu z widoczną wertykalną zmianą przebiegu opóźnienia w tym czasie, wskazującą na kontakt głowy fantomu z poduszką gazową, podczas crashtestu FMVSS208 z prędkością 48 km/h [66].....	115
Rysunek 85. Zestawienie zarejestrowanych przebiegów opóźnienia głowy fantomów dla crashtestów FMVSS208 z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa z prędkościami kolizji 23, 32, 56 km/h, [65] [64] [96].....	116
Rysunek 86. Obraz filmowy crashtestu z prędkością 32 km/h z fantomem 50th. zapiętym w pasy bezpieczeństwa dla a) 55 ms czasu trwania kolizji i b) 58 ms czasu trwania kolizji [64].....	117
Rysunek 87. Obraz filmowy crashtestu z prędkością 23 km/h z fantomem 50 th zapiętym w pasy bezpieczeństwa, dla a) 64 ms czasu trwania kolizji i b) 68,5 ms czasu trwania kolizji [65].....	117
Rysunek 88. Zestawienie parametrów energii odkształceń z czasem stanu referencyjnego poduszki gazowej w funkcji prędkości kolizji.....	119
Rysunek 89. Parametry energii E_c , obciążone wsp. PO0,7 (krzywa koloru niebieskiego) i wygenerowane na ich podstawie nowe czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej dla crashtestu z fantomem zapiętym i niezapiętym pasami bezpieczeństwa (krzywa przerywana koloru czerwonego i czarnego), w funkcji prędkości kolizji dla pojazdu Honda Civic.....	121
Rysunek 90. Wykres prędkości kolizji oraz energii kinetycznej pojazdu w funkcji całkowitego skrócenia bez uwzględnienia restytucji, dla pojazdu Honda Civic podczas crashtestu FMVSS Nr 208 [66].....	123
Rysunek 91. Wykres opóźnienia zarejestrowany na pojeździe i głowie fantomu, ze wskazanym czasem ich kontaktu, dla crashtestu FMVSS Nr 208., z prędkością 48 km/h Honda Civic, i przykładowym przebiegiem ciśnienia we wnętrzu poduszki gazowej, [66] [99].....	125
Rysunek 92. Schemat rozmieszczenia „kierownicy”, wraz z zaznaczonymi charakterystycznymi obszarami dla przeprowadzonej analizy czasoprzestrzennej, na wykresie przebiegu opóźnienia pojazdu Honda Civic, crashtestu FMVSS 208 z prędkością kolizji 48 km/h [66].....	126
Rysunek 93. Wykresy aproksymacji liniowej, współrzędnych parametrów zmiennej niezależnej, energii kinetycznej pojazdu $E_k3(k)$, dla początku „obszaru prognoz” i wartości zmiennej zależnej, czasu $t_4(k)$ oraz	

drogi s4(k), dla końca „obszaru prognoz”, wyznaczonych w oparciu o crashtesty z prędkościami 23, 32, 40, 48, 56 km/h.....	130
Rysunek 94. Schemat położenia „kierownicy” względem głowy fantomu w nowej konfiguracji na wykresie przebiegu opóźnienia pojazdu Honda Civic dla prędkości kolizji 48 km/h, crashtestu FMVSS Nr 208, z fantomem niezapiętym pasami bezpieczeństwa [59].....	132
Rysunek 95. Zestawienie czasów stanu referencyjnego poduszki gazowej, obciążonych wsp. PO0,7, z wyznaczonymi wg zasady „13-30”, czasami kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową, obciążonymi wsp. 0,25, w funkcji prędkości kolizji.....	137
Rysunek 96. Przebieg inflacji poduszki gazowej kierowcy ze wskazaniem zewnętrznego obrysu czoła airbagu [105].....	140

Spis tabel

Tabela 1. Zestawienie wygenerowanych parametrów regresji liniowej dla analizowanych obszarów przebiegu charakterystyki opóźnienia dla dwiętnastu przypadków crashtestu.....	27
Tabela 2. Zestawienie wyników dla analizowanego przypadku pojazdu Honda Civic.....	28
Tabela 3. Zestawienie prędkości kolizji z czasami aktywacji systemu SRS, próbkowania, diagnozowania prędkości kolizji i czasów aktywacji airbag [64-68]	30
Tabela 4. Skład chemiczny użytej do badań stali DP 800 [85]	54
Tabela 5. Parametry procesu spawania użyte do wykonania ustrojów	56
Tabela 6. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie złącza spawanego doczołowo stali AHSS typu DP800 dla SWC).....	58
Tabela 7. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie złącza spawanego doczołowo stali AHSS typu DP800 dla spoiny	58
Tabela 8. Parametry wytrzymałościowe na rozciąganie, użytej do badań stali DP800.....	58
Tabela 9. Wyniki próby twardości metodą statyczną Rockwella HRA połączenia spawanego stali DP800	58
Tabela 10. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności dla wariantu A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariantu B - zginania w stronę stóp i płaskownika profilu omega	65
Tabela 11. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności, na długości skrócenia 14 mm, przeprowadzone pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, w wariacie H – dla modelu bez wprowadzonych zmian, I – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w pasmach SWC i spoinie	67
Tabela 12. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności przeprowadzone pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariacie F – dla modelu bez wprowadzonych zmian, G – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie	70
Tabela 13. Zestawienie parametrów energochłonności badanych ustrojów wraz z wartościami analizy statystycznej	75
Tabela 14. Zestawienie parametrów energochłonności badanych modeli bez złącza spawanego	80
Tabela 15. Zestawienie parametrów energochłonności badanych ustrojów ze złączem spawanym.....	80
Tabela 16. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły [P_{sr}].....	81
Tabela 17. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru energii odkształceń [E_c].....	81
Tabela 18. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru siły maksymalnej [P_{max}].....	81
Tabela 19. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły maksymalnej [P_{srmax}] ...	81
Tabela 20. Zestawienie parametrów energochłonności badanych modeli	82
Tabela 21. Zestawienie wyników dla parametrów energochłonności z analizą statystyczną dla próbek spawanych i szlifowanych MPr _(i) -spaw/szlif.....	88
Tabela 22. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły [P_{sr}].....	89
Tabela 23. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru energii odkształceń [E_c].....	89
Tabela 24. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru siły maksymalnej [P_{max}].....	89
Tabela 25. Wyniki analizy statystycznej dla prób powiązanych parametru średniej siły maksymalnej [P_{srmax}] ...	89

Tabela 26. Zestawienie średnich wartości wyników obserwacji parametrów eksperymentu, dla 100 [mm] długości toru skrócenia, ustrojów $MPr_{(i)}$ i $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif	91
Tabela 27. Zestawienie średnich wartości wyników obserwacji parametrów podczas eksperymentu, dla 14 [mm] długości toru skrócenia, ustrojów $MPr_{(i)}$ i $MPr_{(i)}$ -spaw/szlif	91
Tabela 28. Kryteria zbieżności morfologicznej wykorzystanego do badań ustroju z modelem rzeczywistym	94
Tabela 29. Kryteria zbieżności w przebiegu rejestrowanych parametrów energochłonnych modelu badawczego z a, b) modelami rzeczywistymi, uzyskane podczas crashtestów i c) badań eksperymentalnych [12] [24]....	95
Tabela 30. Wartości parametrów dla odcinka wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia w przedziale na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$, a dla osi odciętych $\langle 0; 0,75 \rangle$	100
Tabela 31. Wartości parametrów dla odcinka wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia w przedziale na osi rzędnych wynosiła $\langle 0; \infty \rangle$, na osi odciętych $\langle 0; 4,2 \rangle$	101
Tabela 32. Wartości parametrów wraz z analizą statystyczną wartości cechy U, dla próbek bez złącza spawanego, wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia, w przedziale próbkowania na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ a dla osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$	102
Tabela 33. Wartości parametrów wraz z analizą statystyczną wartości cechy U, dla próbek ze złączem spawanym i szlifowanym, wykresu siły i energii odkształceń w funkcji przemieszczenia, w przedziale próbkowania na osi rzędnych $\langle 0; \infty \rangle$ a dla osi odciętych $\langle 0; 2 \rangle$	103
Tabela 34. Analiza statystyczna procentowego spadku wartości parametrów β i E_c , próbek ze złączem spawanym i szlifowanym, względem średniej arytmetycznej parametrów β i E_c , próbek bez złącza spawanego wraz z procentowym zestawieniem zaobserwowanych różnic względnych pomiędzy nimi	104
Tabela 35. Analiza statystyczna procentowego spadku wartości parametrów β i E_c , próbek z przeszlifowanym licem spoiny z pominięciem próbki MPr_{10} -spaw/szlif., względem średniej arytmetycznej parametrów β i E_c , próbek referencyjnych wraz z procentowym zestawieniem zaobserwowanych różnic bezwzględnych pomiędzy nimi.....	105
Tabela 36. Wartości współczynnika kierunkowego β_1 oraz wielkości energii odkształceń E_c , mierzonych w obszarze krytycznym dla prędkości crashtestu wg FMVSS208, pojazdu Honda Civic [24] [64] [65] [66] [68] [96]	106
Tabela 37. Wartości współczynnika kierunkowego β_1 oraz energii odkształceń E_c obciążone wsp. PO 0,7, w obszarze krytycznym dla prędkości crashtestu FMVSS208, pojazdu Honda Civic	106
Tabela 38. Zestawienie czasów aktywacji poduszki gazowej w oparciu o raporty z crashtestów i stanu referencyjnego poduszki gazowej wyznaczonego wg zasady „13-30” [24] [64-66] [96]	111
Tabela 39. Zestawienie czasów aktywacji, stanu referencyjnego i prognozy stanu referencyjnego poduszek gazowych, dla fantomu HIII 50 th, wyznaczonego wg zasady „13-30” dla crashtestu z fantomem z zapiętymi i bez zapiętych pasów bezpieczeństwa	114
Tabela 40. Zestawienie prędkości kolizji z czasami stanu referencyjnego poduszki gazowej i czasu kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową dla crashtestów FMVSS208 z fantomem bez zapiętych pasów bezpieczeństwa.....	116
Tabela 41. Zestawienie prędkości kolizji z czasami stanu referencyjnego poduszki gazowej i czasu kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową dla crashtestów z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa.....	118
Tabela 42. Zestawienie prędkości kolizji z czasem stanu referencyjnego i czasem kontaktu głowy fantomu 50 th, z poduszką gazową kierowcy z oraz bez zapiętych pasów bezpieczeństwa i parametrem energii odkształceń pojazdu Honda Civic, dla crashtestu FMVSS208	119
Tabela 43. Zestawienie prędkości kolizji z parametrami energii E_c mierzonymi w obszarze diagnozowania sygnału opóźnienia, czasami stanu referencyjnego i kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu 50[th], ustalone na podstawie raportów z crashtestów Honda Civic (28), oraz im odpowiadające wartości parametrów, obciążone wsp. „PO0,7”	121
Tabela 44. Zestawienie charakterystycznych parametrów jakie posłużą do przedmiotowej analizy, dla crashtestu z fantomem niezapiętym pasami bezpieczeństwa	127
Tabela 45. Zestawienie charakterystycznych parametrów wygenerowanych dla dalszej analizy przedmiotowego zagadnienia.....	128

Tabela 46. Współrzędne parametrów zmiennej niezależnej $E_k3(k)$, i wartości zmiennej zależnej $t4(k)$ oraz drugiej wartości zmiennej zależnej $s4(k)$	130
Tabela 47. Porównanie parametrów zmiennych dla pierwotnego i prognozowanego przebiegu czasu i drogi - crashtest Hondy Civic z prędkością 48 km/h bez zapiętych pasów bezpieczeństwa.....	131
Tabela 48. Porównanie obciążonych wsp. 0,25 parametrów drogi z nieobciążonymi, potwierdzone tożsamą wartością zachodzących pomiędzy nimi różnic	135
Tabela 49. Wartości dla crashtestu, bez zapiętych pasów bezpieczeństwa, pierwotnych parametrów $t(k/g)$ oraz wartości obciążonych współczynnikiem 0,25 parametrów $t_{cp-bp}(k/g)$ dla prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h.....	135
Tabela 50. Wartości parametrów, pierwotnych $t(k/g)$ oraz obciążonych współczynnikiem 0,25 parametrów $t_{cp-zp}(k/g)$ dla crashtestu z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa przy prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h.....	136
Tabela 51. Czasy stanu referencyjnego poduszki gazowej $t(k/g)$, obciążone PO0,7 i czasy kontaktu poduszki gazowej z głową fantomu wg zasady „13-30”, obciążone współczynnikiem 0,25 dla crashtestu, z fantomem zapiętym pasami bezpieczeństwa $t_{cp-zp}(k/g)$ i niezapiętym pasami $t_{cp-bp}(k/g)$, dla prędkości kolizji 23, 32, 40, 48, 56 km/h.....	137

Załącznik 1. Opis procedury wymiany częściowej podłużnicy przedniej VW Golf

Na rysunku 1.z. przedstawiono pojazd, którego uszkodzenie nastąpiło podczas testu zderzeniowego z prędkością 20 km/h w barierę nieodkształcalną, o kącie przyłożenia do powierzchni czołowej pojazdu 10% i powierzchni jej pokrycia 40% (tzw. Offset) [4].



Rysunek 1.z. a) Widok ogólny uszkodzonego pojazdu. b) Schemat przebiegu crashtestu [4]

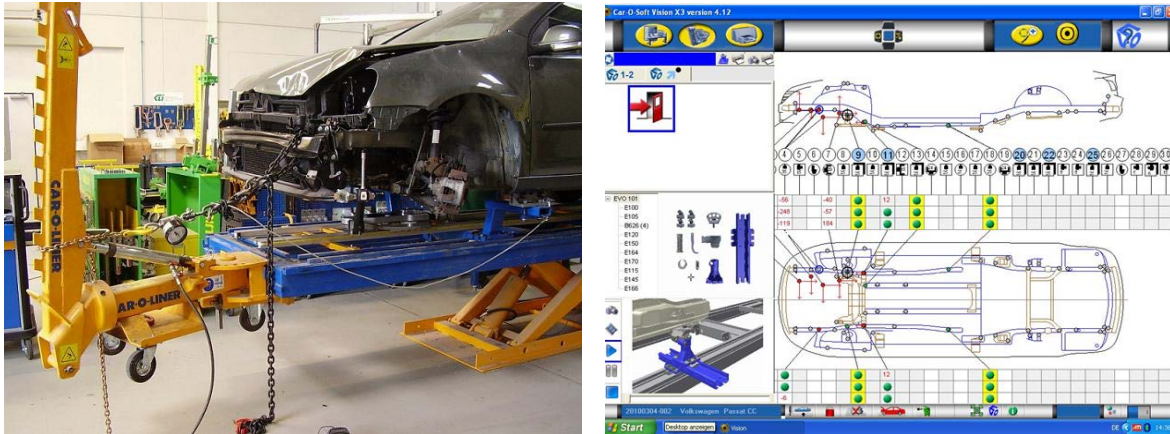
Pierwszą czynnością w procesie technologii naprawy jest sporządzenie raportu określającego zakres uszkodzeń. Niezbędnym do tego jest przeprowadzenie oględziny uszkodzonego pojazdu. Aby określić jak najdokładniej zakres uszkodzeń, należy po wstępnych oględzinach dokonać demontażu uszkodzonych elementów.



Rysunek 2.z. a) Widok pojazdu po demontażu osprzętu zewnętrznego. b) Zdjęcie uszkodzonych elementów [4]

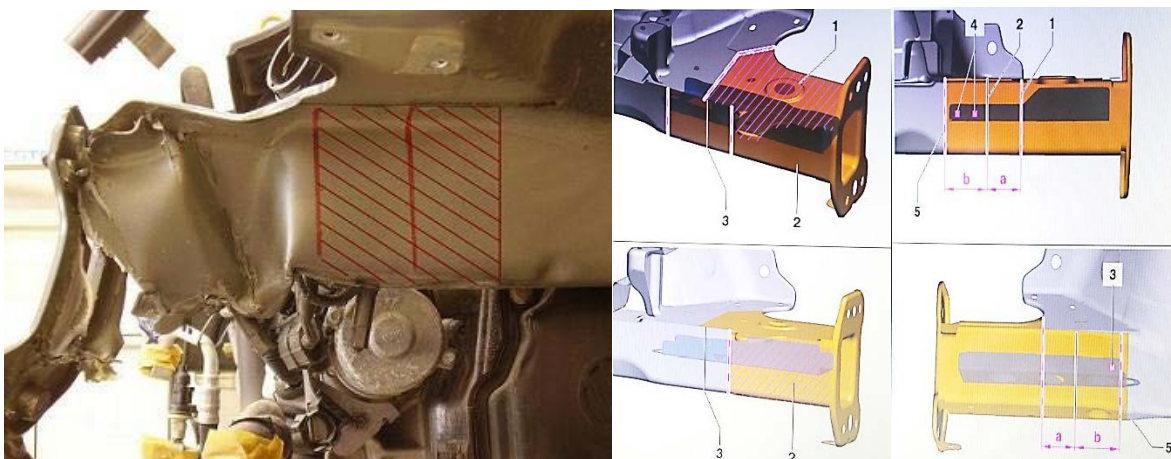
Demontaż elementów zewnętrznych nadwozia pozwala odsłonić kolejne uszkodzenia pojazdu. Zakres uszkodzeń elementów konstrukcji szkieletu nadwozia można stwierdzić poprzez wizualną ocenę ich postaci. Jednak z uwagi na złożoność konstrukcji nadwozia, stanowiącej sieć zależnych i oddziałujących na siebie elementów, z jakich jest ona zbudowana, ocena ta może okazać się niewystarczająca. Dlatego każdorazowo, w przypadku uszkodzeń szkieletu

nadwozia, niezbędnym jest przeprowadzenie badań pomiaru współrzędnych punktów bazowych umieszczonych na szkielecie karoserii, w szczególności dla miejsc, w których te deformacje nie są widoczne „nieuzbrojonym” okiem. Do tego celu służy rama pomiarowo-naprawcza lub pomiarowa z danymi wymiarów rozmieszczenia punktów na karoserii. Dopiero taki pomiar pozwala na względnie precyzyjną ocenę stopnia deformacji nadwozia. Pomiar należy wykonywać także w trakcie, jak i po przeprowadzanej naprawie w celu weryfikacji jej efektów.



Rysunek 3.z. a) Zdjęcie pojazdu zamocowanego na ramie pomiarowo-naprawczej Car-o-Liner. b) Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych [4]

Po tak rozpoznany zakres uszkodzenia pojazdu, można przystąpić do kwalifikacji uszkodzonych elementów nadwozia.

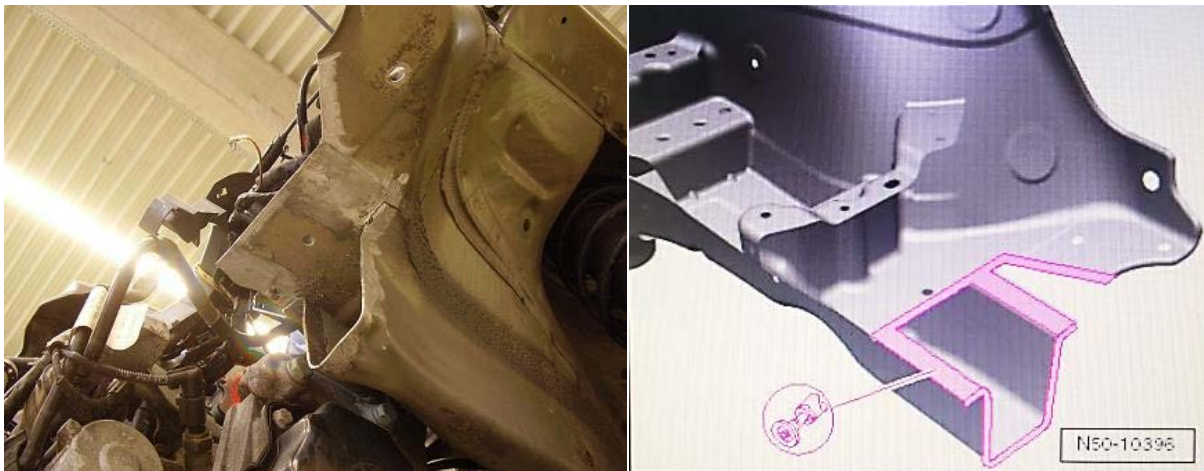


Rysunek 4.z. a) Uszkodzenie podłużnicy przedniej z naniesionymi obszarami tolerancji łączenia nowego odcinka wymienianego elementu. b) Schemat z kart technologicznych Volkswagen AG. [4] [104]

Z uwagi na zastosowanie złożonych rozwiązań konstrukcyjnych, o jakich wspomniano podczas omawiania morfologicznych aspektów podłużnicy jak; technologia TWB, stal AHSS typu PD, przeprowadzenie wymiany tej części, musi podlegać ścisłemu reżimowi technologicznemu. Na rysunku 4.z.a., uwidoczniony jest obszar, zaznaczony czerwonymi pionowymi skrajnymi

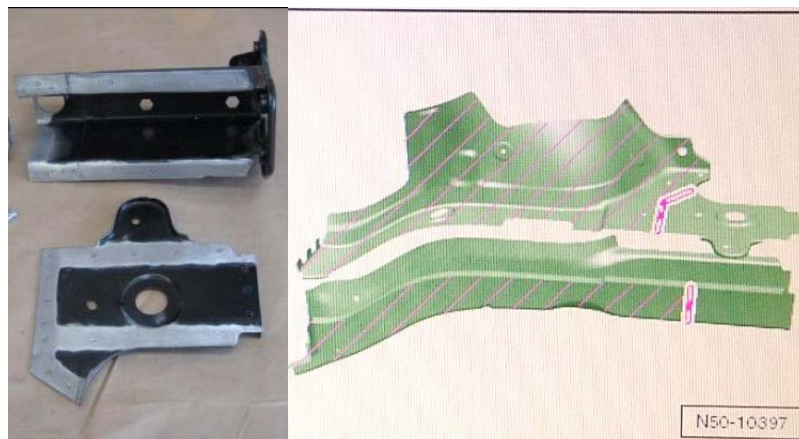
liniami, które wyznaczają krańcowe miejsce cięcia, a tym samym i łączenia nowego odcinka wstawianego elementu. Środkowa czerwona pionowa linia, wskazuje miejsce fabrycznego łączenia, wiązką lasera dwóch arkuszy blach w technologii TWB. Do każdej przeprowadzanej naprawy, reżim technologiczny uwzględnia przewidziane do tego celu niezbędne narzędzia i materiały dodatkowe.

Ocena wielkości wycinanego odcinka uszkodzonej podłużnicy, w granicach wskazanej tolerancji, należy do przeprowadzającego naprawę, który w oparciu o doświadczenie własne, oraz dokonane wcześniej pomiary, usuwa uszkodzony fragment zgodnie.



Rysunek 5.z. a) Widok wyciętego fragmentu uszkodzonej podłużnicy. b) Schemat z kart technologicznych Volkswagen AG [4] [104]

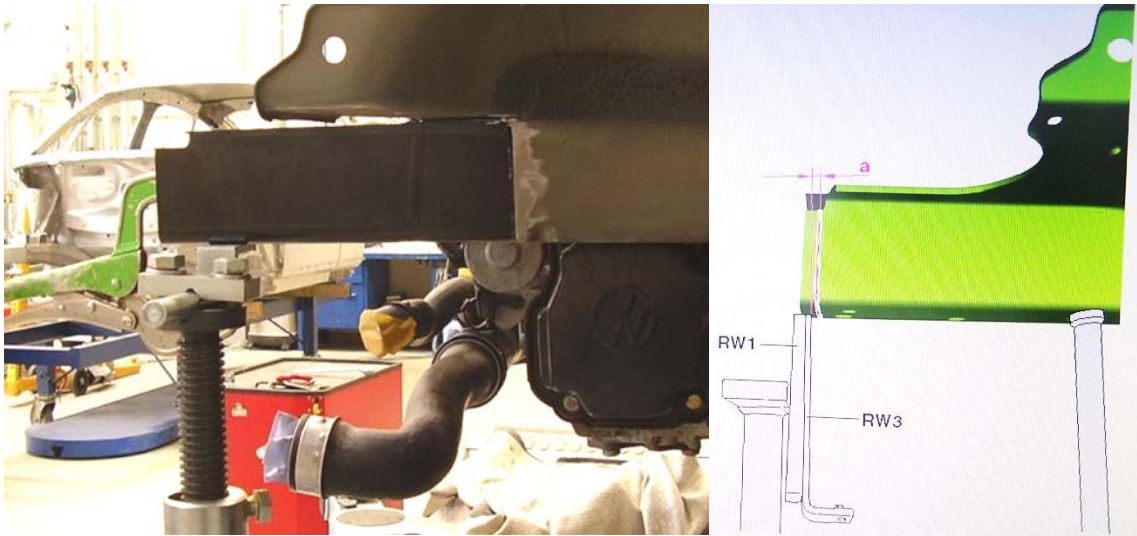
Po usunięciu uszkodzonego odcinka podłużnicy, przygotowujemy nowy fragment, który zostanie wstawiony w miejsce wyciętego.



Rysunek 6.z. a) Przygotowane nowe fragmenty podłużnicy. b) Schemat z kart technologicznych Volkswagen AG [4] [104]

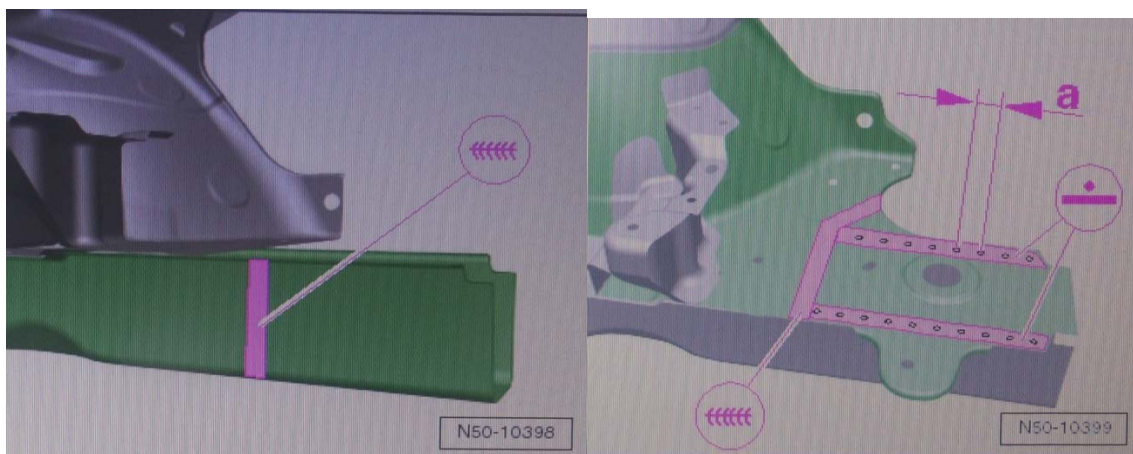
Kolejnym krokiem w omawianej procedurze wymiany częściowej podłużnicy jest prawidłowe dopasowanie przygotowanego odcinka, aby jego położenie, względem reszty konstrukcji, pokrywało się z pierwotnym. Czynność ta jest przeprowadzana przy pomocy ramy pomiarowo-

naprawczej, umiejscawiając nowy element w miejsce starego, z wykorzystaniem wieżyczek kontrolno-pomiarowych.



Rysunek 7.z. a) Sposób mocowania i pomiaru z wykorzystaniem wieżyczek kontrolno-pomiarowych. b) Schemat z kart technologicznych Volkswagen AG [4] [104]

Kiedy nowy fragment zostanie prawidłowo zamocowany w miejsce usuniętego, łączy się go w sposób wskazany w procedurach technologii naprawy.



Rysunek 8.z. a) Schemat łączenie metodą GMAW dolnego fragmentu wymiennej podłużnicy b) Schemat łączenie metodą GMAW i zgrzewania oporowego, górnego fragmentu podłużnicy z kart technologicznych Volkswagen AG [104]

Po przeprowadzonym procesie przyłączenia nowych fragmentów podłużnicy, nadawany jest wymienionemu elementowi walor estetyczny przez szlifowania lica spoiny do wysokości równej z powierzchnią łączonych blach [46] [104].



Rysunek 9.z. Widok po naprawie; a) W stanie surowym. b) Po usunięciu lica spoiny za pomocą szlifowania [4]

Wgłębienia i nierówności jakie powstały w wyniku skurczów spawalniczych, czy innych nieciągłości lub deformacji materiału, uzupełniane są masą wypełniającą np. typu szpachla natryskowa. Następnie nakładana jest masa uszczelniająca w miejscu połączeń poszczególnych składowych elementów naprawianej podłużnicy, tworząc zabezpieczenie antykorozyjne.



Rysunek 10.z. Poprawa estetyki wymienionej podłużnicy przez nałożenie masy wypełniającej i zabezpieczeń antykorozyjnych. a) widok od góry naprawianej podłużnicy. b) widok z dołu [4]

Ostatnim etapem procedury wymiany częściowej podłużnicy przedniej jest naniesienie zewnętrznej powłoki lakierowej. Ten etap kończy opisaną procedurę, dalsze kroki zakładają uzbrojenie pojazdu o wcześniej zdemontowane części, zastępując uszkodzone nowymi.

Streszczenie

Głównym celem pracy było wykazanie wielkości wpływu technologii naprawy podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP na przebieg aktywacji poduszki gazowej i jej interakcję z przemieszczającą się głową fantomu, podczas zderzenia czołowego. Cechą charakterystyczną tej pracy jest próba ujęcia problemu w sposób szerszy od dotąd proponowanych. Uwzględnienie w warunkach testu zderzeniowego spadku sztywności karoserii, działania urządzeń bezpieczeństwa biernego pojazdu i ich interakcja z ruchem fantomu.

W przebiegu badań eksperymentalnych w oparciu o przyjęty model przedniej podłużnicy samochodowej wykonanej ze stali DP 1000, wykazano spadek o 25% jej wytrzymałości na ściskanie po wykonaniu na niej złącza spawanego metodą GMAW.

Oszacowano wpływ tego zjawiska na działanie systemu SRS i deformację samego pojazdu w kontekście napraw pokolizyjnych i wtórnego udziału tak naprawionego pojazdów w zderzeniu czołowym. Wykazano, że spadek wytrzymałości podłużnicy pozostaje w ścisłym związku ze zmianą czasu aktywacji poduszki gazowej i jej interakcją z przemieszczającym się ciałem kierowcy podczas zderzenia czołowego.

Wyznaczono zmiany czasu aktywacji poduszki gazowej spowodowane zmianą wytrzymałości podłużnicy przedniej oraz nowy czas kontaktu głowy fantomu z poduszką gazową.

Uzyskane wyniki analizy czasoprzestrzennej, uwzględniające zmiany wytrzymałości podłużnicy, wskazały istotne zaburzenia w synchronizacji poduszki gazowej z przemieszczającą się głową fantomu. Przeprowadzone modelowanie wykazało, że w skrajnym przypadku przemieszczająca się głowa fantomu dotarła do punktu, w którym powinien nastąpić kontakt z poduszką gazową o 4,3 ms za wcześnie.

Obserwacja pośrednia crashtestu z prędkością 23 km/h, gdzie kontakt głowy fantomu z poduszką gazową nastąpił o ok. 2 ms za wcześnie, powodując znaczny wzrost opóźnienia oddziałującego na głowę wskazuje słuszność tezy pracy, o istotnym pogorszeniu jakości bezpieczeństwa biernego pojazdu na skutek napraw blacharskich podłużnicy samochodowej wykonanej ze stali DP.

Przeprowadzone badania i analizy pozwoliły na potwierdzenie tezy pracy, że wykorzystywanie metod spawalniczych GMAW w procesach post-produkcyjnych do napraw blacharskich podłużnicy samochodowej, wykonanej ze stali DP, może zaburzać pierwotne właściwości wytrzymałościowe tej konstrukcji, powodując istotne pogorszenie poziomu jakości bezpieczeństwa biernego pojazdu.

Abstract

The main aim of the study was to demonstrate the impact of the repair technology of the car's longitudinal member made of DP steel on the gas cushion activation and its interaction with the moving phantom head during a frontal collision. A characteristic feature of this work is an attempt to present the problem in a broader way than that proposed so far. Taking into account the drop in body stiffness in the crash test conditions, the operation of the safety devices of the passive vehicle and their interaction with the movement of the phantom.

In the course of experimental tests, based on the stringer model made of DP 1000 steel, a decrease of 25% in its compressive strength was demonstrated after making a GMAW welded joint on it. The impact of this phenomenon on the operation of the SRS system and the deformation of the vehicle itself was estimated in the context of post-collision repairs and the secondary contribution of the repaired vehicles in a collision. It has been shown that the decrease in the strength of the side member is closely related to the change in the activation time of the gas cushion and its interaction with the moving body of the passenger during a frontal collision.

The changes in the activation time of the gas cushion caused by the change in the strength of the front side member and the new contact time of the phantom's head with the gas cushion were determined. The obtained results of the space-time analysis, taking into account changes in the strength of the stringer, indicated significant disturbances in the synchronization of the gas cushion with the moving head of the phantom. The performed modeling showed that in the extreme case, the moving phantom head reached the point where it should be in contact with the gas cushion by 4.3 ms too early.

The indirect observation of the crash test at a speed of 23 km / h, where the contact of the phantom's head with the gas cushion was about 2 ms too early, causing a significant increase in the delay affecting the head, indicates the correctness of the thesis, about a significant deterioration in the quality of safety of the passive vehicle due to sheet metal repairs car side member made of DP steel.

The conducted research and analyzes confirmed the thesis that the use of GMAW welding methods in post-production processes for sheet metal repairs of a car longitudinal member made of DP steel may disturb the original strength properties of this structure, causing a significant deterioration of the quality level of passive safety of the vehicle.