

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY

KIERUNEK: Mechanika i Budowa Maszyn

SPECJALNOŚĆ: Konstrukcja i Eksplotacja Maszyn

PRACA DYPLOMOWA
MAGISTERSKA

Analiza wytrzymałościowa tylnego zderzaka naczepy ciężarowej

Strength analysis of rear bumper of the semi-trailer

AUTOR:
Filip Solarczyk, 205476

PROMOTOR:
Dr inż. Mariusz Stańco,
W-10, K-1

OCENA PRACY:

Spis treści

WSTĘP	3
1. CEL I ZAKRES PRACY	4
2. PRZEGŁĄD WIEDZY	5
2.1. WYPADKI	5
2.2. REGULAMIN ECE R58	8
3. PRZEGŁĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH	11
3.1. ROZWIĄZANIA FIRMY MARCAR	11
3.2. ROZWIĄZANIA FIRMY VBG	18
3.3. INNE ROZWIĄZANIA MECHANIZMÓW PRZECIW NAJAZDOWYCH	21
4. NACZEPI	25
5. PODŁUŻNICE POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH	29
5.1. POCHŁANIANIE ENERGII UDERZENIA	29
5.2. PODŁUŻNICE SAMOCHODOWE	32
7. MODELE GEOMETRYCZNE	35
7.1. MODELE GEOMETRYCZNE BELEK	35
7.2. MODEL GEOMETRYCZNY POJAZDU	40
8. PRZYGOTOWANIE SYMULACJI W PROGRAMIE ABAQUS	42
8.1. DOBÓR MATERIAŁU	43
8.2. DYSKRETYZACJA MODELI	45
9. OBLCZENIA	50
9.1. POCZĄTKOWE OBLCZENIA	51
9.2. WYNIKI DLA OKRĄGŁEGO PRZEKRÓJU BELKI	53
9.3. WYNIKI DLA KWADRATOWEGO PRZEKRÓJU BELKI	60
9.4. WYNIKI DLA CEOWEGO PRZEKRÓJU BELKI	66
10. PODSUMOWANIE WYNIKÓW	71
11. WNIOSKI	76
12. LITERATURA	79

WSTĘP

Konstrukcja pojazdów samochodowych jest jednym z kilku czynników, które mają wpływ na poprawę bezpieczeństwa w poruszaniu się po drogach publicznych. Zderzaki pojazdów ciężarowych spełniają bardzo ważną rolę, gdyż uniemożliwiają głębokie wejchanie pojazdów osobowych pod skrzynię wyładowczą. Takie zdarzenie mogłoby spowodować zniszczenie klatki samochodowej, a w efekcie fatalne skutki dla prowadzącego i pasażerów pojazdu osobowego. Konstrukcja mechanizmu przeciw najazdowemu jest unormowana, a jego głównym zadaniem jest pochłonięcie energii uderzenia i ochrona życia i zdrowia ludzi uczestniczących w wypadku.

Badania zderzaków pojazdów ciężarowych prowadzone są według regulaminu ECE R58 wprowadzonym przez Europejską Komisję Gospodarczą ONZ. Nie są to badania dynamiczne. W pracy tej przeprowadzono symulację kolizji zderzaka z pojazdem osobowym. Jest to niestety dosyć częste zdarzenie drogowe do którego zderzak powinien być przystosowany.



Rys. 1. Testy zderzenia pojazdu osobowego ze zderzakiem naczepy [1]

1. CEL I ZAKRES PRACY

Celem niniejszej pracy jest przeprowadzenie crash-testu (czyli symulacji zderzenia pojazdu osobowego z badanym elementem) zderzaka pojazdu ciężarowego za pomocą oprogramowania komputerowego Abaqus CAE 6.13.

W początkowej części pracy opisano wypadki z udziałem zderzaków, zaprezentowano istniejące rozwiązania konstrukcyjne dla zderzaków, opisano konstrukcję naczep pojazdów ciężarowych, do których dołączany jest zderzak, a także opisano konstrukcję podłużnic pojazdu osobowego - elementu pochłaniającego energię w trakcie zderzeń.

W dalszej części pracy opisano sposób przygotowania modelu obliczeniowego a także przedstawiono same obliczenia. Pracę zamyka interpretacja uzyskanych wyników.

2. PRZEGŁĄD WIEDZY

W XX i XXI wieku wypadki samochodowe są codziennością. Z punktu widzenia konstruktora bardzo ważne jest zadbanie o bezpieczeństwo użytkowników pojazdów samochodowych już na etapie projektowym.

2.1. WYPADKI

Zdarzeniem badanym w tej pracy jest najechanie pojazdu osobowego w tył pojazdu ciężarowego. Takie wypadki zdarzają się na ulicach bardzo często - główną przyczyną jest zazwyczaj nie zachowanie odpowiedniego odstępu od pojazdu znajdującego się przed nami. Kierowca do rozpoczęcia hamowania potrzebuje także odpowiedniego czasu reakcji, podczas którego trwania auto jest w stanie przejechać kilka metrów - jeśli więc odpowiedni odstęp nie zostanie zachowany dojdzie do kolizji.

Przy konstruowaniu mechanizmu przeciw najazdowemu pod uwagę należy wziąć także wszystkie wymagania co do wymiarów belki - jej odpowiedniej wysokości oraz długości. Na rysunku 2.1. widać kolizję w wyniku której kierowca pojazdu osobowego zginął na miejscu - mechanizm przeciw najazdowy znajdował się w tym wypadku na nieprawidłowej wysokości. Biorąc pod uwagę dużą prędkość samochodu osobowego oraz fakt że kierowca ciężarówki gwałtownie przyhamował skutki tej kolizji były fatalne. [2]



Rys 2.1. Wjechanie samochodu osobowego pod naczepę [2]

Oprócz usytuowania zderzaka ważny jest także jej materiał - odpowiednio wytrzymały gdy dojdzie do kolizji, zdolny do absorpcji energii uderzenia, tak aby nie stała się krzywda osobom uczestniczącym w kolizji. Znaczenie ma tutaj także kształt belki oraz rodzaj jej mocowania do naczepy pojazdu ciężarowego. Na rysunku 2.2. widać nieprawidłowe zastosowanie mechanizmu przeciw najazdowemu - w takiej sytuacji osoby w pojeździe osobowym nie mają szans na wyjście "cało" z takiej kolizji.



Rys. 2.2. Kolizja pojazdu osobowego ze zderzakiem [3]

Zatem przy odpowiednim umiejscowieniu, konstrukcji (a także rodzaju zamocowania do naczepy) a także odpowiednio wytrzymały materiałe mechanizm przeciw najazdowy powinien zabsorbować energię uderzenia i ochronić osoby uczestniczące w kolizji przed poważnymi kontuzjami. Taką sytuację zaobserwować można na rysunku 2.3. W tej sytuacji poza dopuszczalnymi zniszczeniami auta, wszystkie osoby uczestniczące w wypadku nie doznają żadnych uszkodzeń mechanicznych (oczywiście uwzględniając zapięte pasy i prawidłowo skonstruowaną maskę auta wjeżdżającego w naczepę).



Rys. 2.3. Kolizja pojazdu osobowego ze zderzakiem [3]

W tej pracy oprócz wyżej pokazanych sytuacji centralnego wjazdu pod naczepę analizowane będą również przypadki nie symetrycznej kolizji - widoczne na rysunkach 2.4 (nieprawidłowe działanie zderzaka) i 2.5 (prawidłowe).



Rys. 2.4. Kolizja pojazdu osobowego ze zderzakiem - nie centralne zderzenie [3]



Rys. 2.5. Kolizja pojazdu osobowego ze zderzakiem - nie centralne zderzenie [3]

Na zdjęciach widać że dla crash-testów pozytywnych konstrukcja belki przeciw najazdowej, a także jej mocowanie jest dużo solidniejsze i znajduje się na odpowiedniej wysokości. Taka konstrukcja zapewnia bezpieczeństwo na drodze i ratuje życie i zdrowie w razie wypadku.

2.2. REGULAMIN ECE R58 [4, 5]

Regulamin ECE R58 jest dokumentem wprowadzonym przez Europejską Komisję Gospodarczą ONZ dotyczącym wymagań stawianych tylnym zabezpieczeniom przeciw najazdowym. Opisuje on wymagania gabarytowe stawiane tymże elementom konstrukcyjnym, wymagania dotyczące ich położenia oraz procedurę ich badania.

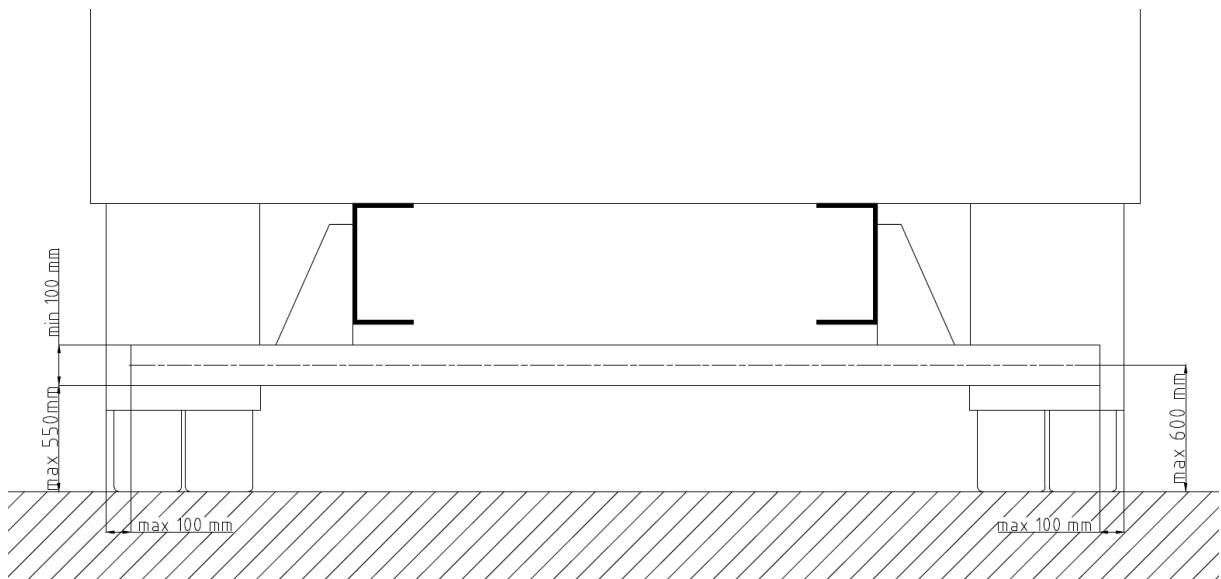
Wymagania dotyczące gabarytu ograniczają wysokość przekroju belki, która powinna być większa niż 100 mm. Ponadto należy zadbać o odpowiednie zaokrąglenia samego profilu które muszą wynosić minimum 2,5 mm a także o redukcję ostrych krawędzi po bokach belki - muszą one być zaokrąglone. Wymagania te wynikają z możliwości niecentralnego wjazdu w mechanizm przeciw najazdowy - aby ostre krawędzie nie spowodowały nadmiernych zniszczeń w pojazdzie w niego wjeżdżający.

Regulamin opisuje także możliwości zmian położenia belki przeciw najazdowej - np. dla przypadku gdy belka przeszkadza w momencie wyładowywania naczepy. Możliwe jest również stosowanie dzielonej belki przeciw najazdowej w przypadku gdy w naczepie dostępny jest system platformy wyładowczej. W regulaminie zawarte są także informacje dot. maksymalnej przerwy w dzielonym mechanizmie.

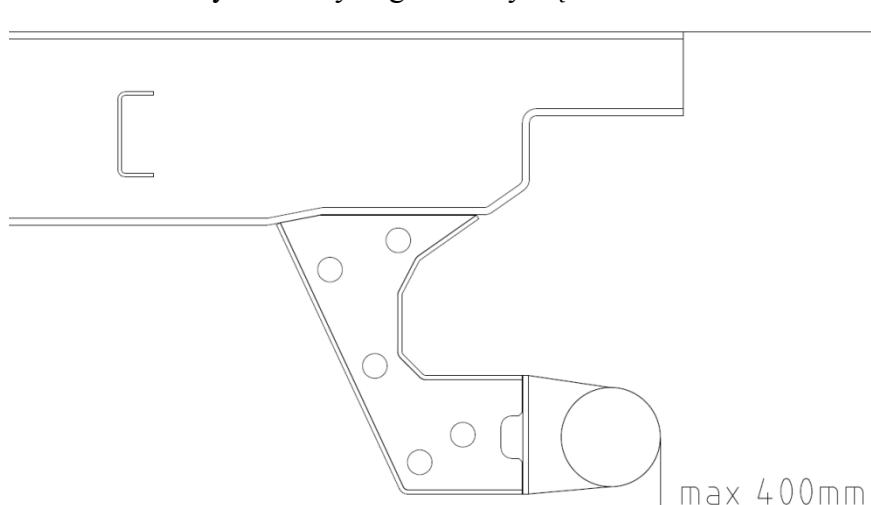


Rys. 2.6. Przykład regulowanej belki przeciw najazdowej [5]

Kolejnymi wymaganiami jest położenie belki względem całej naczepy. Prześwit poprzeczny pod spodnią częścią zabezpieczenia nie może być większy niż 550 mm, nawet dla nieobciążonego pojazdu. Szerokość urządzenia zabezpieczającego nie może być większa od rozstawu tylnej osi (mierzony po zewnętrznej stronie kół) ale nie mniejsza od rozstawu o 100 mm po obu stronach. Ponadto odległość między skrajną tylną krawędzią belki, a skrajną tylną krawędzią pojazdu nie może być większa niż 400 mm.



Rys 2.7. Wymagania dotyczące zderzaka



Rys. 2.8. Odległość między belką a krawędzią pojazdu

W dalszej części regulaminu opisana jest procedura badania mechanizmu przeciw najazdowemu przez producenta - dostępne 3 metody:

- przeprowadzenie badania na pojeździe, do którego jest przeznaczone dane urządzenie
- wykorzystanie do badania jedynie elementy podwozia pojazdu
- przeprowadzenie badania na stole warsztatowym

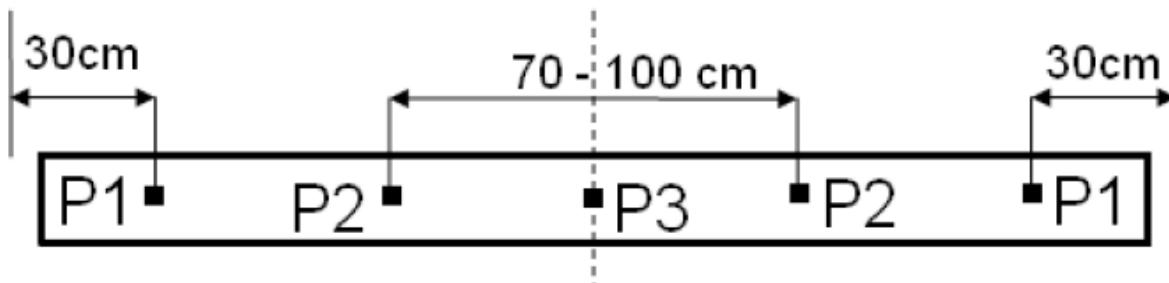
Metoda pierwsza wymaga ustawienia pojazdu na poziomej, płaskiej, sztywnej oraz gładkiej powierzchni. Koła ustawione powinny być na wprost, z oponami napompowanymi do ciśnienia zaleconego przez producenta. W dowolny sposób należy unieruchomić pojazd, tak aby możliwe było uzyskanie założonych sił. Badanie należy przeprowadzić dla normalnego, roboczego ustawienia zawieszenia pojazdu - określonego przez producenta.

W normie opisana jest także szczegółowo procedura badań z odpowiednimi siłami oraz punktami przyłożenia.

Siły przykładowane do badanego mechanizmu są zawsze poprzez powierzchnię - jej kształt jest również opisany w regulaminie. Jest on wymagany ze względu na możliwość rozbieżności i wpływu na uzyskane wyniki. Powierzchnia ta powinna mieć maksymalnie 250 mm wysokości oraz 200 mm szerokości. Krawędzie powierzchni muszą być zaokrąglone z promieniem 5 ± 1 mm. Wysokość nad podłożem środka powierzchni musi być zawarta między prostymi ograniczającymi belkę w poziomie (jej dokładna wartość określana jest przez producenta), ale nie może być ona większa niż 600 mm dla nieobciążonego pojazdu.

Na rysunku 2.9 widać punkty przyłożenia powierzchni do badanej belki przeciw najazdowej. Siły przykładane do punktów:

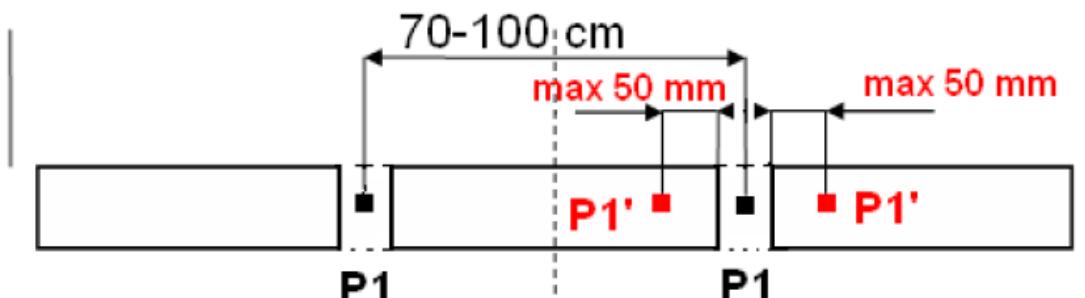
- punkty P₂ - siły przyłożone w tych punktach mają wartości równe 50 kN lub 25% siły wytwarzanej przez maksymalną masę całkowitą pojazdu - wybierana jest siła która ma większą wartość
- punkty P₁, P₃ - siły przyłożone w tych punktach mają wartości równe 100 kN lub 50% siły wytwarzanej przez maksymalną masę całkowitą pojazdu - wybierana jest siła która ma mniejszą wartość



Rys. 2.9. Punkty przyłożenia sił w trakcie badania w stosunku do osi pojazdu i skrajnego obrysu opony [5]

W przypadku badania na sztywnym stole warsztatowym położenie punktów P₁ zmienia się w zależności od zaleceń producenta.

W przypadku dzielonych mechanizmów przeciw najazdowych należy zastosować zastępcze punkty przyłożenia sił (widoczne na rys. 2.10). Ich wartości pokrywają się z wcześniejszymi założeniami (zmieniają tylko pozycję przyłożenia).



Rys. 2.10. Punkty przyłożenia sił w trakcie badania w stosunku do osi pojazdu i skrajnego obrysu opony dla zderzaka dzielnego [5]

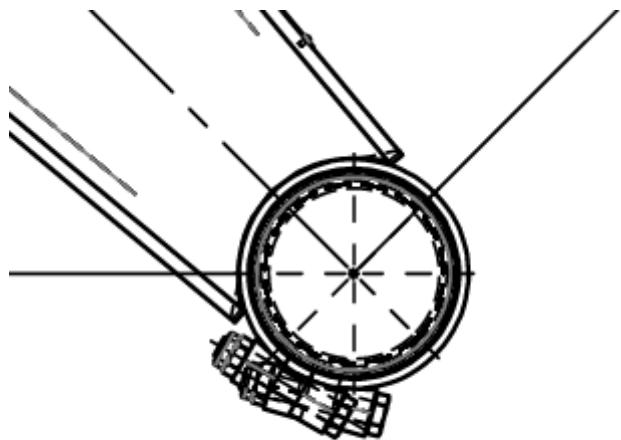
3. PRZEGŁĄD ROZWIAZAŃ KONSTRUKCYJNYCH

Istnieje wiele firm zajmujących się produkcją tylnych zabezpieczeń przeciw najazdowych. Są to m. in. Sapa Building System AB, TMT, Malinen Oy, Hope Technical Developments, Marcar oraz VBG.

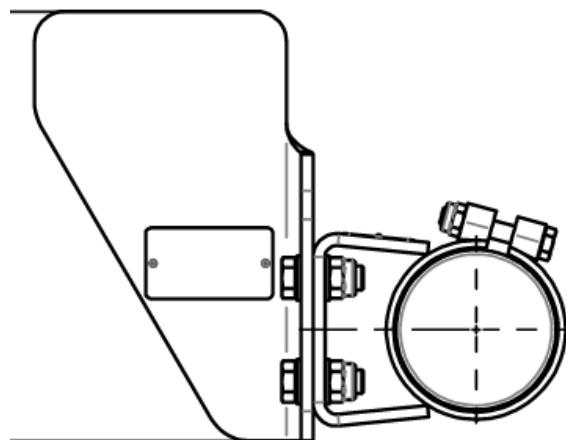
3.1. ROZWIAZANIA FIRMY MARCAR [6]

Rozwiązania firmy Marcar różnią się między sobą głównie kształtem belki (przekrój okrągły, kwadratowy, otwarty), a także elementami które mocowane są bezpośrednio do ramy pojazdu.

Dla belki okrągłej połączenie między belką a uchwytem łączącym belkę z ramą naczepy wykonane jest poprzez złącze śrubowe (rys 3.1. oraz 3.2.).



Rys. 3.1. Belka skręcona bezpośrednio z elementem mocowanym do ramy [6]



Rys. 3.2. Belka skręcona z elementem przejściowym - dokręcanym do elementu mocowanego do ramy pojazdu [6]

Rozwiązania dla okrągłego przekroju belki:

- 1) Stałe (nieregulowane) mocowanie do ramy pojazdu (rys. 3.3.)



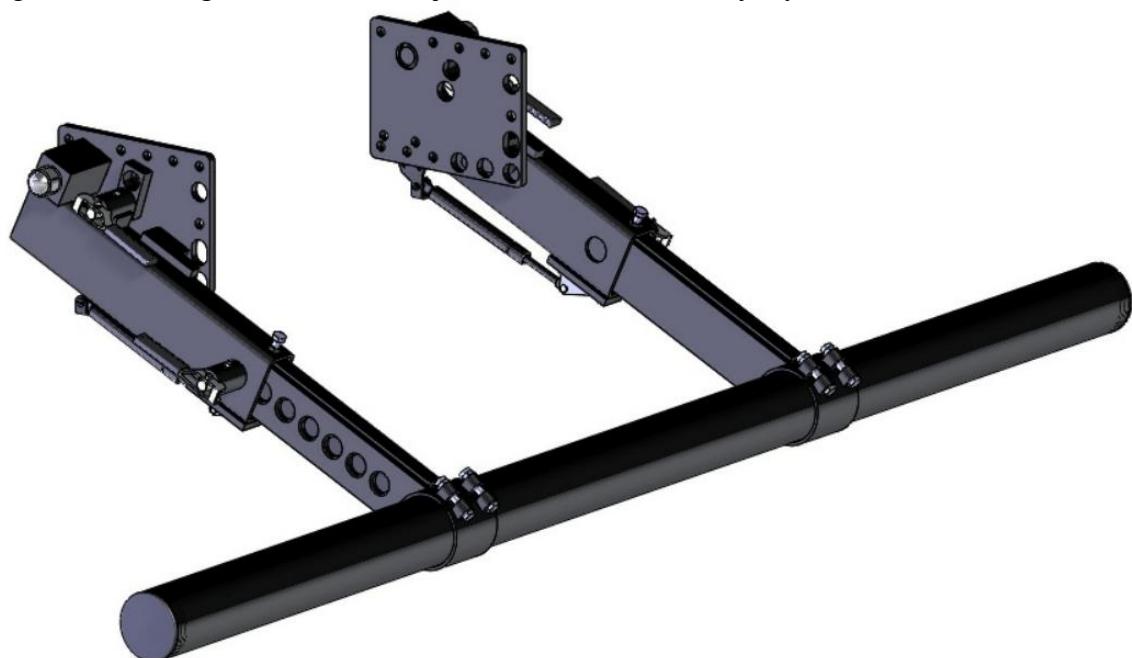
Rys. 3.3. Marcar WUF100SRK [6]

- 2) Nieregulowane, krótkie połączenie do ramy pojazdu (rys. 3.4.)



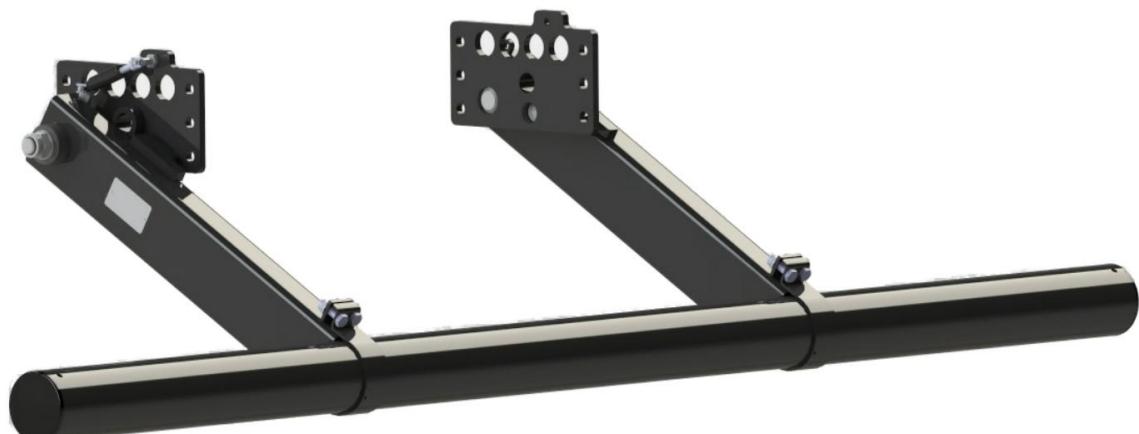
Rys. 3.4. Marcar WUF100S [6]

3) Regulowana odległość belki od miejsca mocowania do ramy (rys. 3.5.)



Rys. 3.5. Marcar WUF105K-L [6]

4) Rozwiązanie z mocowaniem z amortyzatorem powietrznym (rys. 3.6.)



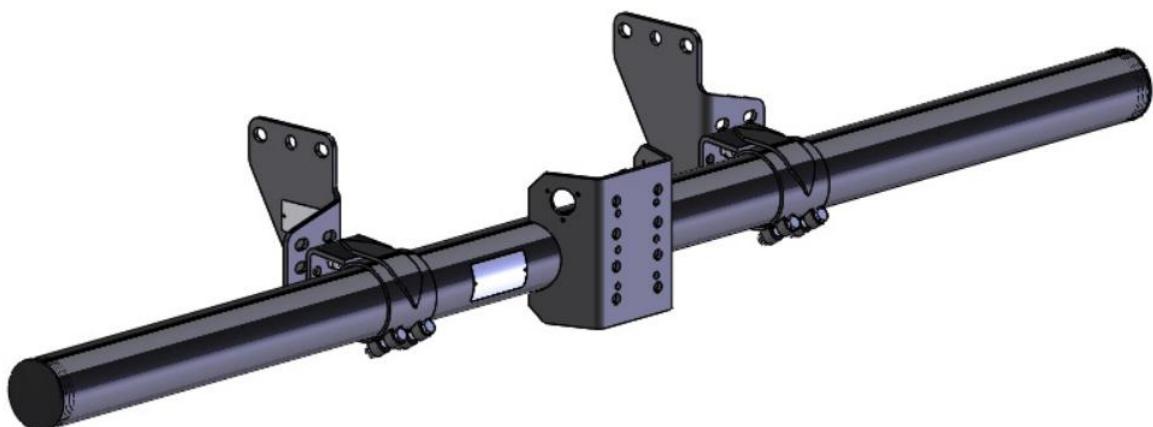
Rys. 3.6. Marcar WUF105K [6]

5) Składane łączenie (umożliwia regulację wysokości belki, rys. 3.7.)



Rys. 3.7. Marcar WUF105KB [6]

Istnieją również rozwiązania z wbudowaną adaptacją pod hak samochodowy (rys. 3.8.).

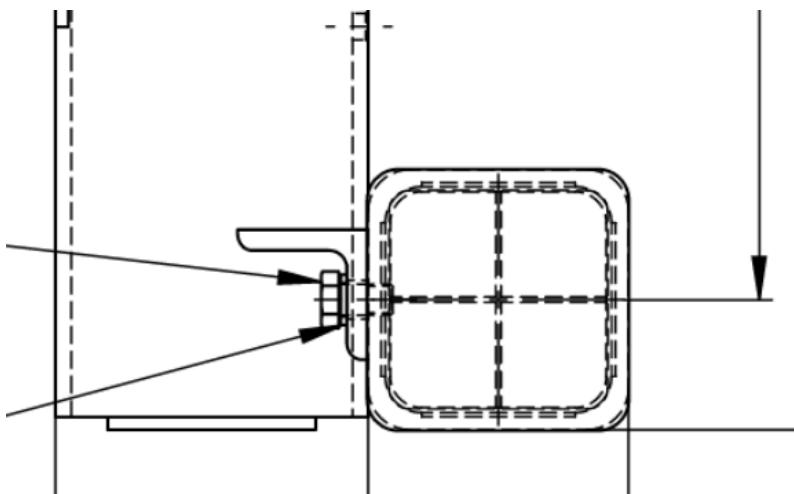


Rys. 3.8. Marcar WUB-ZKK B [6]

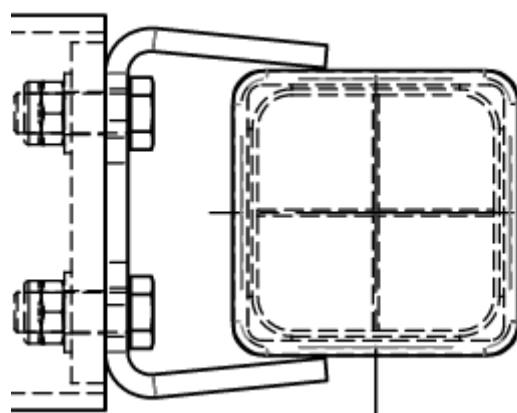
Oferowane są one w kilku wersjach (z pokazanymi wcześniej mocowaniami do ramy pojazdu).

Rozwiązania dla kwadratowego przekroju belki:

Mocowanie do takiego rodzaju belki jest skręcane (rys. 3.9. i 3.10.)

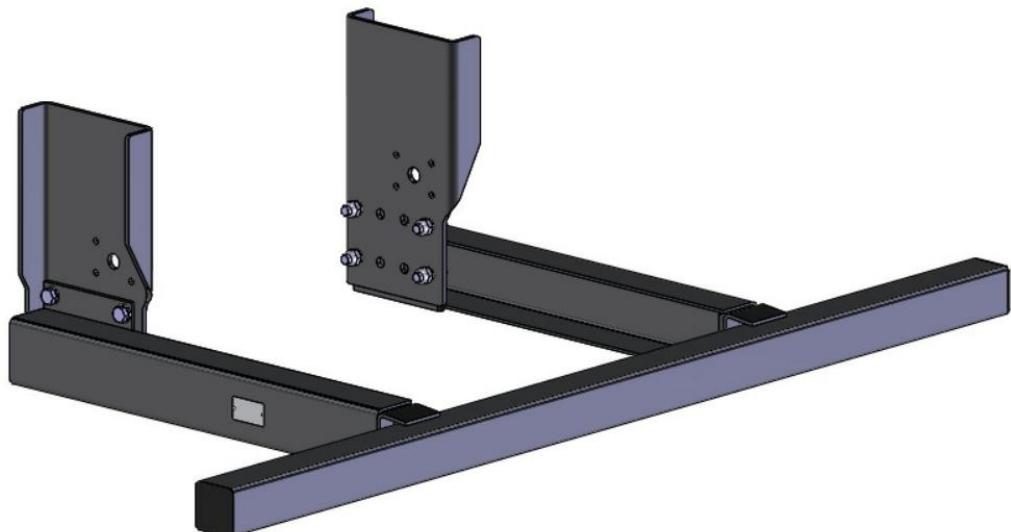


Rys. 3.9. Skręcenie bezpośrednio do elementów mocowanych do ramy [6]



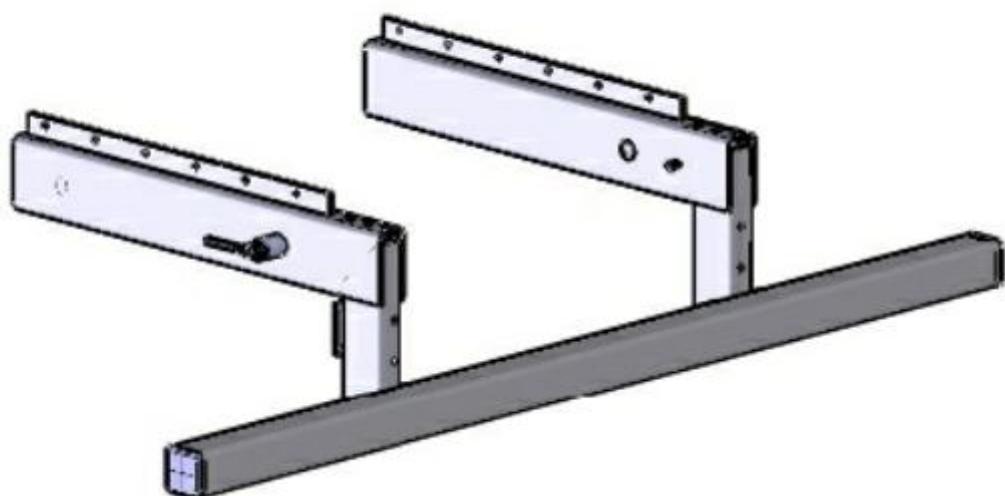
Rys. 3.10. Element przejściowy zespawany z belką, dokręcanym do mocowań z ramą [6]

1) Stałe mocowanie do ramy (rys. 3.11.)



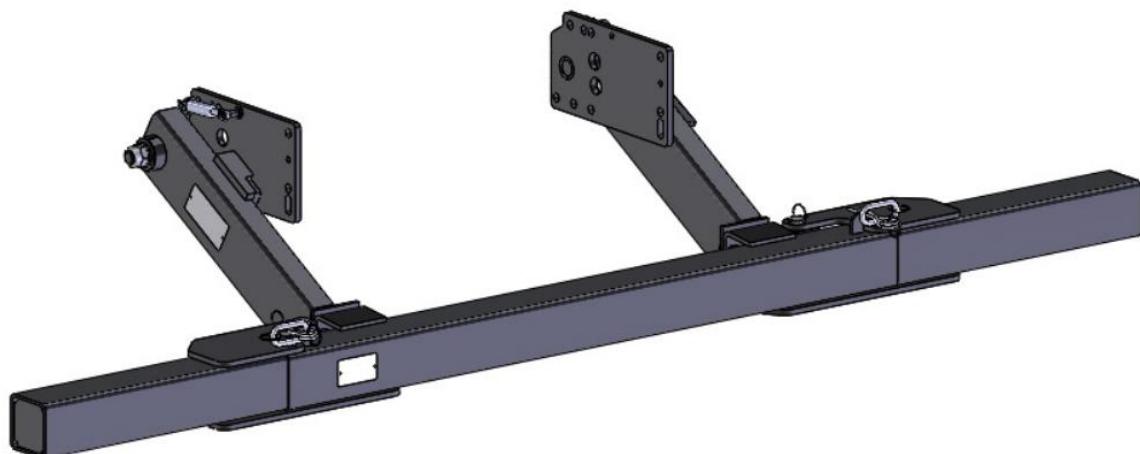
Rys. 3.11 Marcar WUF105SF [6]

2) Regulowana odległość belki (rys. 3.12.)



Rys. 3.12. Marcar WUF100LV [6]

3) oraz 4) Rozwiązania ze składanym zderzakiem (rys. 3.13. i 3.14.)



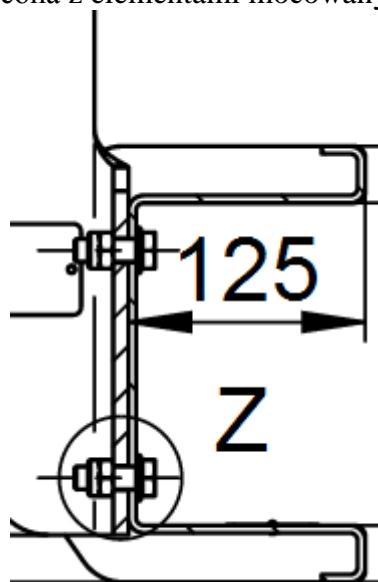
Rys. 3.13. Marcar WUF105K-MSK [6]



Rys. 3.14. Marcar WUF105-MSK [6]

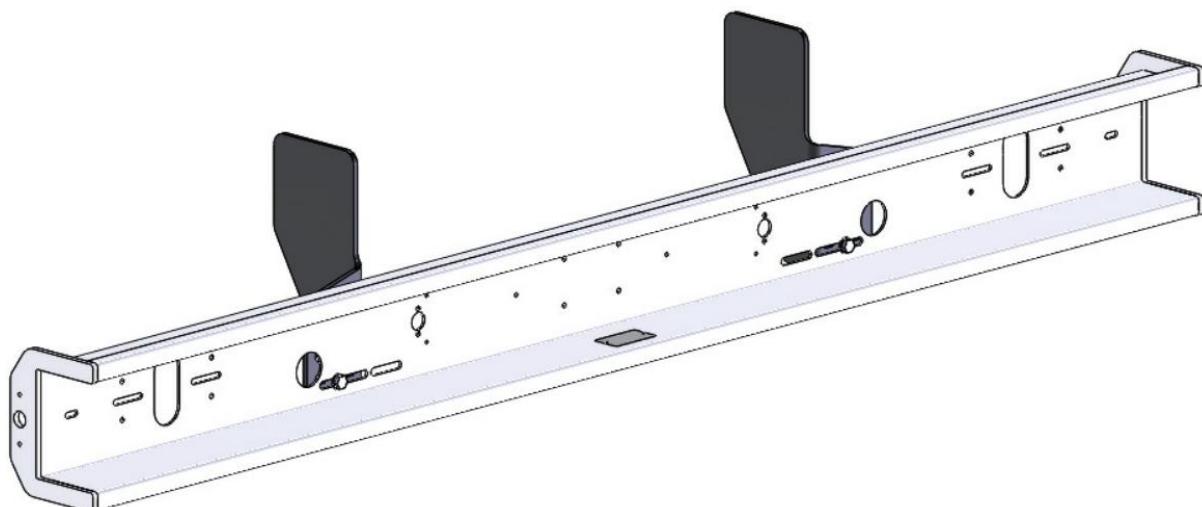
Rozwiązania dla otwartego przekroju belki:

Belka w tym przypadku jest skręcona z elementami mocowanymi do ramy (rys 3.15.)



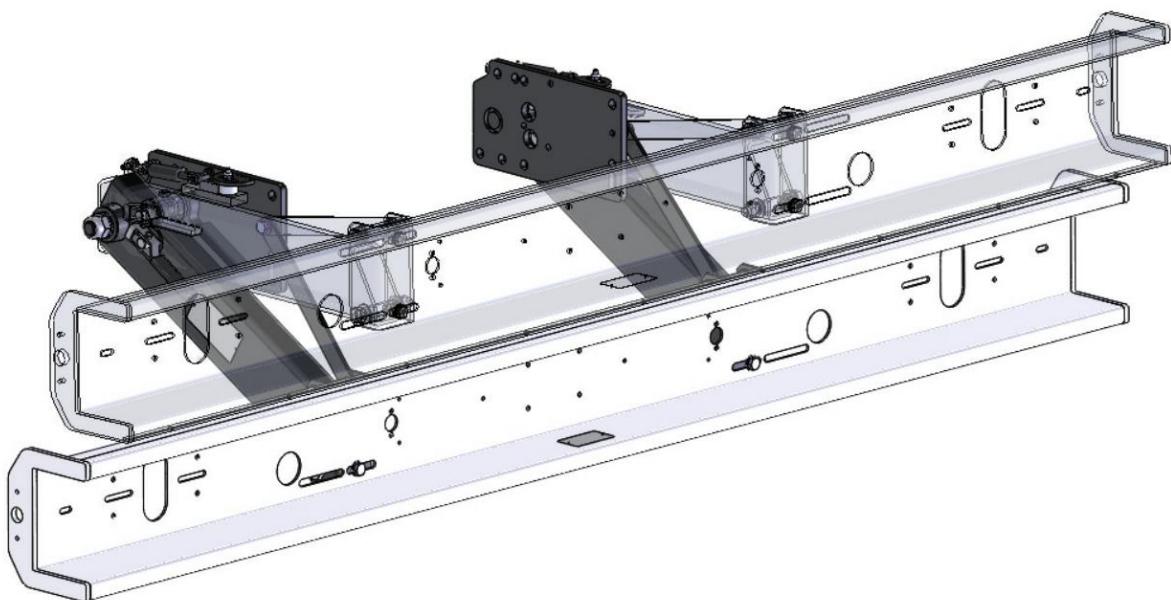
Rys. 3.15. Skręcony śrubami profil otwarty z elementami mocowanymi do ramy [6]

Stałe mocowanie - rozstaw elementów dołączanych do ramy może być regulowany - fasolki. Producent proponuje kilka różnych kształtów i rozmiarów elementów dołączanych do ramy naczepy (przykład rys. 3.16.).



Rys. 3.16. Marcar SG2012-370 [6]

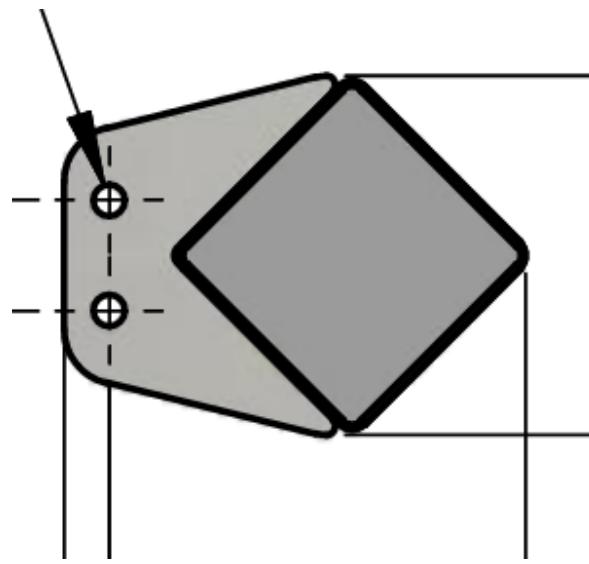
4) rozwiązanie z regulowaną wysokością belki (rys. 3.17.)



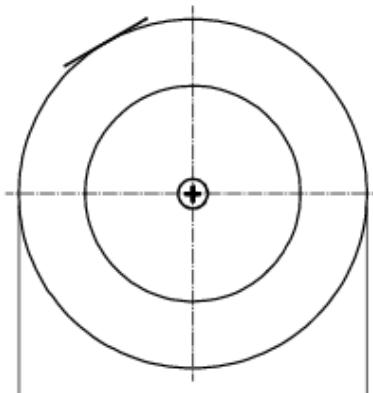
Rys. 3.17. Marcar WUF105K-C [6]

3.2. ROZWIĄZANIA FIRMY VBG [7]

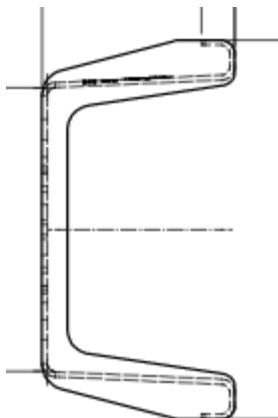
Firma ta także oferuje 3 przekroje belki przeciw najazdowej - okrągła, kwadratowa, o profilu otwartym jako stalowe oraz rozwiązanie z użyciem aluminium (rys. 3.18., 3.19., 3.20 i 3.21.).



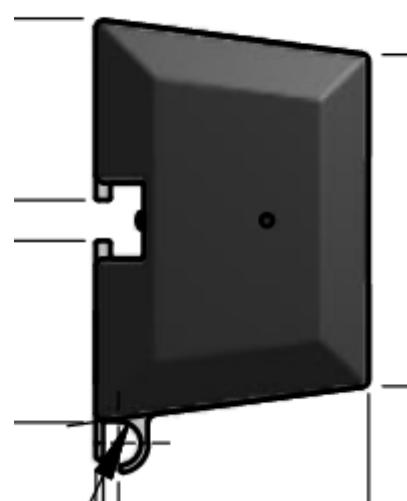
Rys. 3.18. Przekrój kwadratowy [7]



Rys. 3.19. Przekrój okrągły [7]

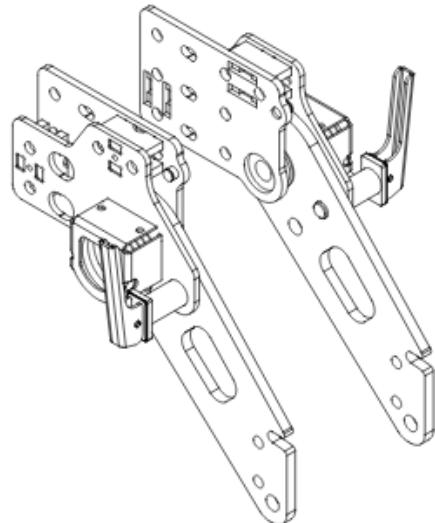


Rys. 3.20. Przekrój o profilu otwartym [7]

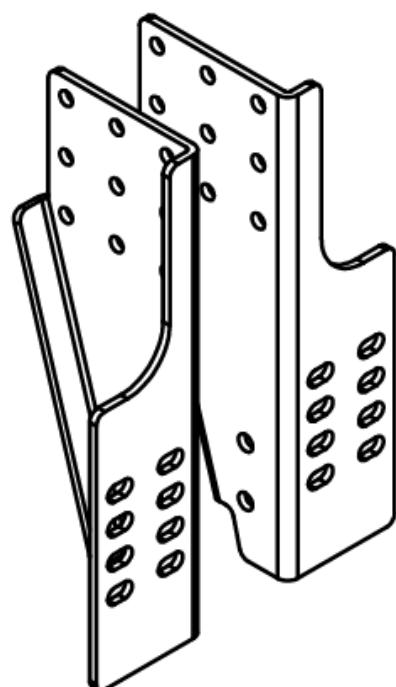


Rys 3.21. Przekrój aluminiowy [7]

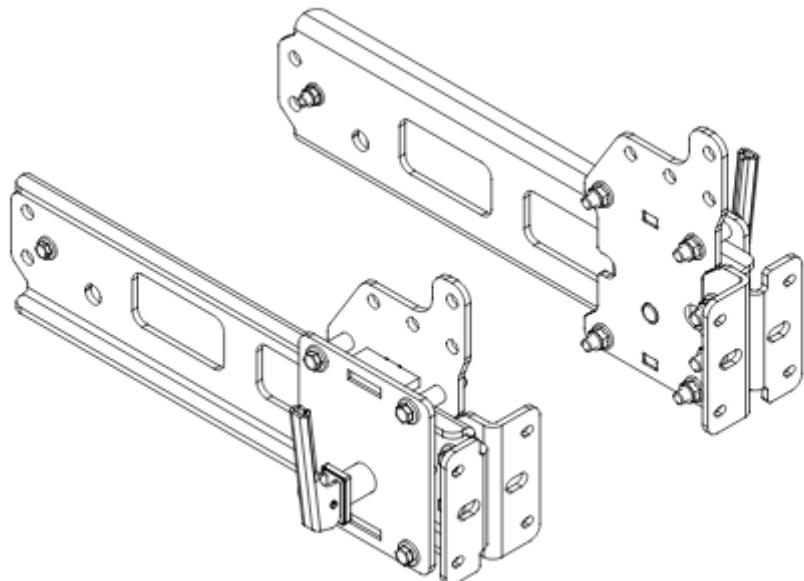
Jak widać z rysunków rozwiązań te nie różnią się bardzo od rozwiązań firmy Marcar, za wyjątkiem belki kwadratowej - jej ułożenie jest inne (rys 3.18.). Firma VBG oferuje także zderzaki wykonane z aluminium. Złożenie pełnego zderzaka w przypadku tej firmy jest uzależnione od wyboru klienta - wybór rodzaju belki oraz mocowania do ramy. Rodzaje mocowań pokazane są na rysunkach 3.22., 3.23., 3.24. oraz 3.25.



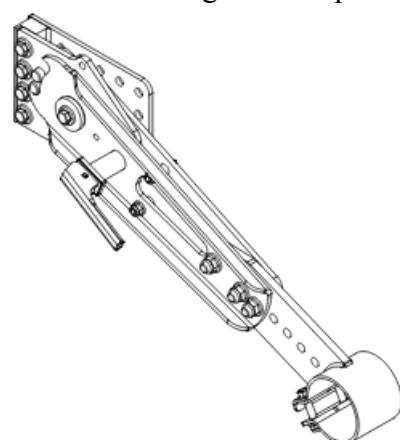
Rys 3.22. Mocowanie na zawiasach - regulowane położenie belki góra - dół [7]



Rys 3.23. Mocowanie stałe [7]



Rys. 3.24. Mocowanie regulowane przód - tył [7]



Rys. 3.25. Mocowanie regulowane przód - tył oraz góra-dół (specyfikacja pod belkę okrągłą)
[7]

3.3. INNE ROZWIĄZANIA MECHANIZMÓW PRZECIW NAJAZDOWYCH

Większość oferowanych na rynku mechanizmów przeciw najazdowych jest podobna do pokazanych na przykładzie firm Marcar oraz VBG. Można także spotkać kilka innych, specyficznych rodzajów (rys. 3.26., 3.27., 3.28., 3.29., 3.30., 3.31.).



Rys. 3.26. Belka o przekroju ceowym, mocowanie stałe (zespawana belka z elementemłączonym do ramy) [8]



Rys 3.27. Dzielona belka o przekroju prostokątnym [9]

Dzielona belka (rys 3.27.) jest stosowana w przypadku gdy tylna klapa pojazdu jest opuszczana i potrzebne jest miejsce na ramię opuszczające klapę aby w pełni ją otworzyć i możliwy był załadunek pojazdu.



Rys 3.28. Belka o przekroju kwadratowym [10]



Rys. 3.29. Belka z profilem otwartym [11]



Rys. 3.30. Belka o przekroju nieregularnym [12]



Rys. 3.31. Belka o przekroju kołowym, nieregularnie wygięta

4. NACZEPY

Naczepa jest specjalnym rodzajem przyczepy. Jej przedni koniec spoczywa na ciągniku siodłowym, natomiast tylny na jej kołach jezdnych. Budowa nadwozi naczep jest zbliżona do nadwozia przyczep a także samochodów ciężarowych. Dla przykładu, dwu- lub trzyosiowy (rys. 4.1) ciągnik siodłowy składa się z krótkiej ramy, do której mocowana jest kabina wraz z siodłem urządzenia sprzągającego. Przednia część naczepy zawiera także nogi podporowe które rozkładane są w trakcie odłączania naczepy od ciągnika. [13]



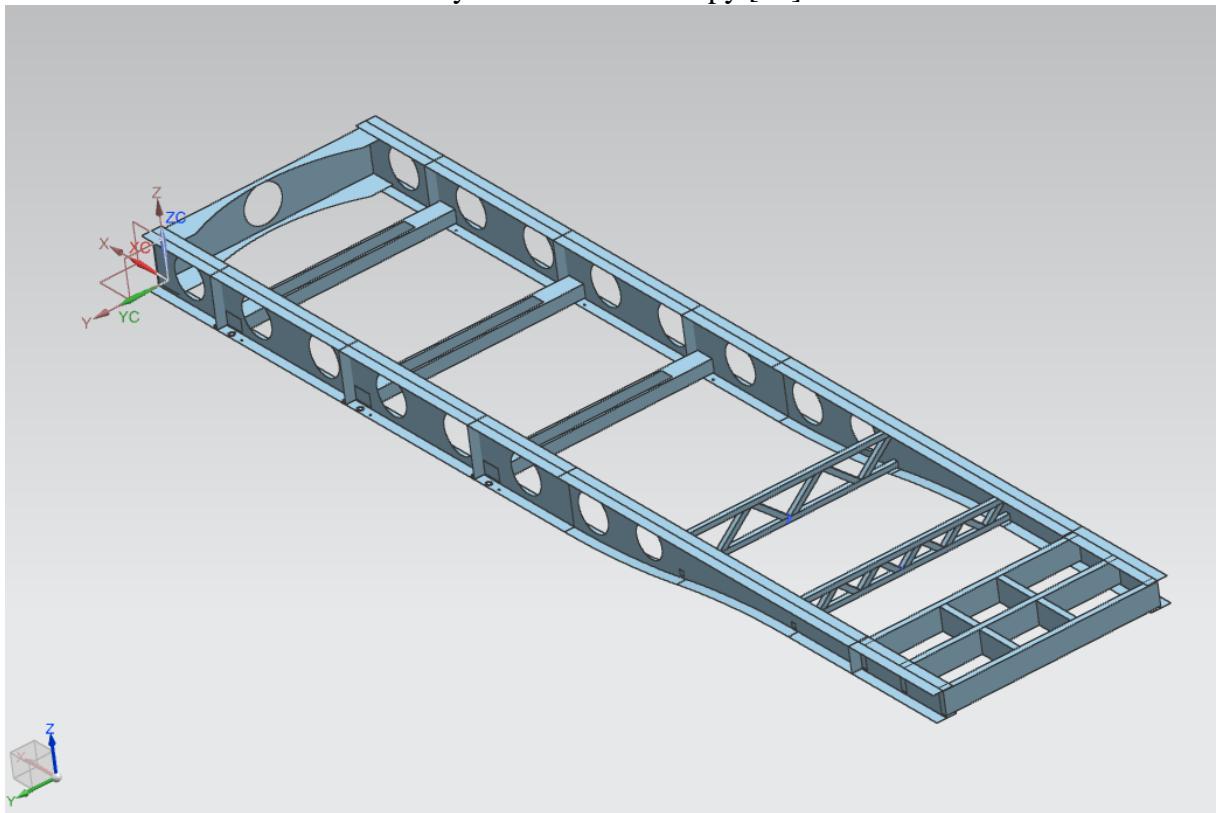
Rys. 4.1. Naczepa [14]

Rama naczepy jest elementem do której mocowany jest zderzak. Bezpośrednio do ramy mocowania jest także skrzynia ładunkowa, siodło czy podpory załadunkowe. Najważniejszym elementem ram naczep są podłużnice. To na nich opiera się przewożony ładunek i powinny one być wykonane z elementu dobrze przenoszącego naprężenia zginające i ściskające. Takim profilem jest np. dwuteownik, a także ceownik (przykład ramy rys 4.2.). Stosowane są również profile prostokątne.

Obliczenia ram naczep prowadzone są statycznie, ze względu na specyfikę konstrukcji naczep do pojazdów ciężarowych modele tworzone są powierzchniowo. Pozwala to na uzyskanie bardziej wiarygodnych wyników w stosunku do modelu brylowego, gdzie może pojawić się znacznie więcej błędów.

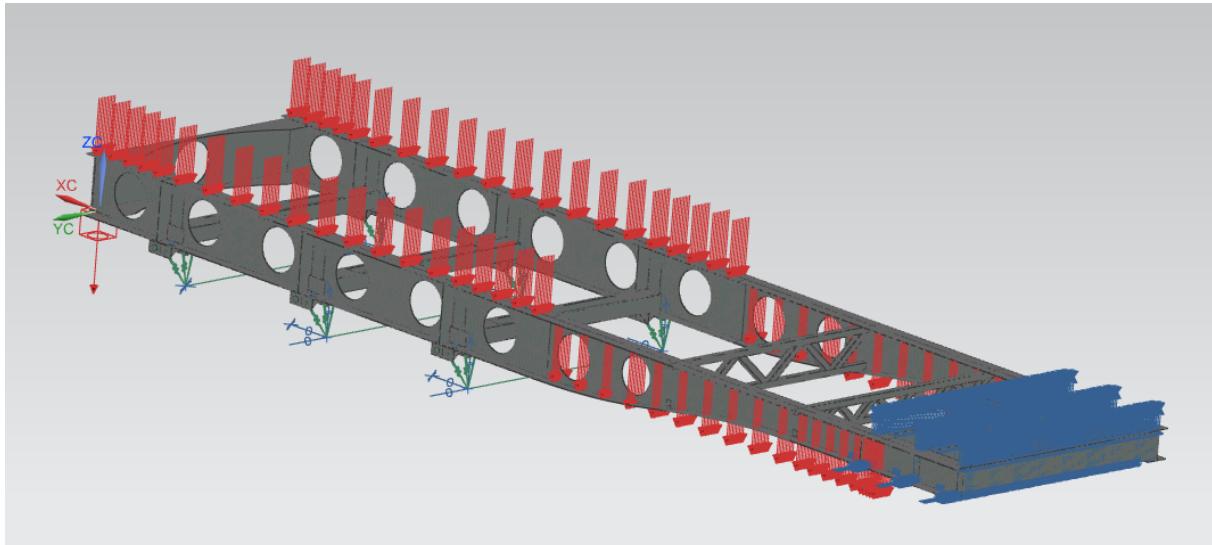


Rys. 4.2. Rama naczepy [15]

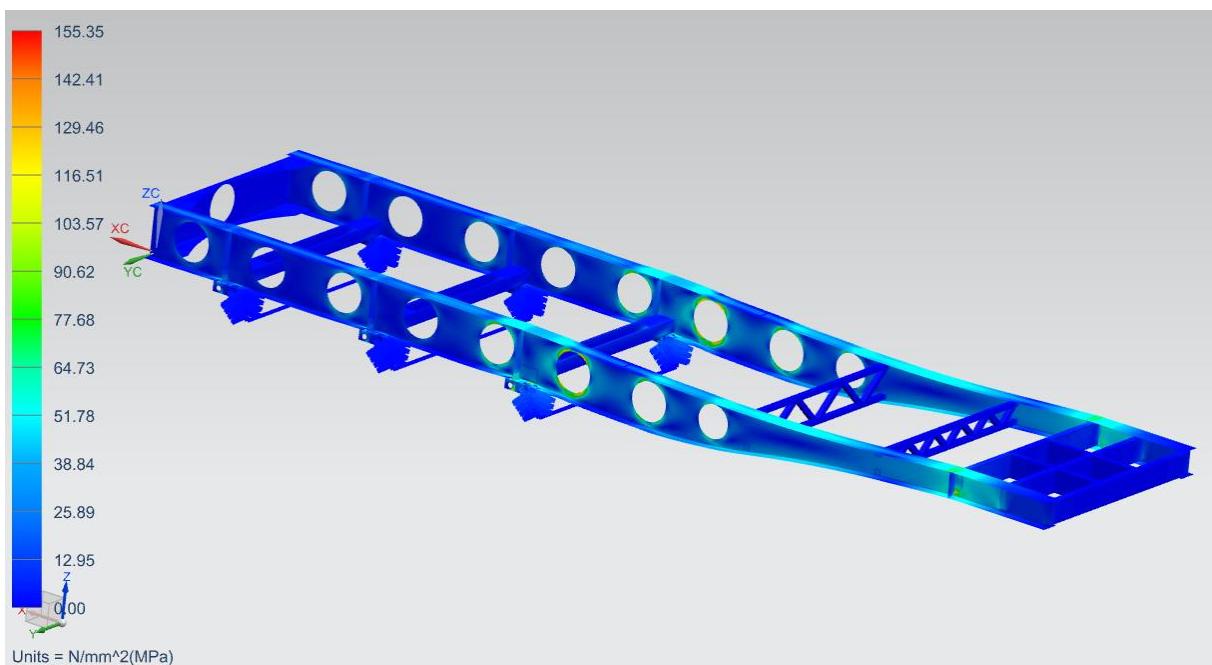


Rys. 4.3. Przykładowy model ramy naczepy z nałożoną siatką elementów skończonych

Jak widać po modelu (rys 4.3., konstrukcja w programie Siemens NX 9.0) często w celu zmniejszenia masy w naczepach stosowane są wycięcia, które nie powodują zwiększenia naprężeń występujących w konstrukcji, a pozwalają na zmniejszone zużycie materiału. Na rys. 4.4. widać obciążenia statyczne pochodzące od maksymalnych ciężarów jakie naczepa jest w stanie przewieźć. Utwierdzenia obejmują wszystkie 3 osie pojazdu oraz ciągnik na który nałożona jest naczepa. Na rys. 4.5. widać rozkład warstwic naprężeń zredukowanych w naczepie z zadanymi obciążeniami i utwierdzeniami.

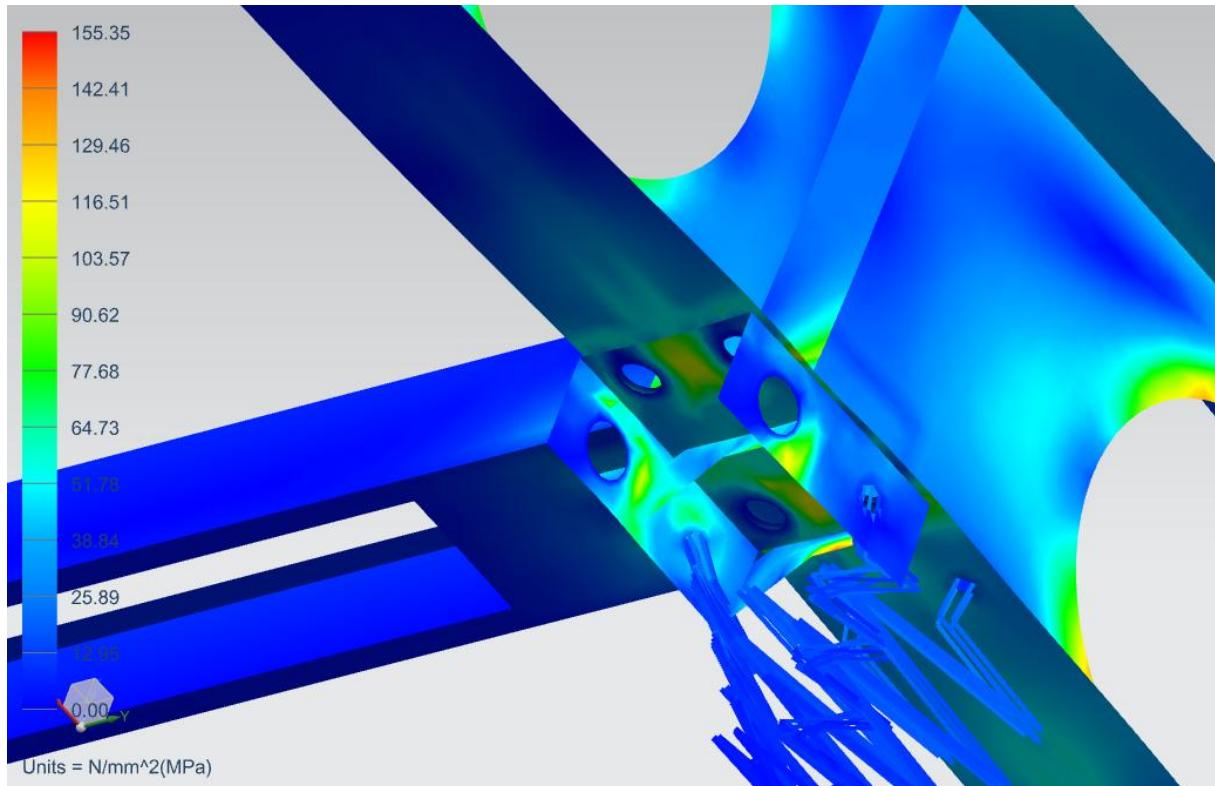


Rys. 4.4. Definicja utwierdzeń i obciążień modelu naczepy



Rys. 4.5. Warstwice naprężeń zredukowanych wg. Hubera-Misesa [MPa]

Największe naprężenia w pokazanym modelu pojawiają się w miejscach łączenia ramy naczepy do osi - ich wielkość może zależeć od konstrukcji elementów łączonych do osi, jednak dla większości naczep lokalizacja jest podobna. Specyfika pokazanej konstrukcji jest dość dokładna, zamodelowano tam również symulację zawieszenia pojazdu - stąd elementy łączone do osi mają charakter sprężynowy (odpowiednie wartości sztywności i tłumienia wprowadzone do połączenia 1D CELAS - z wykorzystaniem możliwości NX'a). Na rys. 4.6. widać, że maksymalne naprężenia pojawiają się w miejscach łączenia do osi pojazdu.



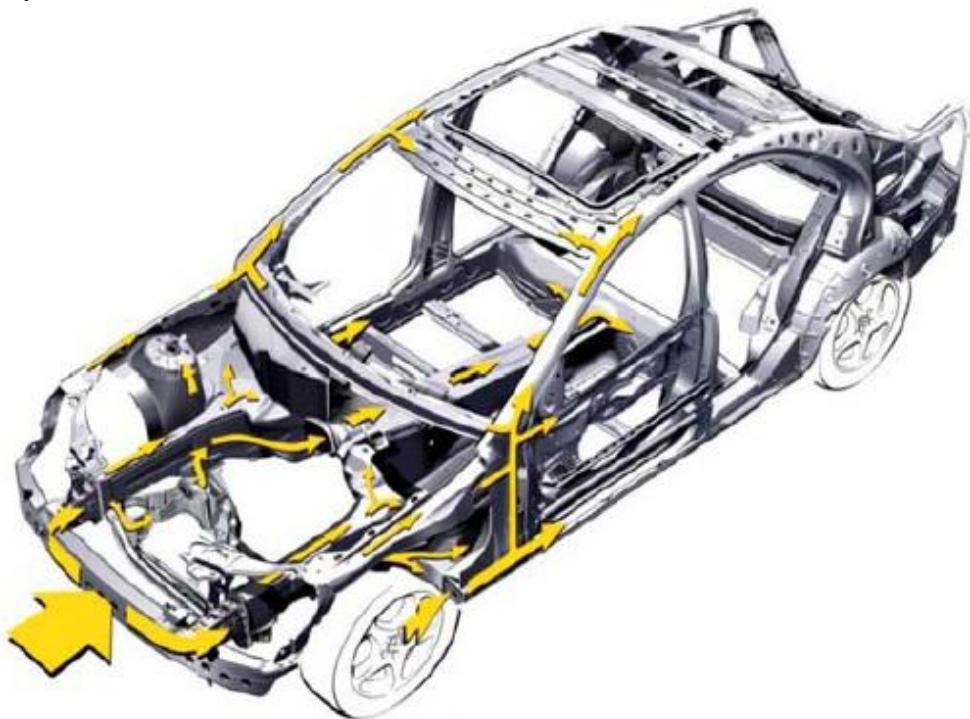
Rys. 4.6. Maksymalne wartości warstwic naprężeń zredukowanych wg. Hubera-Misesa na łączaniu naczepy do osi [MPa]

Z pokazanych wyników zaobserwować można również fakt, że w miejscu potencjalnego montażu zderzaka naprężenia dochodzą maksymalnie do około 20 MPa. W trakcie prowadzonej symulacji w dalszej części pracy obciążenie pochodzące od przewożonego ładunku nie jest uwzględniane - nie wpływa na wyniki tej symulacji.

5. PODŁUŻNICE POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH [16]

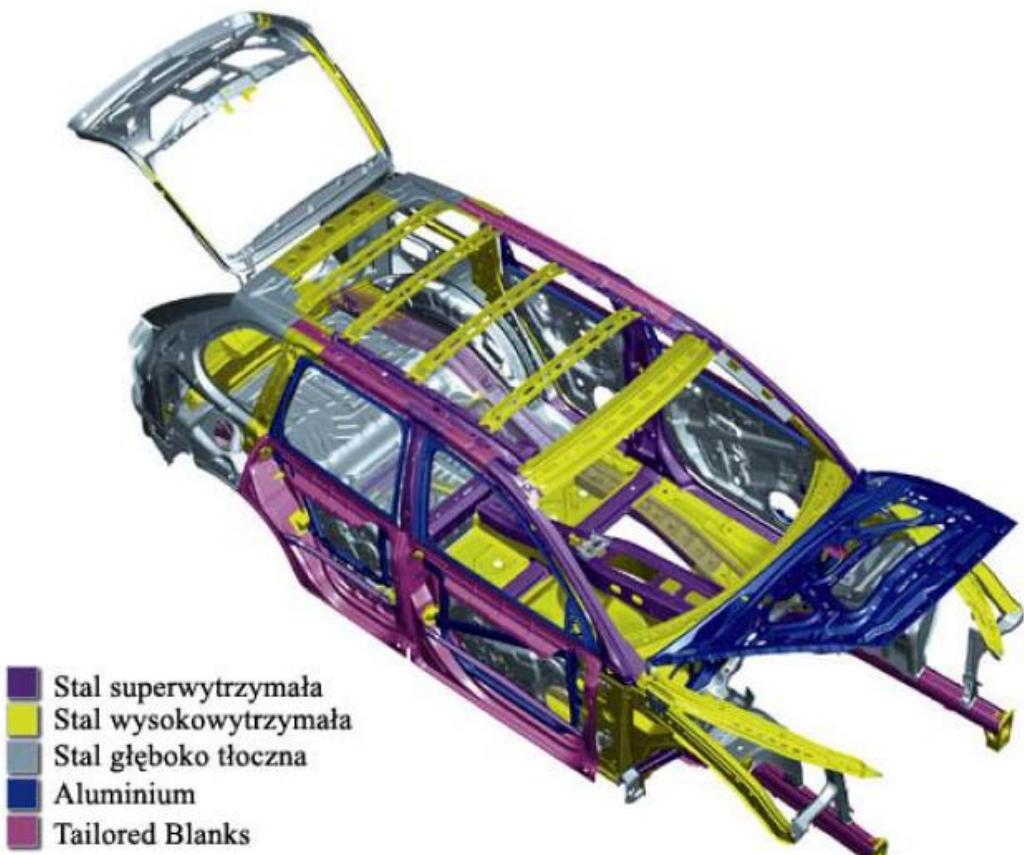
5.1. POCHŁANIANIE ENERGII UDERZENIA

Aby zwiększyć bezpieczeństwo użytkowników pojazdów samochodowych konstruktor musi zadbać o zwiększenie pochłaniania energii uderzenia przez podzespoły i zespoły auta. Tzw. przestrzeń strefy kontrolowanego zgniotu ma za zadanie w maksymalnym stopniu zabsorbować i rozproszyć energię uderzenia. Jest to możliwe poprzez wykorzystanie sztywnej oraz odpornej na uderzenia klatki bezpieczeństwa a także stosowanie podłużnic samochodowych.



Rys. 5.1. Schemat rozpraszania energii w karoserii po centralnym uderzeniu [16]

Karoseria pojazdu samochodowego dzieli się na kilka stref - każda ma inne zadanie (schemat rozproszenia po strefach rys 5.1.). Na rys. 5.2. na przykładzie Porsche Cayenne widać poszczególne obszary - z zastosowaniem stali konstrukcyjnych o zwiększych właściwościach wytrzymałościowych a także superwytrzymały materiałów.

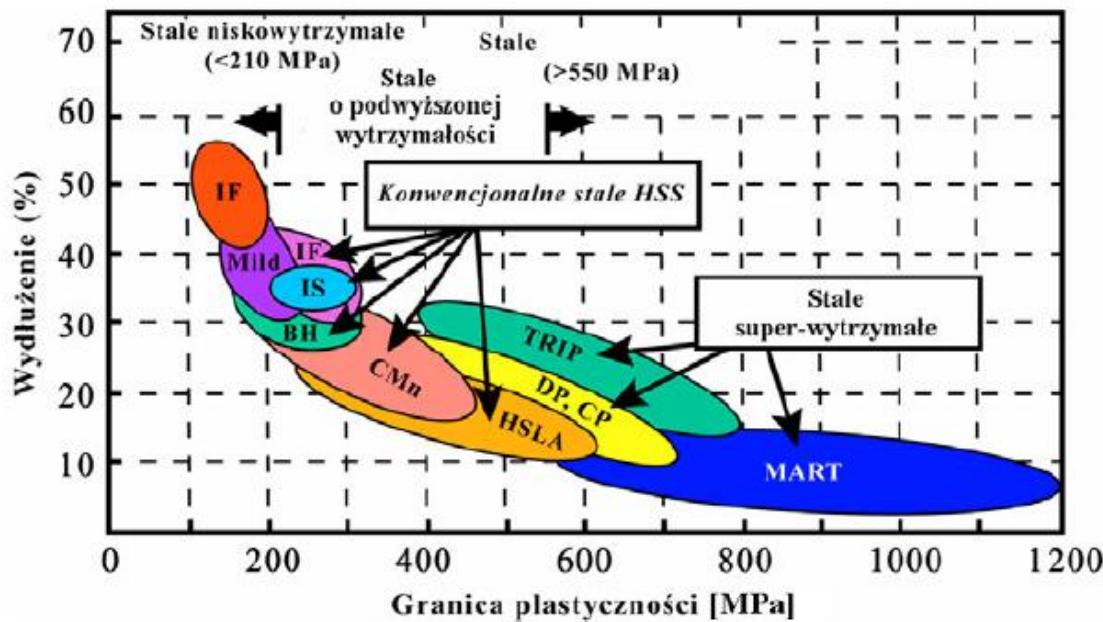


Rys 5.2. Poszczególne strefy z zastosowaniem stali o dużej wytrzymałości - Porsche Cayenne [16]

Materiałem użyтыm w dalszej części pracy na podłużnicy pojazdu osobowego jest stal dwufazowa DP (*dual phase steel*), składająca się z miękkiego ferrytu i twardego martenzytu (rys. 5.3.). Granica plastyczności dla takiego materiału wynosi od 400 do 700 MPa przy wydłużeniu około 10 do 20 % (rys. 5.4.) w zależności od konkretnego rodzaju.



Rys. 5.3. Struktura stali DP [16]



Rys. 5.4. Granica plastyczności i wydłużenie dla różnych gatunków stali (DP kolor żółty) [16]

Stale DP charakteryzują się bardzo dobrą plastycznością i znacznie większą wytrzymałością w stosunku do innych stali konwencjonalnych o podobnej granicy plastyczności.

Energia pojazdu w trakcie uderzenia:

$$E_z = (M_c - \Delta m) \frac{V^2}{2}$$

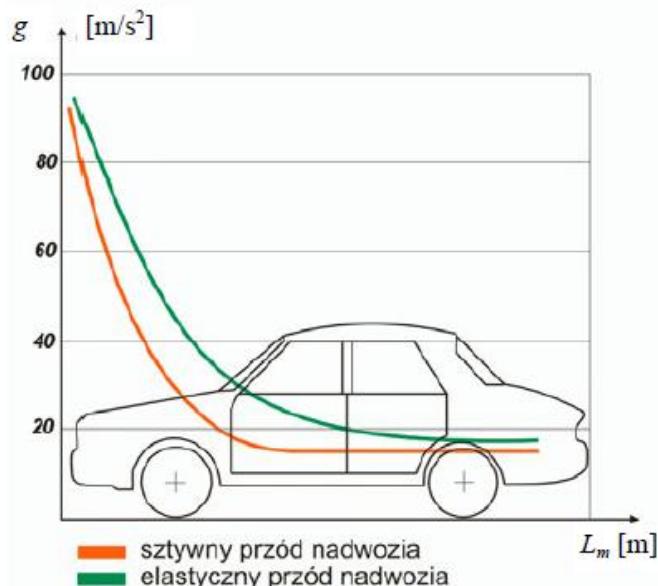
E_z - energia zderzenia

M_c - masa całkowita pojazdu

Δm - ubytek masy nieutwardzonej w samochodzie (na skutek działania sił bezwładności - np. luźno przewożone przedmioty)

V - prędkość pojazdu w momencie zderzenia

Patrząc na wykres przebiegu opóźnień w zależności od miejsca zgniotu pojazdu (rys 5.5.) widać że dla sztywnego przodu nadwozia krzywe opóźnienia są bardziej strome niż dla pojazdu z elastycznym przodem nadwozia.



Rys. 5.5. Rozkład przyspieszeń w nadwoziu dla zderzenia czołowego z prędkością 50 km/h [16]

Matematycznie opisać można energię zderzenia:

$$E_z = \int Pds = (\frac{\sigma_0^2}{2E})Al$$

E_z - energia zderzenia

P - siła powodująca odkształcenie elementów nadwozia

s - droga

σ_0 - naprężenie uplastyczniające

E - moduł sprężystości plastycznej

A - pole przekroju

l - odkształcenie elementów konstrukcji nadwozia

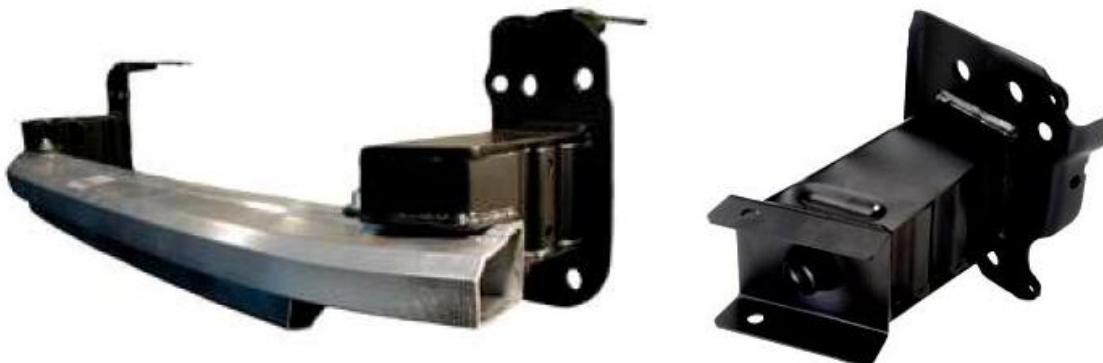
Ilość pochłanianej energii przez elementy konstrukcji nadwozia jest zależna od jej parametrów geometrycznych a także własności wytrzymałościowych zastosowanych materiałów. Parametry geometryczne to przekrój i długość elementów deformowalnych nadwozia.

Zatem dobór odpowiedniego materiału i jego kształtu i wielkości może w znaczącym stopniu wpływać na bezpieczeństwo użytkowników pojazdów osobowych.

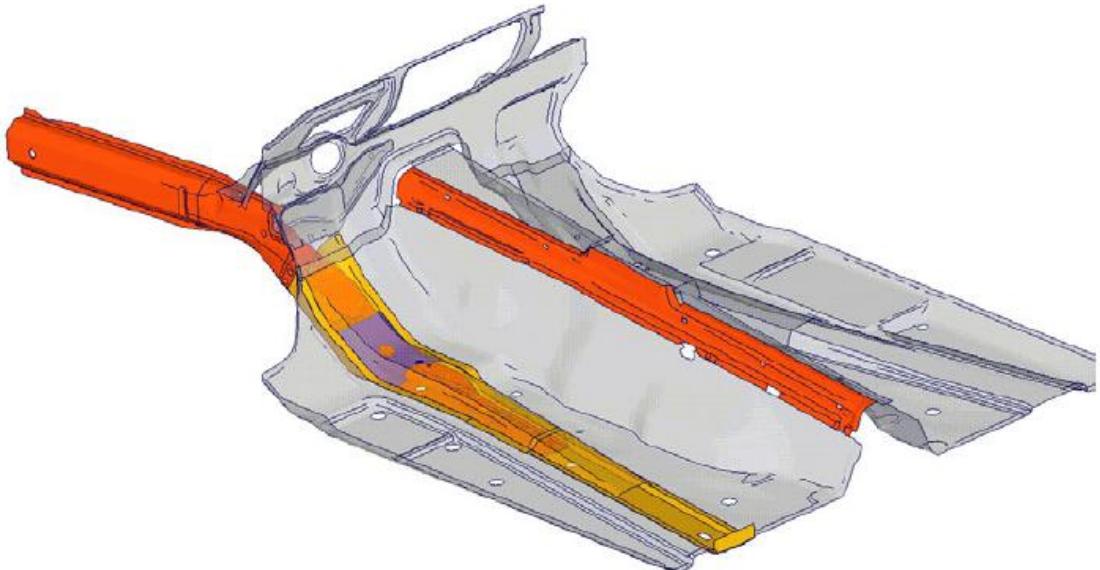
5.2. PODŁUŻNICE SAMOCHODOWE

Głównym zadaniem podłużnic samochodowych jest pochłonięcie energii uderzenia i zmniejszenie przyspieszeń które zadziałają na kierowcę i pasażerów w trakcie kolizji. Podłużnice osiągają ten efekt poprzez deformację w zakresie sprężysto - plastycznym, ochraniając życie i zdrowie człowieka w trakcie uderzenia.

Są to główne belki nośne ramy pojazdu, ułożone równolegle lub niemal równolegle względem osi symetrii pojazdu (rys 5.6.). Powinny mieć jak największą sztywność. Kształty przekroju mogą być otwarte lub zamknięte. Prawidłowo skonstruowana, umiejscowiona i wykonana z dobrego materiału podłużnica jest w stanie pochłonąć do 25% energii kinetycznej uderzenia.



Rys. 5.6. Elementy pochłaniające energię w Audi Q7 - po prawej podłużnice połączone z elementami typu crash-box, po lewej podłużnica z wstępymi przetłoczeniami [16]



Rys 5.7. Połączenie podłużnicy ze strukturą płyty podłogowej - Volkswagen Phaeton [16]

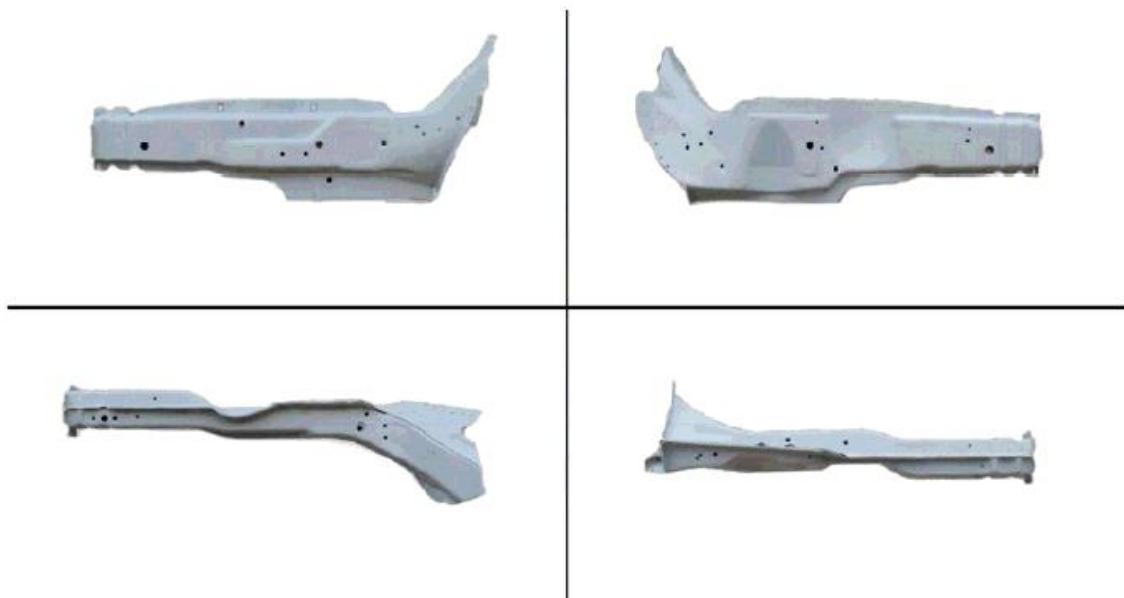
Oprócz minimalizacji opóźnień działających na człowieka w trakcie uderzenia zadaniem podłużnic jest również rozdział energii uderzenia na poprzecznice ściany czołowej auta, zewnętrzne progi boczne a także płytę podłogową rys 5.7.). Należy przy tym pamiętać o prawidłowym skonstruowaniu węzłów - połączeń podłużnic z wymienionymi elementami, gdyż ma to wpływ na równomierny i kontrolowany rozdział energii zderzenia na poszczególne części (rys 5.8.).



Rys. 5.8. Rozdział energii zderzenia w strukturze nośnej Volvo S40/V50 [16]

Z uwagi na fakt że centralne zderzenia w rzeczywistości występują dość rzadko kształt podłużnic jest dosyć złożony, dostosowany do pochłonięcia energii dla niecentralnych zderzeń (rys 5.9.). Pochłonięcie energii zderzenia następuje poprzez kształtowanie lokalnych przegubów plastycznych. W podłużnicach często wprowadza się również lokalne przetłoczenia ze względu na fakt, że globalne zginanie profili wymusza niekontrolowaną deformację oraz przedwczesną utratę nośności konstrukcji - co wpływa na zmniejszone zdolności rozproszenia energii uderzenia.

Warto także dodać, że w konstrukcji dzisiejszych samochodów osobowych jako elementów pochłaniających energię używa się tzw. crash-boxów - czyli elementu poprzecznego mającego za zadanie przenieść i pochłonąć energię dla zderzeń z prędkościami mniejszymi niż 15 km/h. Stosowane są one aby uniknąć konieczności pokrywania kosztów naprawy podłużnic - które są również przez crash-boxy chronione w przypadku kolizji z niewielkimi prędkościami.

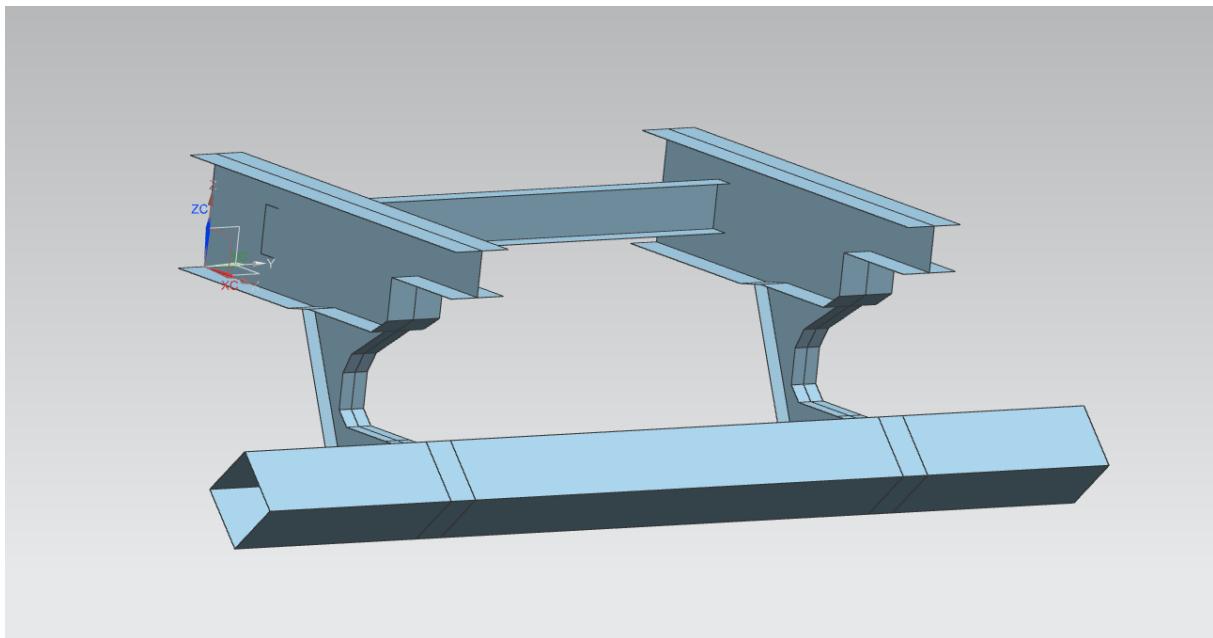


Rys. 5.8. Przykładowe kształty podłużnic samochodowych [16]

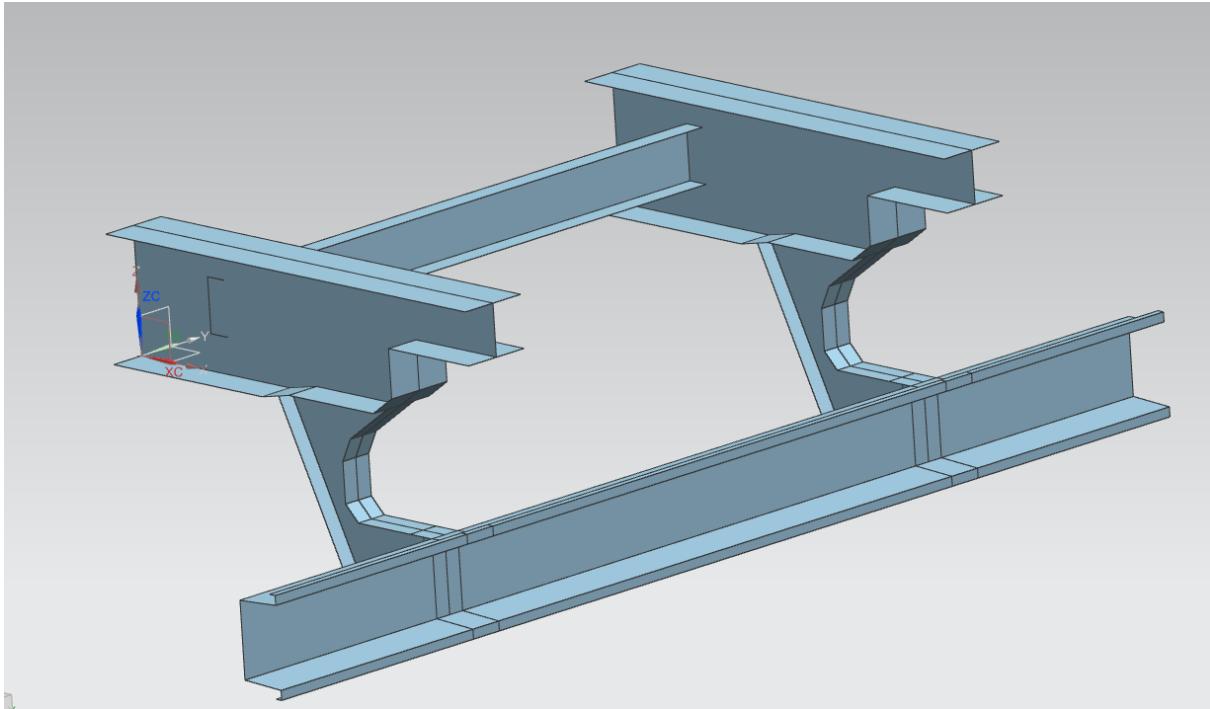
7. MODELE GEOMETRYCZNE

7.1. MODELE GEOMETRYCZNE BELEK

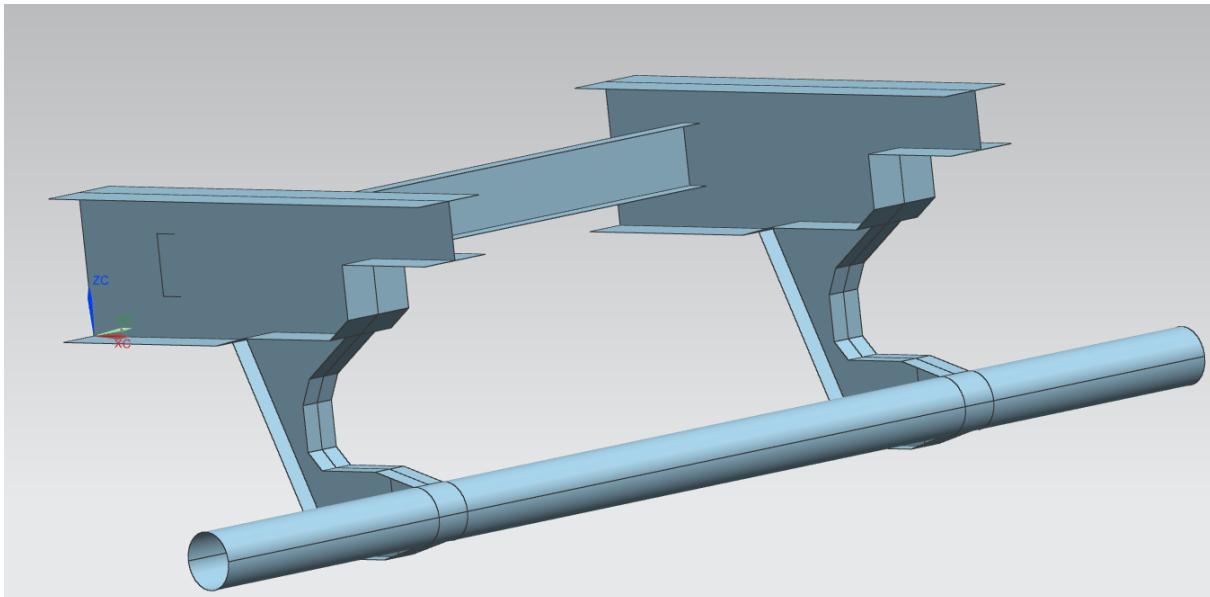
Model geometryczny 3D belki przeciw najazdowej wraz z mocowaniem przygotowany został w programie NX 9.0 oraz CATIA V5 R21. Do wymiarowania naczepy wykorzystano dostępną dokumentację techniczną a wymiary belek przeciw najazdowych pobrane zostały z obecnie stosowanych profili. Łącznie zamodelowane zostały 3 kształty belki - kołowy, ceowy a także w kształcie rombu. Ze względu na specyfikę konstrukcji naczep do pojazdów ciężarowych zbudowany został model powierzchniowy. Pozwoli to na uzyskanie bardziej wiarygodnych wyników w stosunku do modelu brylowego, gdzie może pojawić się znacznie więcej błędów. Najważniejszym elementem naczep pojazdów ciężarowych są podłużnice. To na nich opiera się przewożony ładunek i powinny one być wykonane z elementu dobrze przenoszącego naprężenia zginające i ściskające. Takim profilem jest dwuteownik, i taki został zastosowany do projektu. W dalszej części na rysunkach pokazano ogólny wygląd belki wraz z mocowaniem i ich kluczowe wymiary.



Rys. 7.1. Model geometryczny belki przeciw najazdowej w kształcie rombu



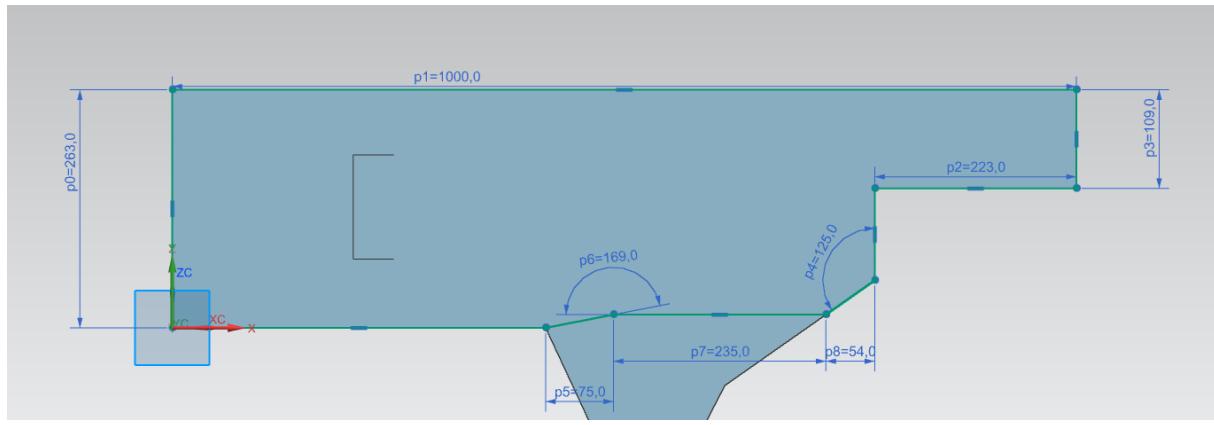
Rys. 7.2. Model geometryczny ceowej belki przeciw najazdowej



Rys. 7.3. Model geometryczny kołowej belki przeciw najazdowej

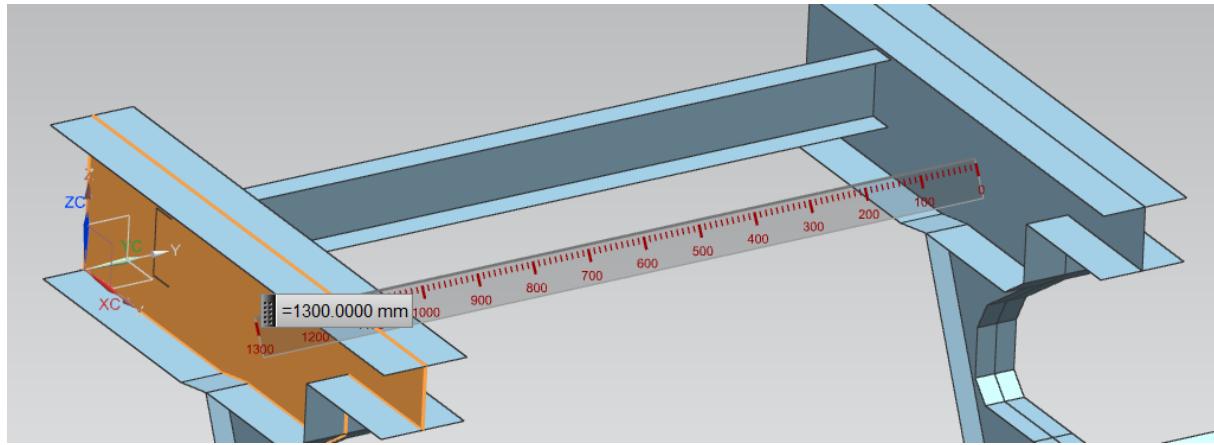
Jak widać przygotowane modele różnią się od siebie jedynie kształtem belki (rys 7.1., 7.2. i 7.3.). Na kolejnych rysunkach pokazano wymiary podstawowej części modeli (jednakowej dla wszystkich trzech).

Na rysunku 7.4. pokazano podstawowe wymiary śródnika podłużnic pojazdu ciężarowego:



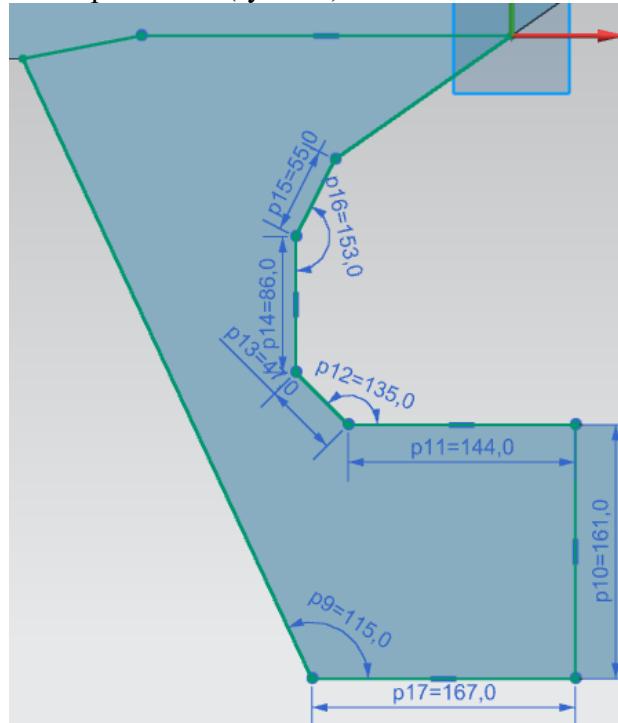
Rys. 7.4. Wymiary śródnika pojazdu ciężarowego

Rozstaw podłużnic wynosił 1300 mm - jest to wartość oscylująca w granicach wartości standardowych dla pojazdów ciężarowych (rys 7.5.).



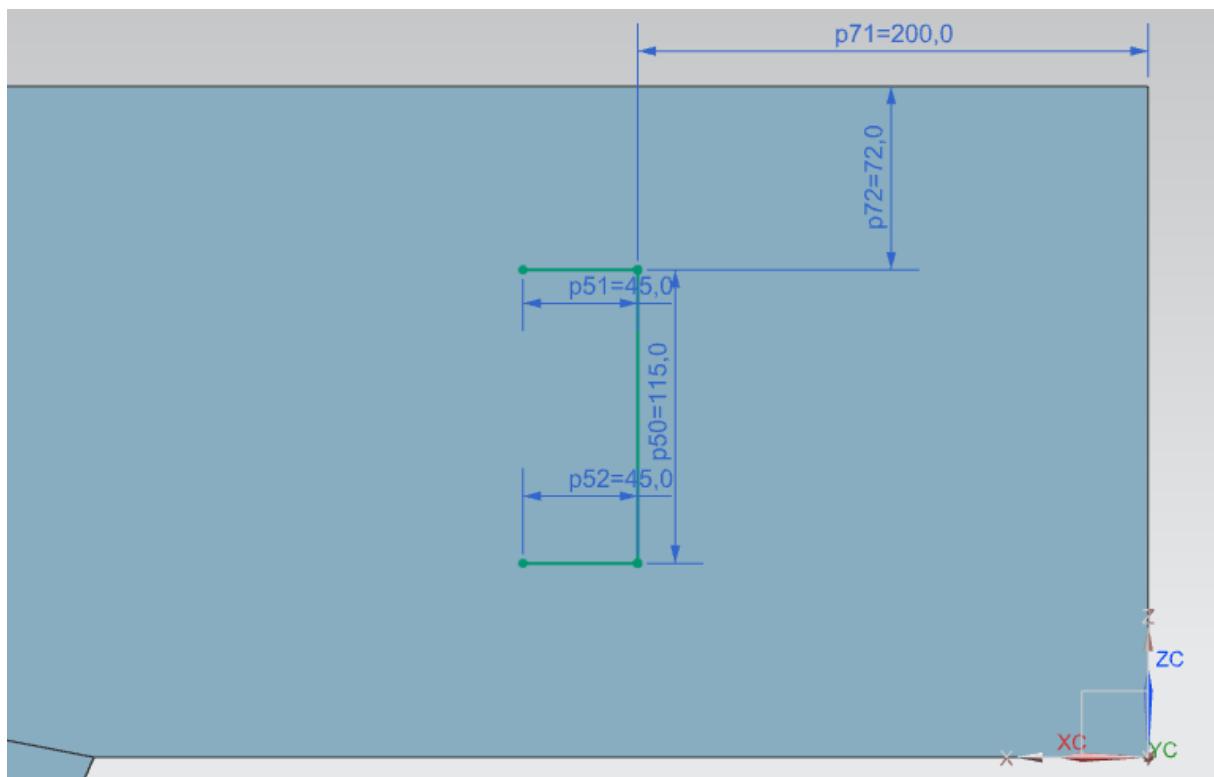
Rys. 7.5. Rozstaw podłużnic

Półki dwuteownika miały szerokość 150 mm. Dalej pokazano także podstawowe wymiary mocowania belki do podłużnic (rys 7.6.).

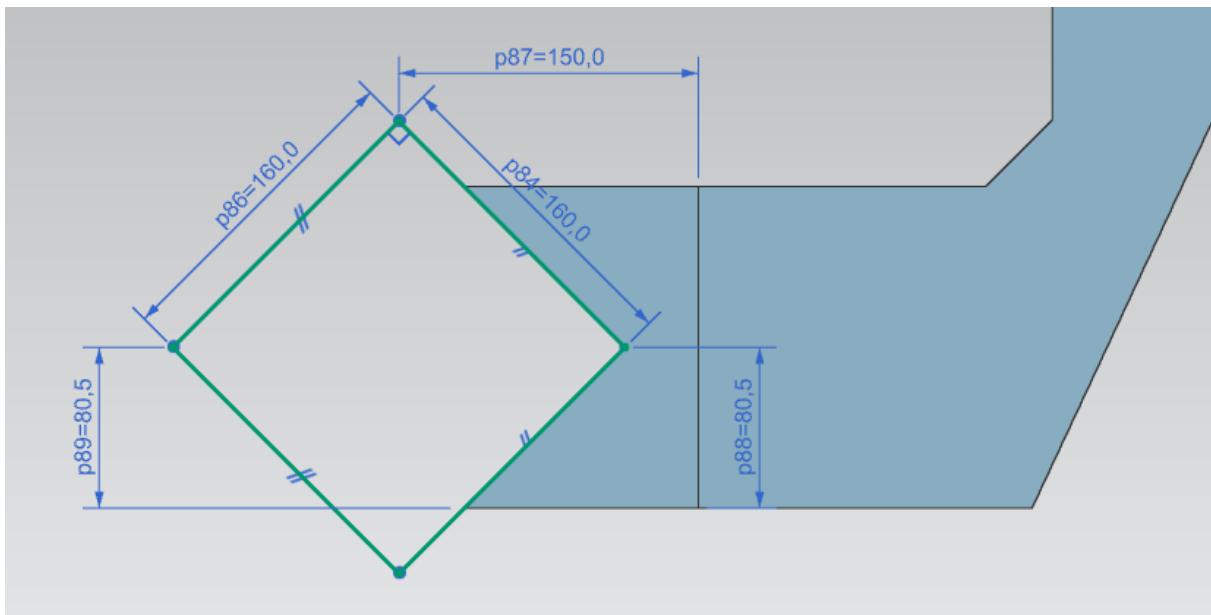


Rys. 7.6. Wymiary mocowania belki do podłużnic

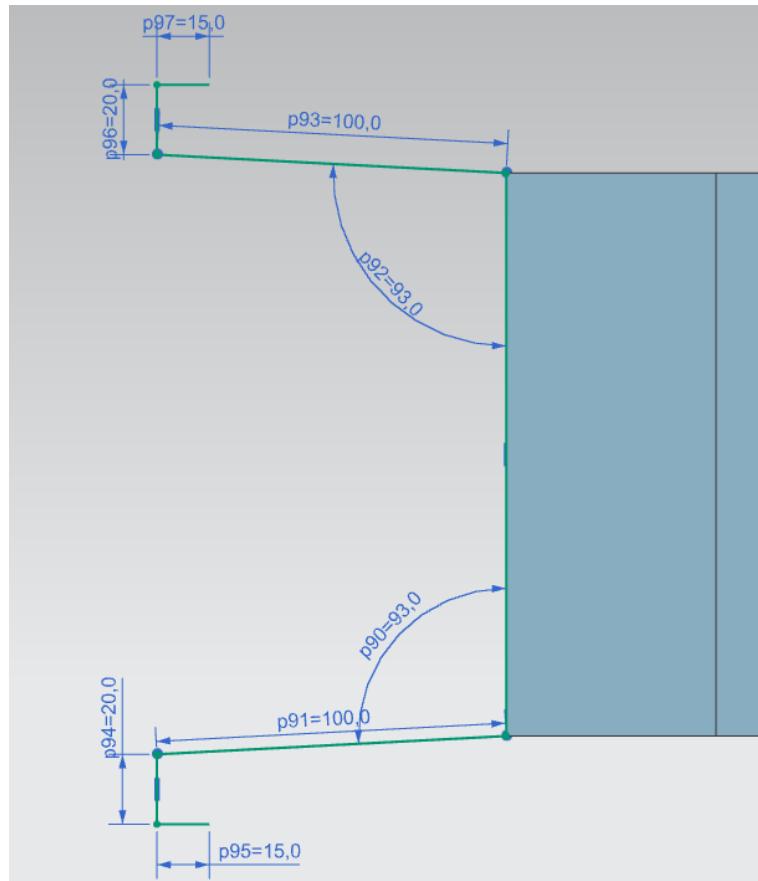
Podłużnice połączone są ze sobą profilem ceowym, pokazanym na rys. 7.7. Wymiary profili belki przeciw najazdowej przedstawiono na rys. 7.8, 7.9, 7.10.



Rys. 7.7. Wymiary profilu ceowego łączącego podłużnice.

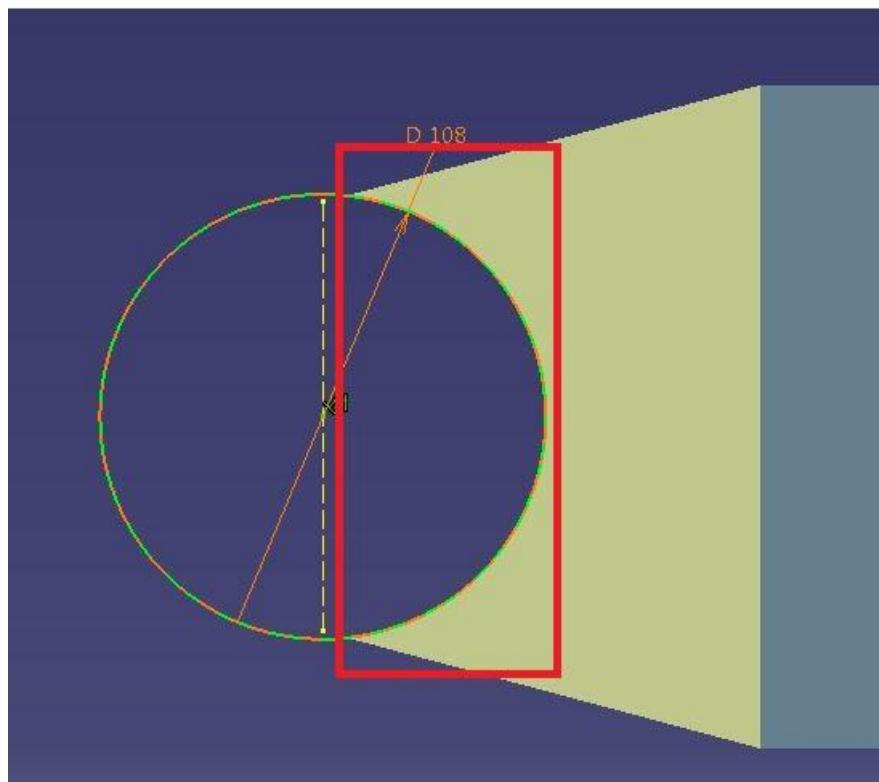


Rys. 7.8. Wymiary belki przeciw najazdowej w kształcie rombu



Rys. 7.9. Wymiary belki przeciw najazdowej ceowej

Ze względu na problemy z kompatybilnością modelu w NX do programu obliczeniowego Abaqus CAE 6.13 z belką przeciw najazdową kołową jej profil zamodelowany został w programie CATIA V5 R21.



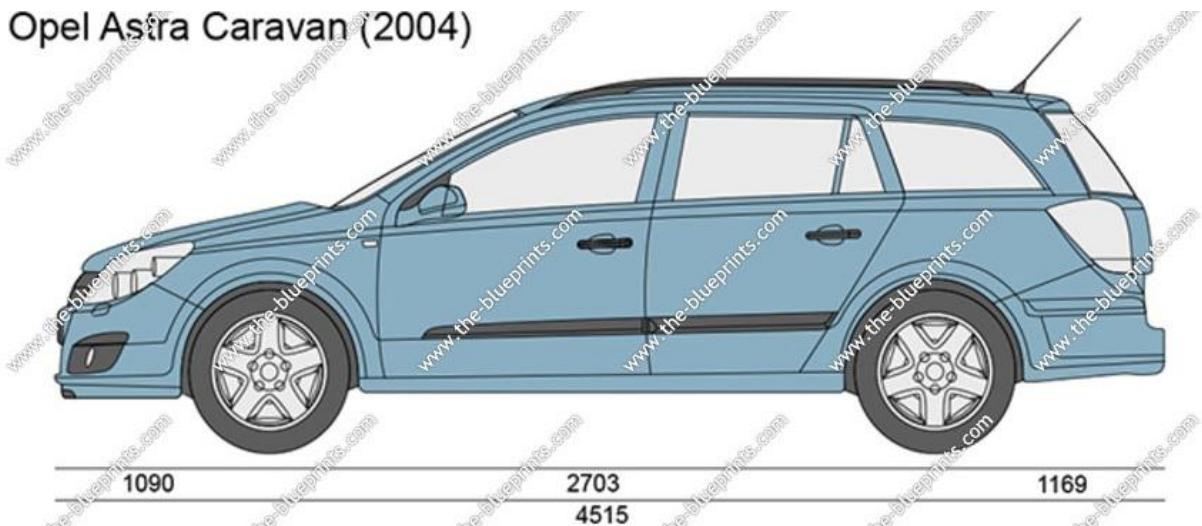
Rys. 7.10. Wymiary belki przeciw najazdowej kołowej

W zaznaczonym na czerwono obszarze w modelu NX wystąpił problem z nałożeniem siatki. Należało poprawić zaokrągloną powierzchnię - z użyciem funkcji healing w CATII ustalono parametr merging distance na 0,001 mm. Po zamodelowaniu belki w CATII problem z dyskretyzacją nie występował. Mogło to również wynikać z faktu że i CATIA i Abaqus są programami firmy Dassault Systemes, zatem modele stworzone w tych programach powinny być w pełni kompatybilne.

7.2. MODEL GEOMETRYCZNY POJAZDU

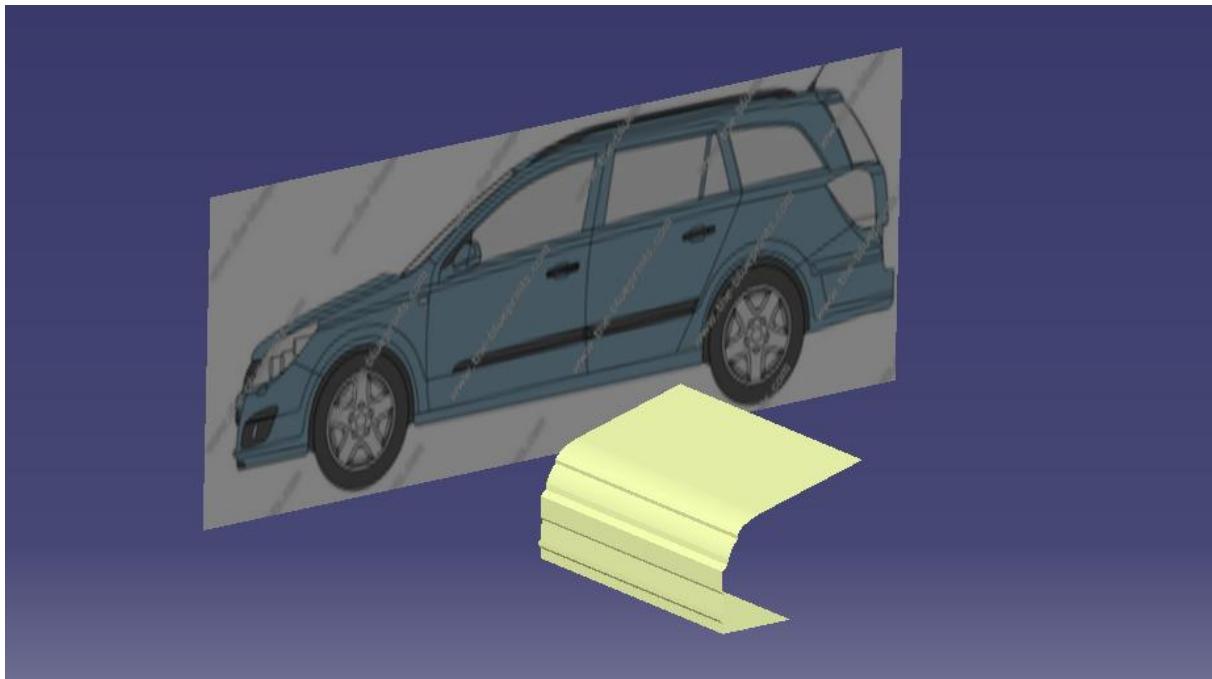
Oprócz modelu belek wraz z mocowaniem do podłużnic należało zamodelować również zarys pojazdu którym zasymulować można kolizję z belką. Na zarys dobrany został samochód osobowy Opel Astra H - dość popularne auto poruszające się po drogach publicznych. Model maski pojazdu przygotowano w programie Catia V5 R21, na podstawie wymiarów znajdujących się w sieci (rys 7.11.).

Opel Astra Caravan (2004)



Rys. 7.11. Widok z boku samochodu osobowego Opel Astra H [17]

Zdjęcie to wrzucono w skali 1:1 do Catii, a następnie odrysowano zarys pojazdu i wyciągnięto na szerokość pojazdu (rys 7.12.). Jest to przybliżone zasymulowanie maski pojazdu, która będzie uderzać w mechanizm przeciw najazdowy. Przy modelowaniu zarysu należy zwrócić uwagę na możliwie maksymalne uproszczenie zarysu - zbytnia szczegółowość nie prowadzi do dokładniejszych wyników a może jedynie wydłużać ich czas i za bardzo obciążać komputer. Kształt maski zamodelowany został w odpowiednim przybliżeniu, uwzględniającym rzeczywisty zarys ale nie biorąc pod uwagę zbędnych, zbyt skomplikowanych szczegółów kształtu. Zarys zamodelowany został jako powierzchnia.



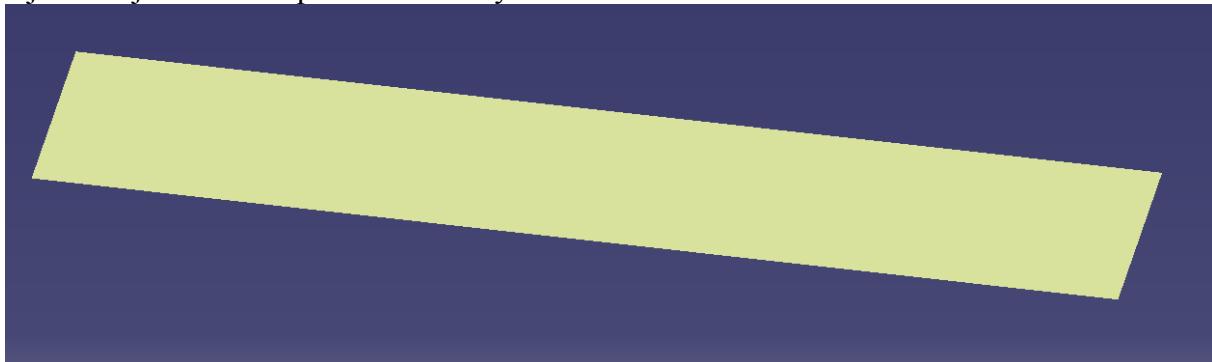
Rys. 7.12. Proces przygotowania modelu maski pojazdu

Przy modelowaniu pojazdu pod uwagę należy także wziąć elementy ramy pojazdu, które w efekcie kolizji będą pochłaniać energię - są to podłużnice pojazdu osobowego (7.13.).



Rys. 7.13. Podłużnice pojazdu osobowego

Podłużnice mają kształt kwadratowy [14] - 60x60 mm, wyciągnięte na długość 360mm. Ich model przygotowano w Catii. Przygotowane zostały one jako powierzchnie. Zamodelowano również płytę która bezpośrednio zgniaatać będzie podłużnice, symulować ona będzie masę pojazdu zgniatającą profil cienkościenny w momencie zderzenia. Jej wymiary to 1300x300 mm (rys. 7.14.). Jej model jest również powierzchniowy.

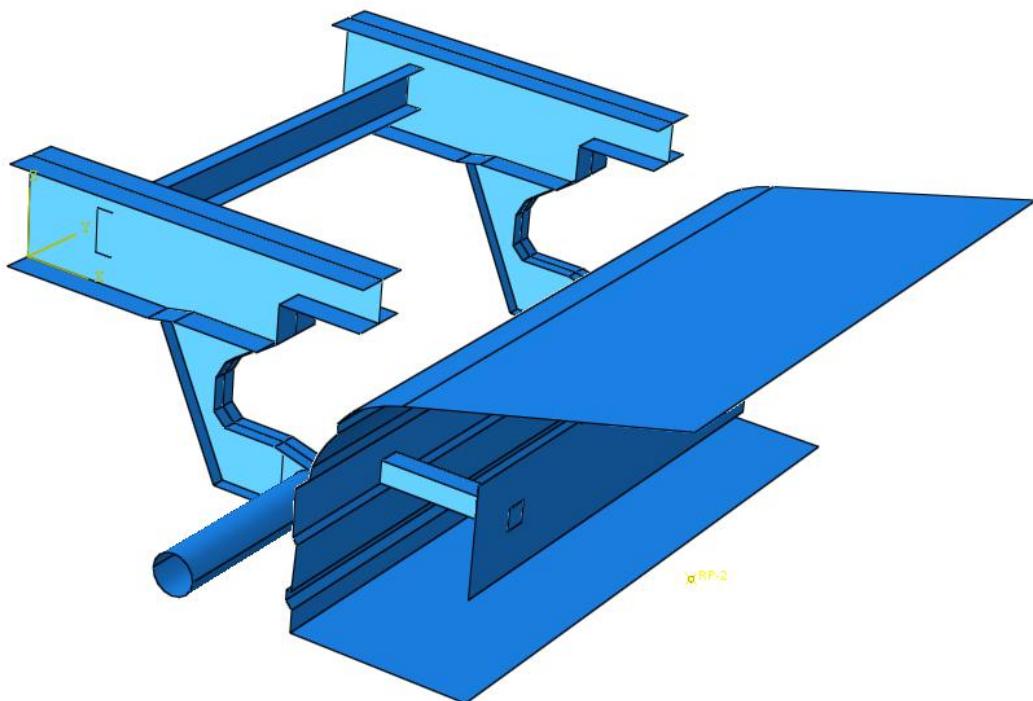


Rys. 7.14. Płyta zgniatająca podłużnice

8. PRZYGOTOWANIE SYMULACJI W PROGRAMIE ABAQUS

W trakcie symulacji skorzystano z modułu Abaqus-Explicit, służącego do obliczeń dynamicznych.

Po przygotowaniu wszystkich modeli geometrycznych należało przenieść je wszystkie do programu Abaqus CAE 6.13 w celu przeprowadzenia symulacji zderzenia pojazdu osobowego z mechanizmem przeciw najazdowym (korzystając z modułu Part w programie Abaqus). Pierwszym krokiem jest ich odpowiednie ustawienie względem siebie - zarys pojazdu znajduje się w niewielkiej odległości zderzaka, na odpowiedniej wysokości (definiowane w module Assembly, rys. 8.1.). Najpierw rozpatrywany będzie przypadek centralnego uderzenia pojazdu osobowego w belkę przeciw najazdową.



Rys. 8.1. Model obliczeniowy - kształt belki kołowy

Łącznie przygotowano 3 modele obliczeniowe, każdy dla innego kształtu belki przeciw najazdowej.

W każdym z tych modeli mechanizmy przeciw najazdowe oraz podłużnice są elementami deformowalnymi (odkształcalnymi), a zarys pojazdu wraz z płytą zostały ustawione jako ciała sztywne - nieodkształcalne.

W dalszej części pokazano kolejne kroki postępowania potrzebne do symulacji zderzenia. Są one podobne dla wszystkich 3 przypadków.

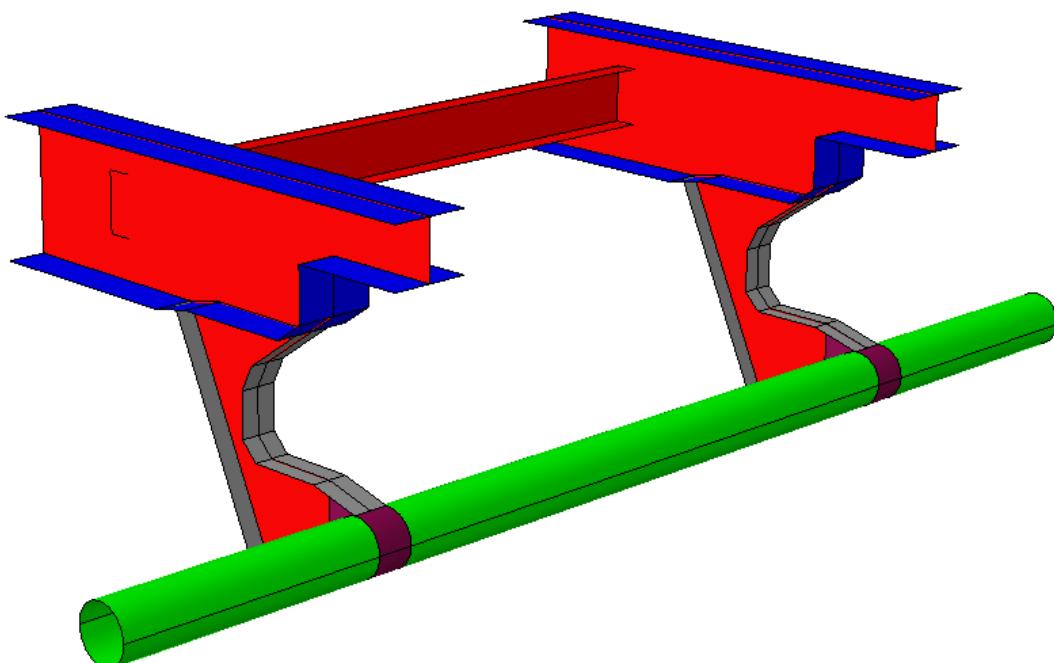
8.1. DOBÓR MATERIAŁU

Właściwości materiału i ich grubości definiowane są w module Property. Na materiał dla modelu belki wybrano stal S500. Jest to stal stopowa o podwyższonej wytrzymałości, spawalna. Jej właściwości mechaniczne wg PN-90/B-03200 [18] przedstawione zostały w tabeli 8.1.

Oznaczenie stali	Grubość średnia		R_e	R_m		$A_{5\min}$
	mm		MPa	MPa	MPa	%
	od	do	min	od	do	-
S500	3	-	500	550	700	14

Tabela 8.1. Właściwości mechaniczne stali S500 [18]

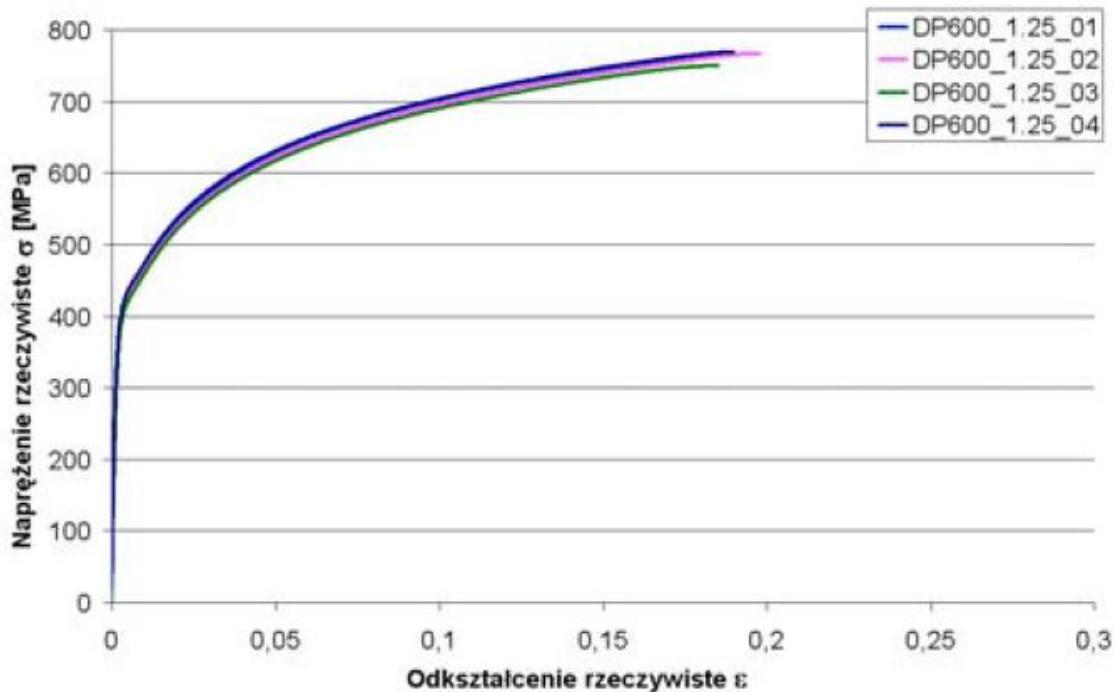
Następnie, po przygotowaniu materiału nadano modelowi odpowiednie grubości:



Rys. 8.2. sekcje grubości przypisane do modelu zderzaka

- kolor zielony - belka - 3mm
- kolor czerwony - śródnik i ceownik łączący podłużnice - 5mm
- kolor niebieski - półki podłużnic pojazdu ciężarowego - 10mm
- kolor szary - półki mocowania belki - 6mm
- kolor fioletowy - mocowanie belki do podłużnic - 12mm

Na materiał podłużnic pojazdu osobowego wybrano stal DP600 (dual phase steel) - jest to materiał stosowany na profile cienkościenne. Wartości wpisywane do programu Abaqus zostały odczytane z wykresu 8.1. Na box'y podłużnic naniesiono grubość 2mm. Ze względu na charakter wstawionych do programu zarysu oraz płyty - ciała niedeformowalne, naniesienie na nie grubości nie ma znaczenia. Tabela 8.2. przedstawia właściwości materiału DP600.



Wykres 8.1. Charakterystyki rzeczywiste DP600 dla grubości blachy 1,25mm [16]

Oznaczenie Stali	Grubość (średnia)	R_e	R_m		$A_{5\min}$
	mm	MPa	MPa		%
	-	min	od	do	-
DP600	1,25	410	750	780	19

Tabela 8.2. właściwości mechaniczne DP600

Dla obu materiałów dodano również następujące właściwości liczbowe:

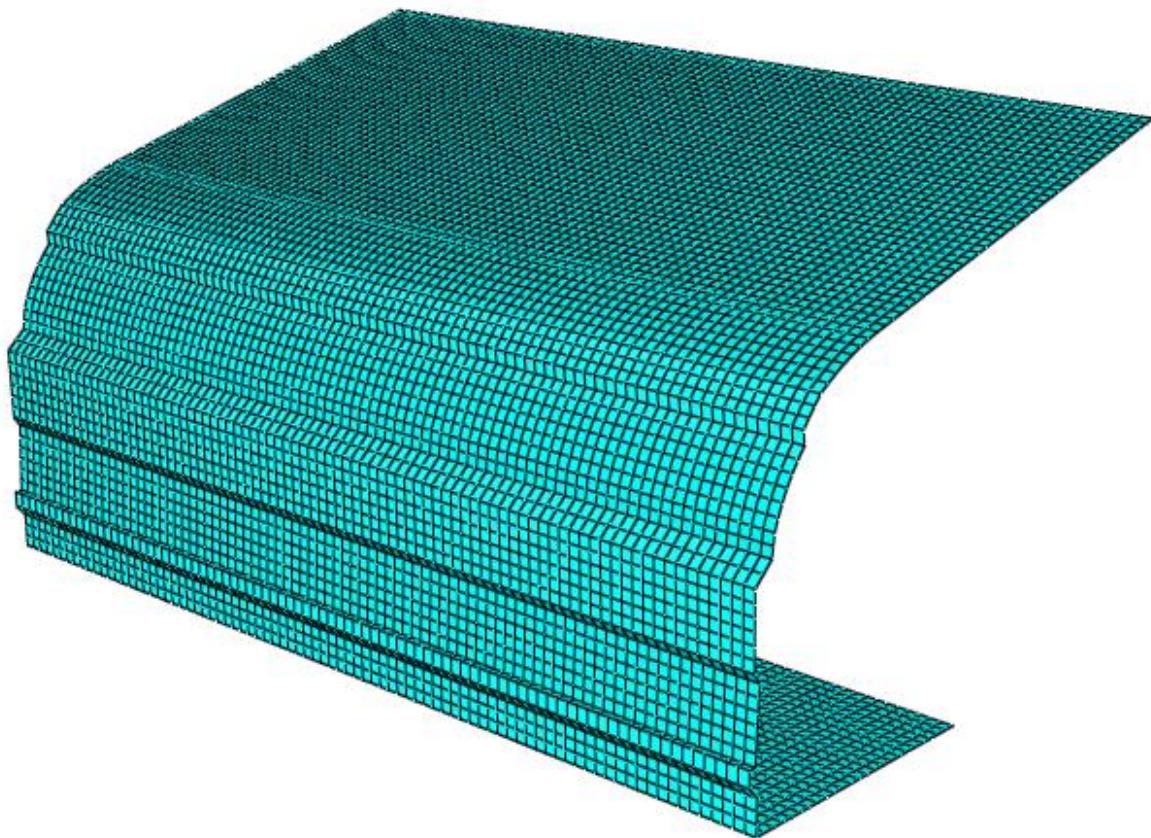
- moduł Younga $E=2,1 \text{ GPa}$
- współczynnik Poissona $\nu=0,3$
- gęstość $7,9 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$

Jednostki tych współczynników wynikały z wcześniej założonych w modelu - tak aby uzyskane wyniki były w MPa.

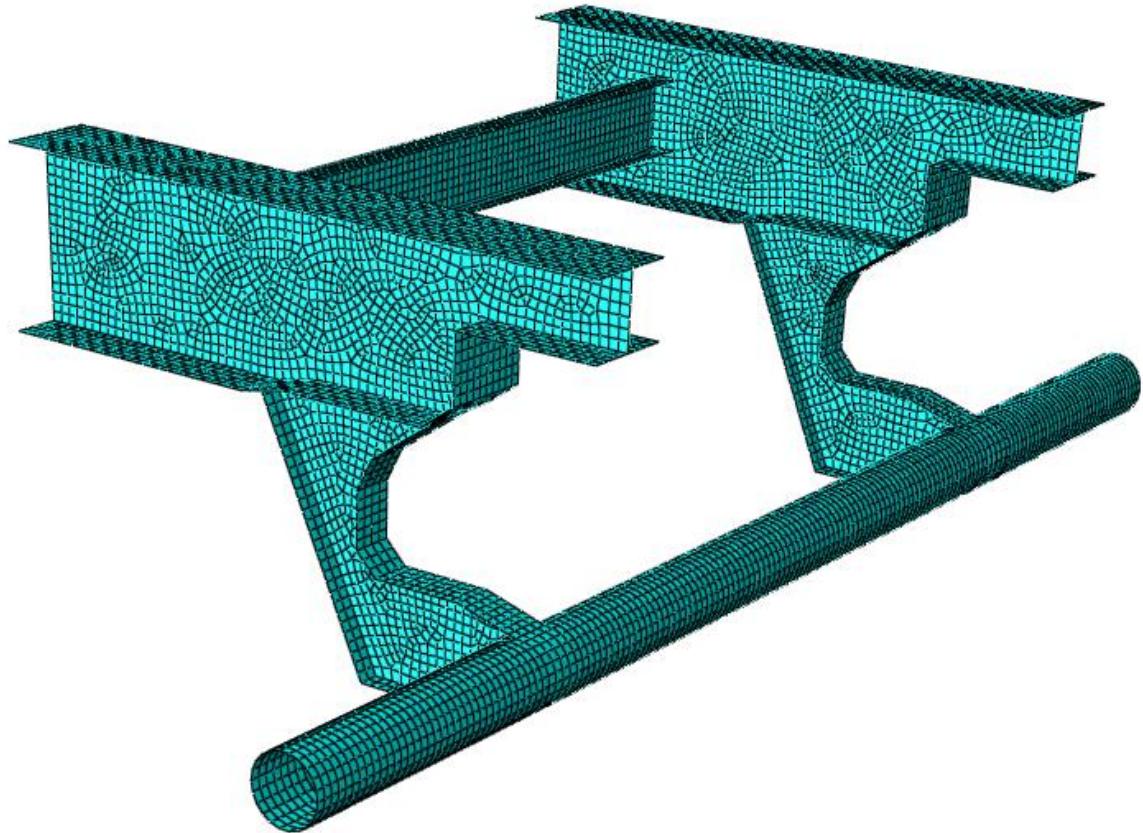
8.2. DYSKRETYZACJA MODELI

Po przypisaniu grubości należy także nałożyć siatkę na wszystkie zamodelowane elementy - korzystając z modułu Mesh. Rodzajem siatki przypisanym do wszystkich elementów jest siatka typu QUAD - 4 węzłowa. Taka siatka pozwoli na uzyskanie bardziej wiarygodnych wyników. Najpierw definujemy jej wielkość.

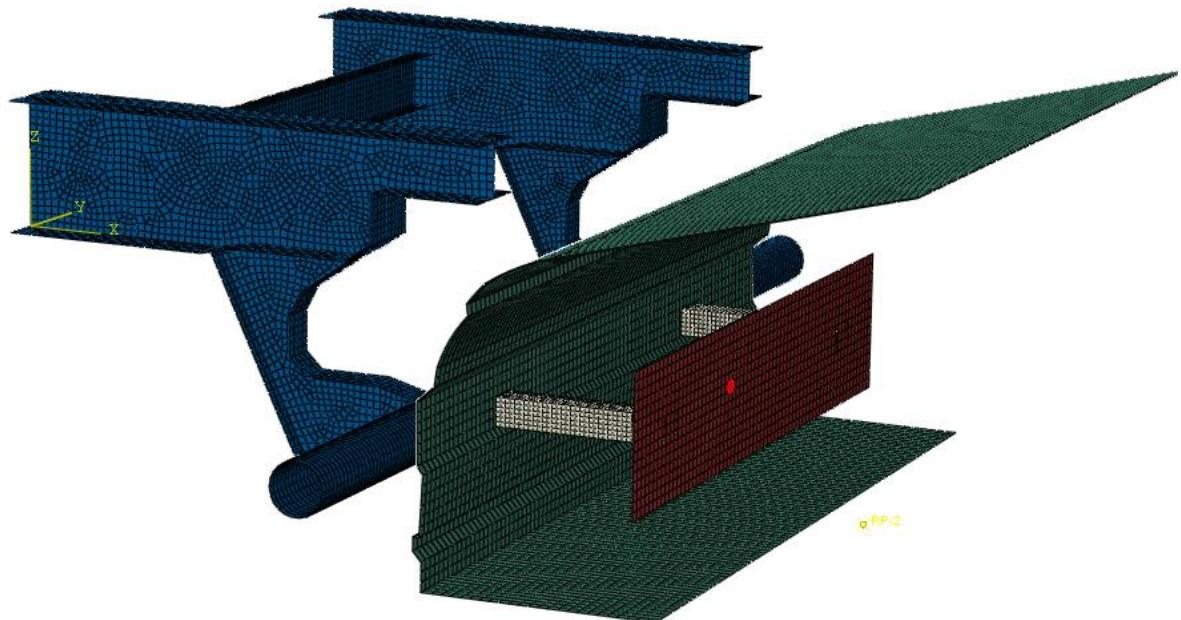
Do mechanizmu przeciw najazdowemu przypisana została siatka o rozmiarze 15 mm, do crash boxów 10 mm a do zarysu i płyty siatka 20 mm. Następnie można przystąpić do dyskretyzacji (rys. 8.3., 8.4. oraz 8.5.).



Rys. 8.3. Model dyskretny zarysu pojazdu po nałożeniu siatki



Rys. 8.4. Model dyskretny zderzaka po nałożeniu siatki



Rys. 8.5. Modele dyskretne po nałożeniu siatki

Następnie należy zdefiniować długość trwania obliczeń - definiowana w module Step. Oprócz kroku podstawowego - początkowego, przypisanego standardowo do wszystkich obliczeń, dodano krok o długości czasowej 0,1 s. Korzystając z wielu źródeł internetowych można stwierdzić, że czas bezpośredniego kontaktu 2 ciał w trakcie zderzenia jest bardzo krótki, trwa ułamki sekundy, stąd dobrany czas trwania symulacji - został on oczywiście zoptymalizowany w trakcie wielu prób wykonania poprawnych obliczeń.

Następnie w module Interaction należy zdefiniować kontakty wstępujące między wszystkimi elementami występującymi w symulacji. Globalnie należy zdefiniować współczynnik tarcia między stykającymi się ciałami. Taki współczynnik wynosił 0,6.

W module Interaction definiowana jest również masa przypisana do konkretnego punktu - w tym przypadku przypisana będzie do środka ciężkości pojazdu osobowego. Wyznaczenie takiego punktu jest dość trudne bo producent nie udziela publicznie takich informacji. Środek ciężkości należy wyznaczyć w 3 osiach układu współrzędnych. Uznano że w poprzek auta środek ciężkości (w optymalnej sytuacji) znajduje się idealnie po środku, co oznacza że nacisk na lewe i prawe koła będzie taki sam. Usytuowanie środka ciężkości w zależności od wysokości pojazdu jest najtrudniejszym zadaniem. Uznano że znajduje się on nieco powyżej siedziska foteli. W osi wzdłużnej wykorzystano fakt że w trakcie okresowych badań hamulców mierzony jest zawsze nacisk na przednią i tylną oś pojazdu - dokument ten pochodzi ze źródeł własnych.



PROTOKOL BADANIA

STL7060 PL

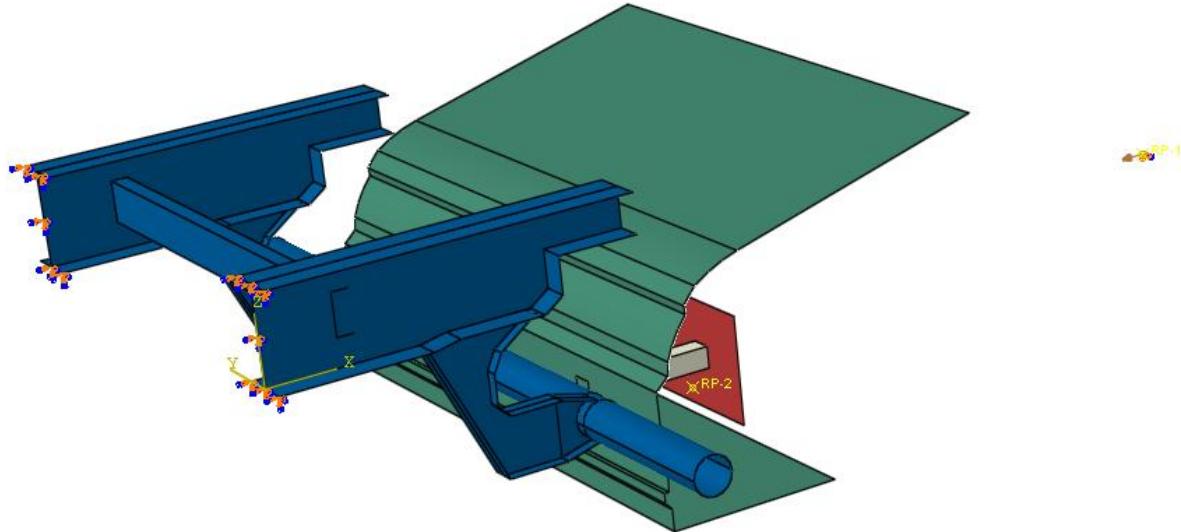
Nr fabr: --!Nr cert: --!Wersja: ZR6.6dDS6.6dPS6.6dPC6.5

Kontroler:		Auto: Astry	
		Nr rej/ Data pierw.rej:	
		Stan licznika:	
		Data, Czas:	
		17.06.2015	
SAMOCHÓD OSOBOWY		OS PRZEDNIA	
POBLIZG BOCZNY		- 5,0 mm/m	
ZAWIESZENIE		LEWA	PRAWA
Przyczepność do podłoga		59 %	59 %
Częstotliwość rezonansowa		16 Hz	14 Hz
Różnica przyczepności		0 %	8 %
Masa		975 kg	680 kg
Masa rzeczywista pojazdu		1655 kg	
HAMULEC ROBOCY		LEWA	PRAWA
Oporы toczenia		140 N	150 N
Sila hamowania		1870 N	2200 N
Różnica sil hamowania		15 %	3 %
Dopuszczalna masa całkowita		1655 kg	
Całk. wskaźnik skutecz. hamow.		42 %	
HAMULEC POSTOJOWY		LEWA	PRAWA
Oporы toczenia		90 N	90 N
Sila hamowania		1330 N	1320 N
Dopuszczalna masa całkowita		1655 kg	
Wskaźnik skuteczności hamowania		16 %	
KRYTERIA OCENY ZAWIESZENIA		60 - 99 % bardzo dobrze	20 - 39 % dostatecznie
		40 - 59 % dobrze	0 - 19 % zle
OCENA KONCOWA HAMULCA ROB.		OS PRZEDNIA	
Różnica sil hamowania		✓	✓
Wskaźnik skuteczności hamowania		!!! < 50 % !!!	
OCENA KONCOWA HAMULCA POST.		LACZNIE	
Wskaźnik skuteczności hamowania		!!! < 25 % !!!	

Rys. 8.6. Wyniki okresowych badań hamulców dla Opla Astry H caravan

Masa całkowita pojazdu wynosi 1655 kg, nacisk na przednią oś to 980 kg, a na tylną 680 kg (rys. 8.6.). Z tych danych, oraz znając wymiary pojazdu można oszacować przybliżone położenie środka ciężkości wzdłuż pojazdu. Zatem obliczono, że wzdłuż pojazdu środek ciężkości znajduje się w odległości około 2200 mm od początku pojazdu. W ten sposób wstawiono punkt masowy do programu, zdefiniowany we wszystkich osiach (przypisana wartość - 1655 kg).

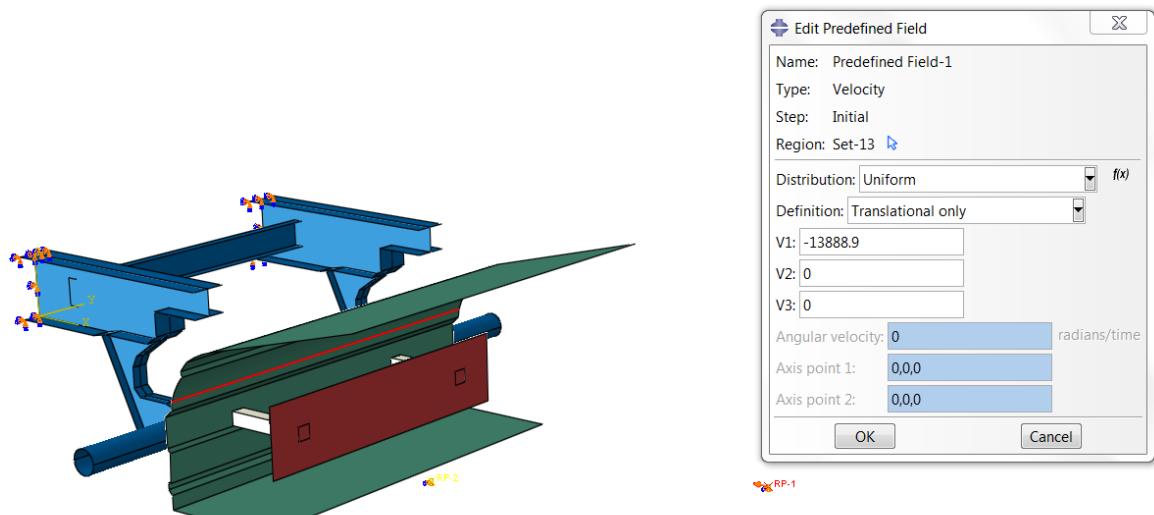
Miedzy tak utworzonym punktem a płytą zdefiniowano kontakt jako sztywny, podobnie miedzy kolejnym wybranym w przestrzeni punktem referencyjnym a modelem zarysu. Zdefiniowano również wiązania miedzy płytą a crash boxami oraz zarysem i crash boxami. Następnie w module Load przystąpiono do definicji utwierdzeń i obciążeń przypisanych do modelu. Utwierdzenia mechanizmu przeciw najazdowemu obejmują krawędzie podłużnice pojazdu ciężarowego. Zostały zablokowane translacje i rotacje we wszystkich 3 dostępnych osiach (zabrano wszystkie 6 stopni swobody). Utwierdzenia dotyczące zarysu i elementów z nim połączonych zredukowano do 2 punktów referencyjnych utworzonych wcześniej - środka ciężkości i punktu odpowiadającemu zarysowi. Zgodnie z rzeczywistością gdy pojazd wjeżdża w zderzak przemieszcza się on jedynie w osi wzdluznej, z odchyleniami od niej występującymi już bezpośrednio po uderzeniu. Oprócz osi X - wzdluznej, reszta stopni swobody została odebrana, tak aby skupić się na bezpośrednim uderzeniu zarysu w belkę (odebrano 5 stopni swobody - 2 translacje Y, Z oraz wszystkie 3 rotacje, rys 8.7.).



Rys 8.7. Definicja utwierdzeń mechanizmu przeciw najazdowemu i zarysu

Do modelu załączono również obciążenie - definiowane w tym wypadku jako prędkość występująca tylko jako wejściowa (przyłożenie prędkości w kroku początkowym initial), tzn. po jej przyłożeniu auto nie przyspiesza, tylko zatrzymuje się na ewentualnych przeszkodach. Prędkość wejściowa ustawiona została na 50 km/h (rys. 8.8.).

W przypadku programu Abaqus wszystkie jednostki wprowadzane do programu definiowane są przez użytkownika, zatem przyłożona prędkość definiowana jest w tym wypadku w mm/s. Prędkość, podobnie jak masa jest przyłożona do środka ciężkości pojazdu osobowego, i obejmuje ona jedynie oś X - wzdluzna pojazdu.



Rys. 8.8. Definicja przyłożonej do środka ciężkości prędkości

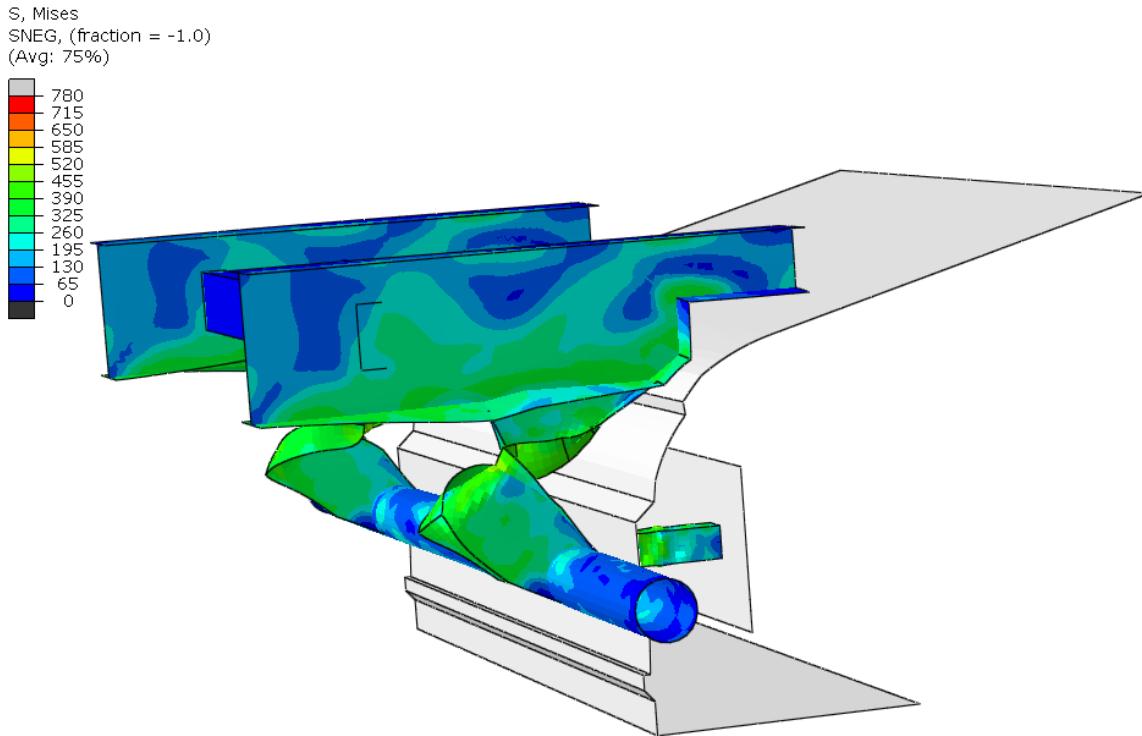
Dla tak przygotowanych modeli można było rozpocząć obliczenia.

9. OBLICZENIA [19]

W obliczeniach wykorzystywana jest metoda elementów skończonych. Jest metodą pozwalającą na rozwiązywanie zagadnień brzegowo - początkowych mechaniki, co wymaga budowy tzw. modelu obliczeniowego. Polega na podziale zamodelowanej geometrii w systemie komputerowym wspomagania prac projektowych (CAD) na skończone elementy, dla których rozwiązanie jest przybliżane przez określone funkcje, i przeprowadzaniu obliczeń tylko dla węzłów tego podziału. Koncepcja MES zakłada, że każdą wielkość (odkształcenie, przemieszczenie, naprężenie) która jest opisana pewną funkcją ciągłą w zadany obszarze przybliża się modelem dyskretnym. Złożony jest on ze zbioru funkcji ciągłych w skończonej liczbie podobszarów, zwanych elementami, na jakie podzielono rozpatrywany obszar. Poszczególne funkcje ciągłe z podobszarów definiowane są przez wartości funkcji pierwotnej w skończonej liczbie punktów z wnętrza rozważanego obszaru, zwanych węzłami. Budowa układu równań różniczkowych dla stopni swobody w węzłach przebiega po elementach. Niezbędnym warunkiem otrzymania żądanej dokładności jest przyjęcie funkcji kształtu która dokładnie odwzoruje rzeczywiste wielkości fizyczne w elemencie. Przy spełnieniu tego warunku i coraz gęstszym podziale tego obszaru na elementy otrzymane wartości wyników mogą zbliżać się do rozwiązania dokładnego, czyli najbliższego wartościom rzeczywistym. Pozwala to na określenie czy dana konstrukcja jest w stanie przenieść zadane obciążenia.

9.1. POCZĄTKOWE OBLICZENIA

Cały proces poprawnie wykonanych obliczeń (z prawidłowymi parametrami) poprzedziły symulacje z użyciem materiału S355. Z uzyskanych wyników wywnioskowano że materiał ten jest zbyt słaby do przeniesienia sił powstających w wyniku kolizji z pojazdem osobowym. Został on zamieniony na S500.

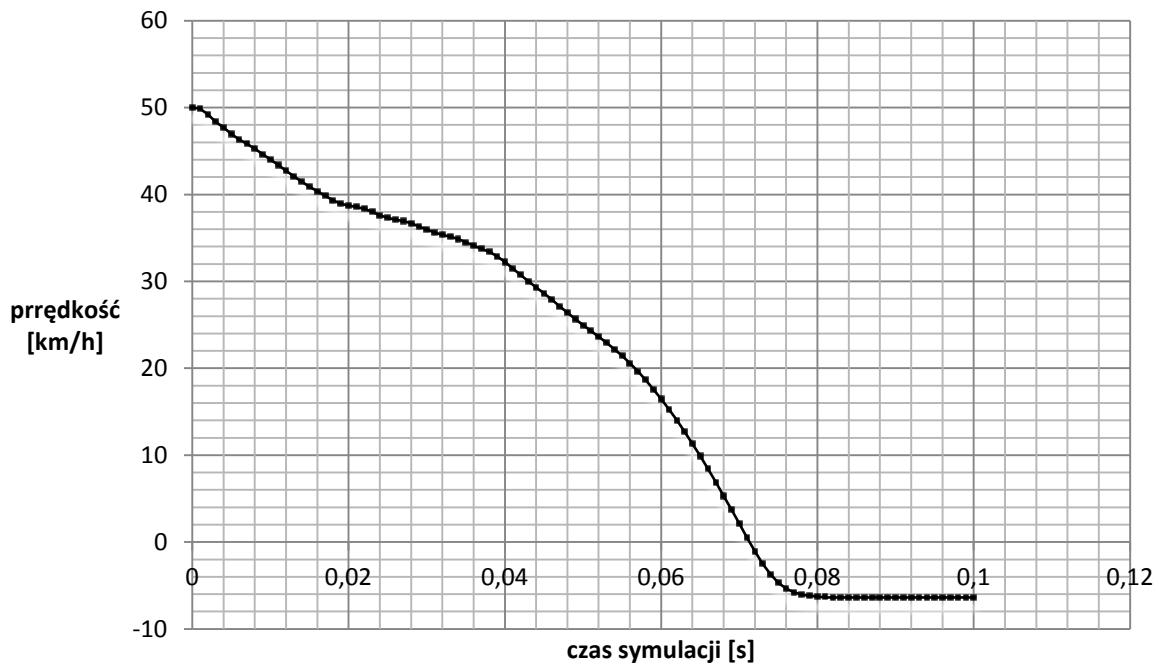


Rys. 9.1. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa - widok kolizji

Na rysunku 9.1. widać mechanizm przeciw najazdowy z belką o przekroju kołowym - pojazd wchodzi w kontakt z ramą naczepy po około 0,038 s z prędkością 34 km/h. Rysunek 9.2. przedstawia wykres prędkości pojazdu w zależności od czasu (dane z punktu środka ciężkości pojazdu osobowego).

Symulacje przeprowadzone z użyciem bardziej wytrzymałej stali S500 pozwalają na uzyskanie dużo lepszych wyników, a co za tym idzie bezpieczniejszej konstrukcji.

Prędkość środka ciężkości



Rys. 9.2. Wykres zależności prędkości pojazdu od czasu symulacji

9.2. WYNIKI DLA OKRĄGŁEGO PRZEKROJU BELKI

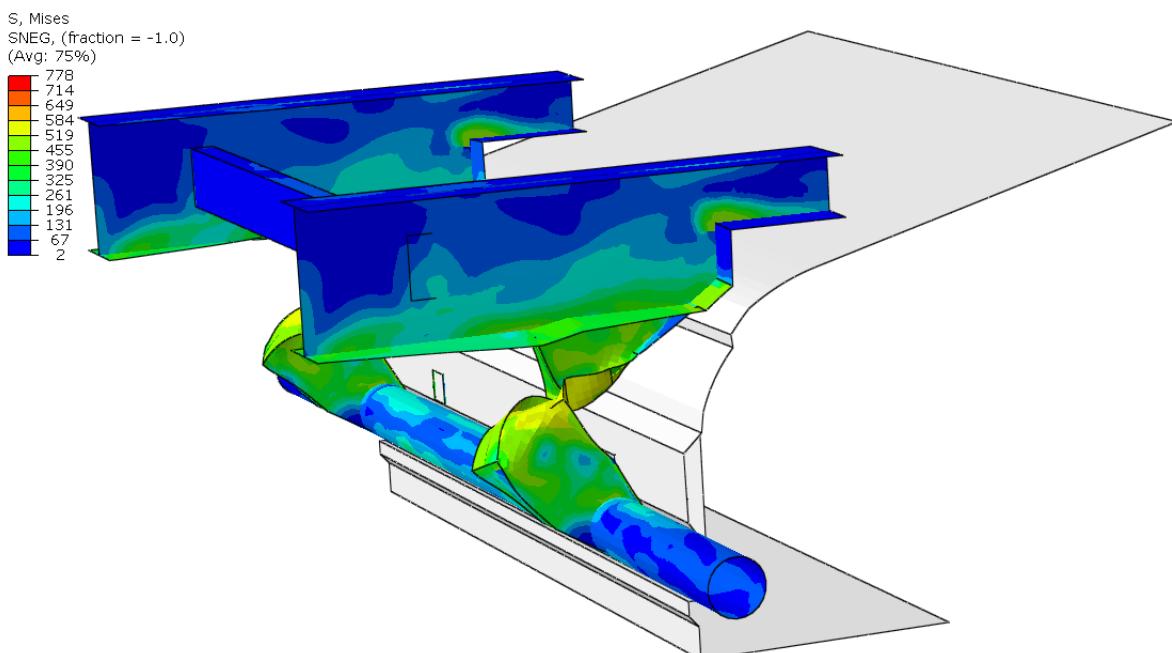
Aby sprawdzić poprawność obliczeń sprawdzono energię kinetyczną przygotowanego modelu. Jednostki wpisywane do programu dla masy to tony, prędkości mm/s.

$$E_k = m \frac{V^2}{2} = 1,655 \times \frac{13888,9^2}{2} = 1,59 \times 10^8 \left[t \times \frac{mm^2}{s^2} \right] = 1,59 \times 10^5 [J]$$

Step	Increment	Total Time	CPU Time	Step Time	Stable Time Inc	Kinetic Energy	Total Energy
1	1217	0.00100031	14	0.00100031	8.21949e-07	1.59237e+08	1.59622e+08
1	2434	0.00200056	26.8	0.00200056	8.21959e-07	1.57477e+08	1.59622e+08
1	3651	0.00300079	39.2	0.00300079	8.21749e-07	1.55925e+08	1.59622e+08
1	4867	0.00400003	52.2	0.00400003	8.21862e-07	1.53736e+08	1.59623e+08
1	6084	0.00500027	66.1	0.00500027	8.21998e-07	1.51612e+08	1.59622e+08
1	7301	0.00600051	79.4	0.00600051	8.21912e-07	1.49277e+08	1.59623e+08

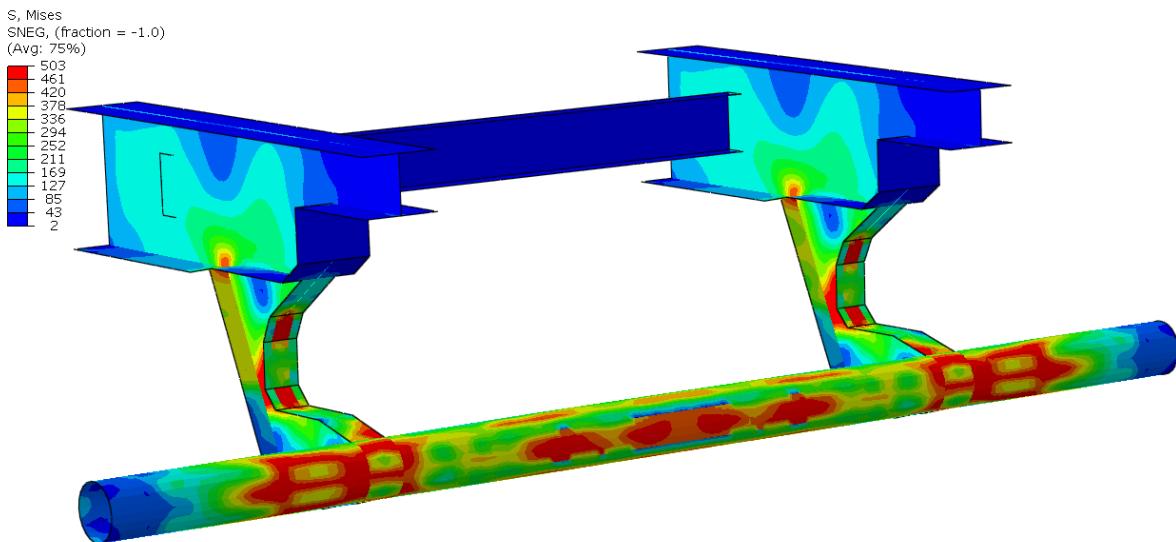
Rys. 9.3. Sprawdzenie energii kinetycznej obliczeń

Z rysunku 9.3. widać że w pierwszym kroku obliczeniowym program oblicza energię kinetyczną poprawnie. W miarę upływu czasu zarys pojazdu uderza w belkę i energia kinetyczna zaczyna spadać.

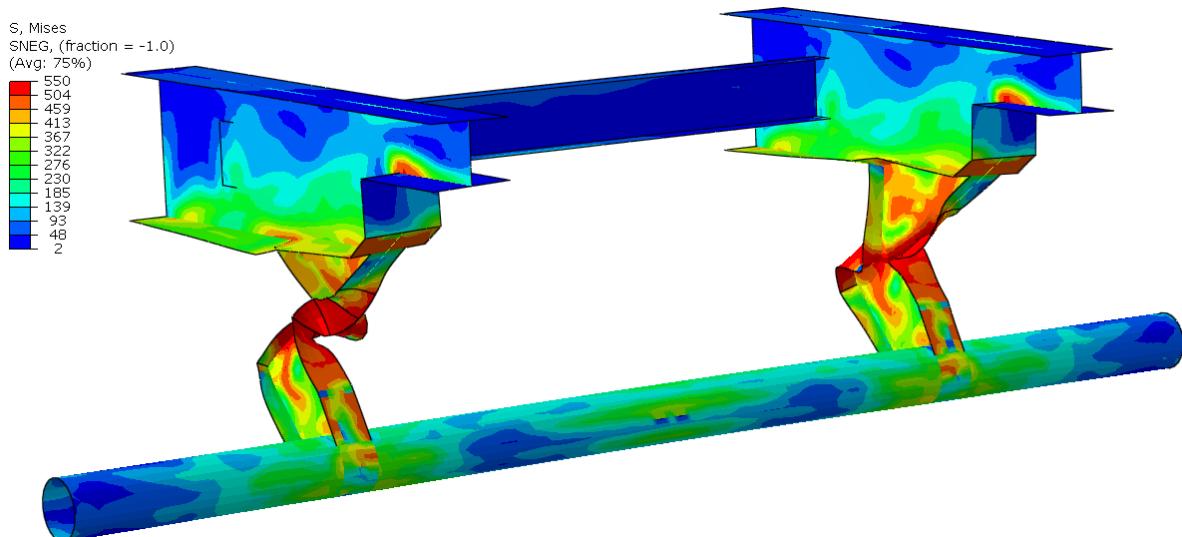


Rys. 9.4. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa - widok kolizji

Zarys pojazdu po uderzeniu powoduje deformację belki przeciw najazdowej, aż do momentu w którym się zatrzymuje. Na rys. 9.4. wyświetlono wszystkie elementy symulacji - model zderzaka, podłużnice pojazdu osobowego a także podłużnice i płytę łączącą. Jak wspomniano wcześniej zarys pojazdu oraz płyta łącząca podłużnice zostały zaimportowane do programu jako rigid body (ciała sztywne) wobec czego nie odkształcają się w miarę upływu czasu symulacji, aczkolwiek w rzeczywistości maska auta ulega zniszczeniu. W procesie obliczeń przyjęto jednak że jej odkształcenie nie będzie miało znaczącego wpływu na odkształcenie występujące w mechanizmie przeciw najazdowym (oraz wynikowo naprężenia).



Rys. 9.5. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym w momencie uderzenia zarysu

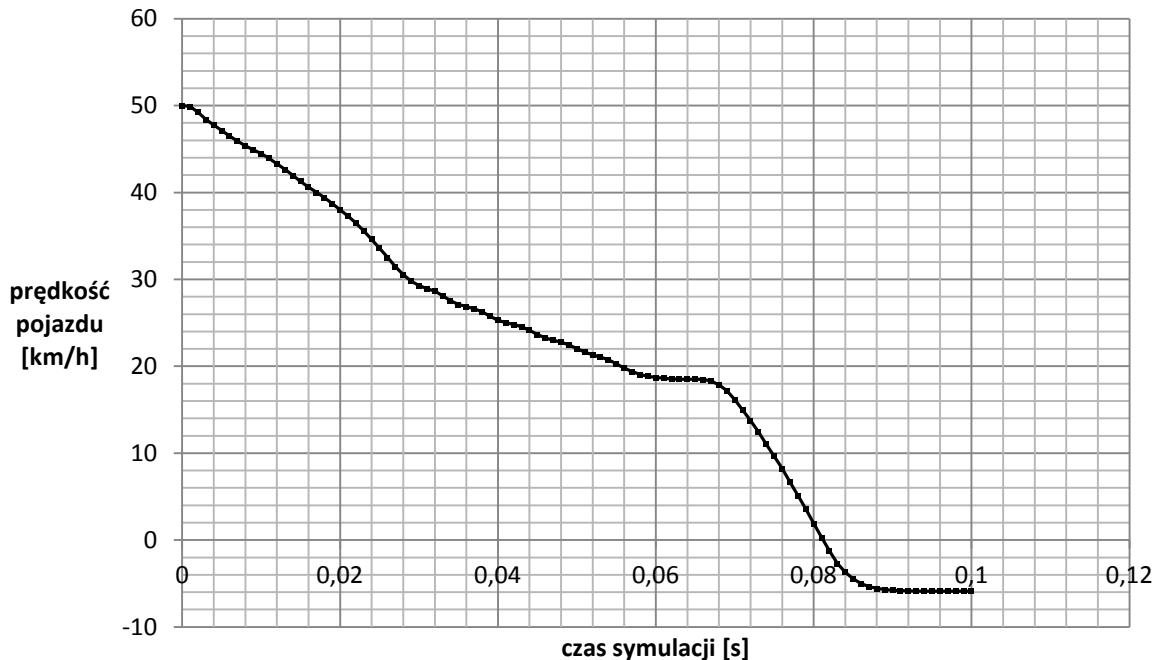


Rys. 9.6. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym po zatrzymaniu się zarysu

Na rysunkach 9.5. oraz 9.6. widać że mechanizm ulega zniszczeniu (przekroczeniu granicy wytrzymałości na rozciąganie R_m dla S500) na mocowaniu belki do podłużnic naczepy. W samym momencie uderzenia największe naprężenia pojawiają się na belce i mocowaniu. Na samych podłużnicach naczepy naprężenia dochodzą do około 500 MPa, co oznacza że granica plastyczności dla materiału S500 została przekroczona - rama naczepy ulega odkształceniu, lecz nie zostaje zniszczona. Jest to bardzo ważne gdyż ewentualnie przewożony ładunek jest bezpieczny oraz nie zagraża uczestnikom kolizji. Podłużnice pojazdu osobowego ulegają zgniotowi skutecznie absorbując energię uderzenia.

Na podstawie przeprowadzonej symulacji przygotowano następujące wykresy:

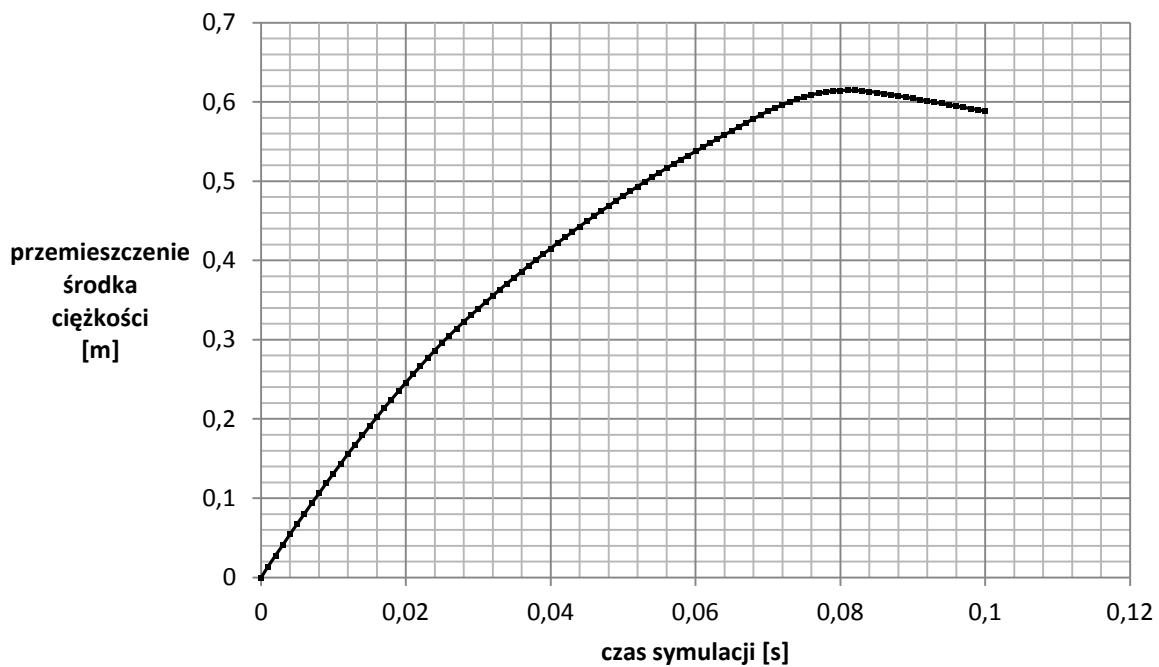
Prędkość pojazdu



Rys. 9.7. Wykres zależności prędkości pojazdu od czasu symulacji

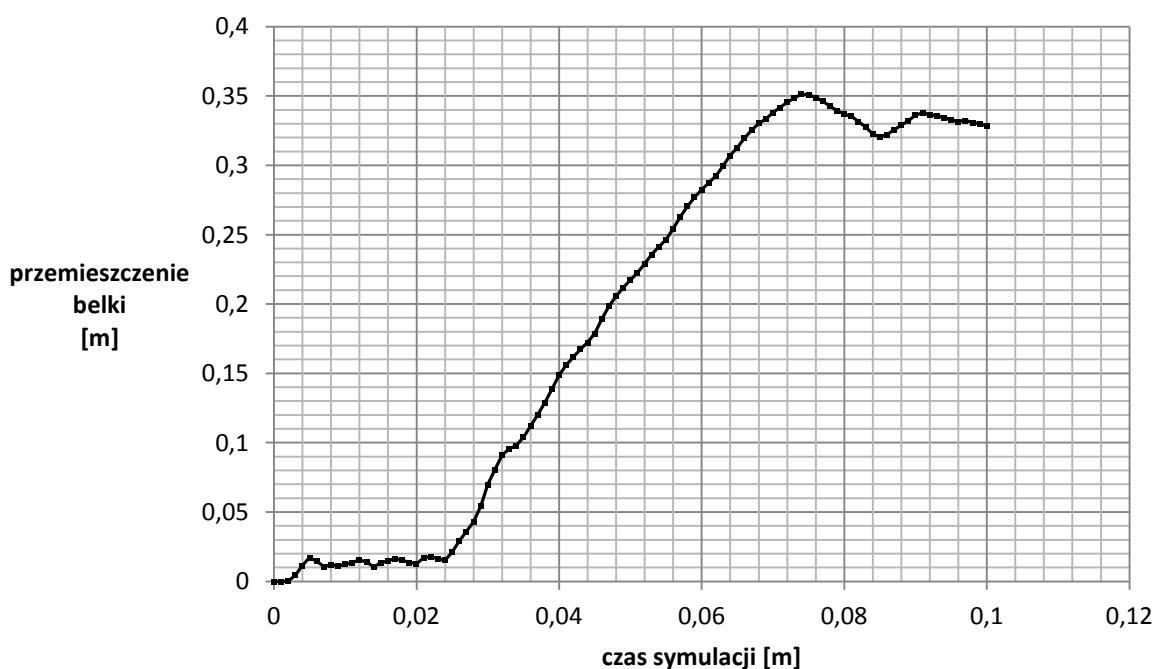
Na wykresie 9.7. zebrano dane z punktu środka ciężkości dotyczące jego prędkości w osi X - kierunku wzdłużnym pojazdu. Z prędkości początkowej 50 km/h po zderzeniu z mechanizmem przeciw najazdowym pojazd zatrzymuje się po upływie 0,081 s. Widać również wyplaszczenie wykresu po około 0,67s. Jest to związane z końcem działania belki przeciw najazdowej - pojazd z prędkością około 18 km/h uderza w podłużnice naczepy (moment ten widoczny jest na rysunkach 9.4. oraz 9.6.). Na rys. 9.8. widać przemieszczenie środka ciężkości po osi X oraz na rys. 9.9. pokazano przemieszczenie dowolnie obranego punktu na belce przeciw najazdowej - w tym wypadku wybrano skrajny punkt belki. Na rys. 9.10. widać energię kinetyczną pojazdu w czasie trwania całej symulacji.

Przemieszczenie środka ciężkości

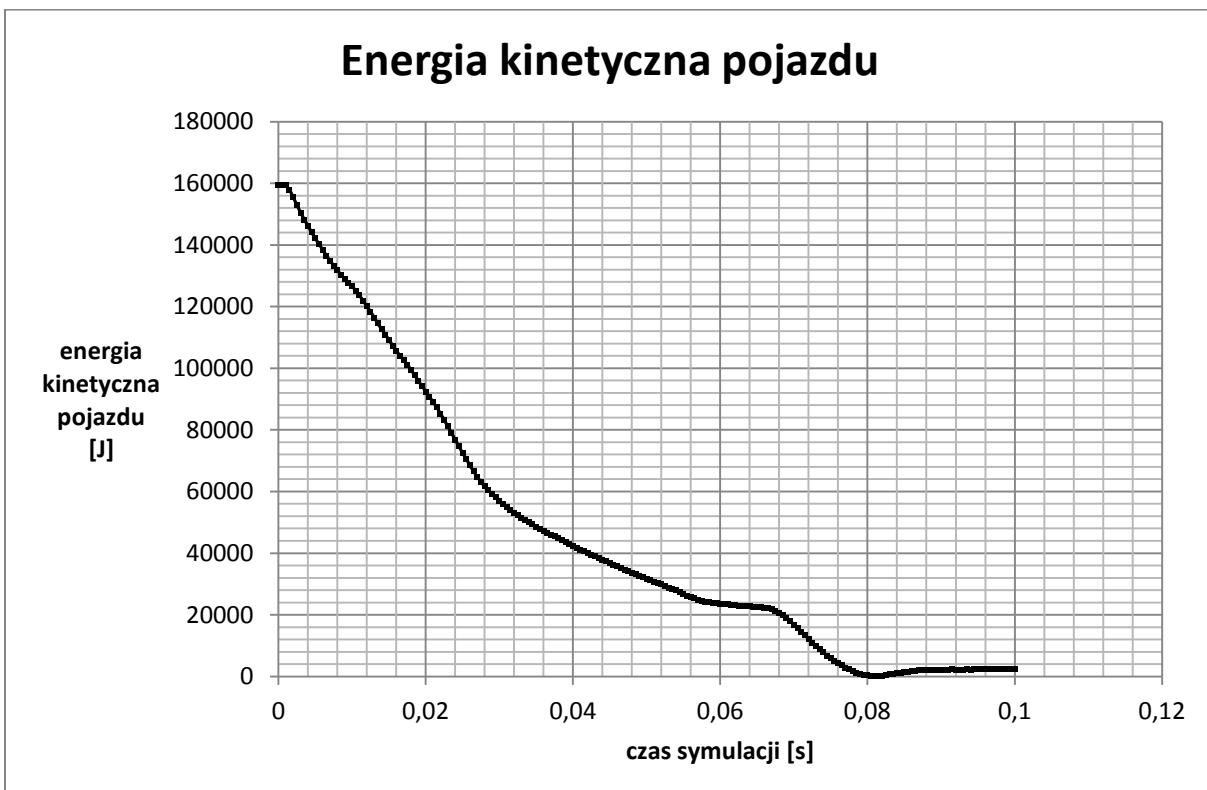


Rys. 9.8. Wykres zależności przemieszczenia środka ciężkości od czasu symulacji

Przemieszczenie belki



Rys. 9.9. Wykres przemieszczenia skrajnego punktu belki przeciw najazdowej od czasu symulacji



Rys 9.10. Wykres energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji

Z przeprowadzonej symulacji dostrzec można że po początkowym uderzeniu w mechanizm pojazd znacznie wyhamowuje na belce przeciw najazdowej, a ostatecznie zatrzymuje się na zejściu z teownika w podłużnicy ramy naczepy (widoczne na rys. 9.4.). Zejście to jest bardzo przydatne ponieważ gdyby podłużnica kończyła się na "ostro" - jak np. na ramie pokazanej na obliczeniach statycznych (rys. 4.5.) przebiłaby się ona z pewnością przez maskę i mogłaby zagrozić życiu i zdrowiu uczestników kolizji. Na wykresach prędkości oraz energii kinetycznej ten moment widoczny jest jako krótki przestój między ugięciem się belki a "dobiciem" pojazdu do podłużnicy naczepy - wtedy prędkość nie spada tak gwałtownie jak przedtem. Moment ten lepiej widoczny jest na wykresie energii gdzie prędkość jest w drugiej potędze (przestaje spadać, wypłaszczenie punktów wykresu) - odbywa się on około 0,067s.

Na rys. 9.8. przemieszczenie dotyczy dokładnie punktu środka ciężkości - zatem rzeczywiste przemieszczenie pewnego, dowolnie obranego punktu na belce przeciw najazdowej, po zatrzymaniu zarysu wynosi:

$$S_b = S_{scmax} - 0,36 + 0,1$$

gdzie:

S_b - przemieszczenie dowolnego punktu belki

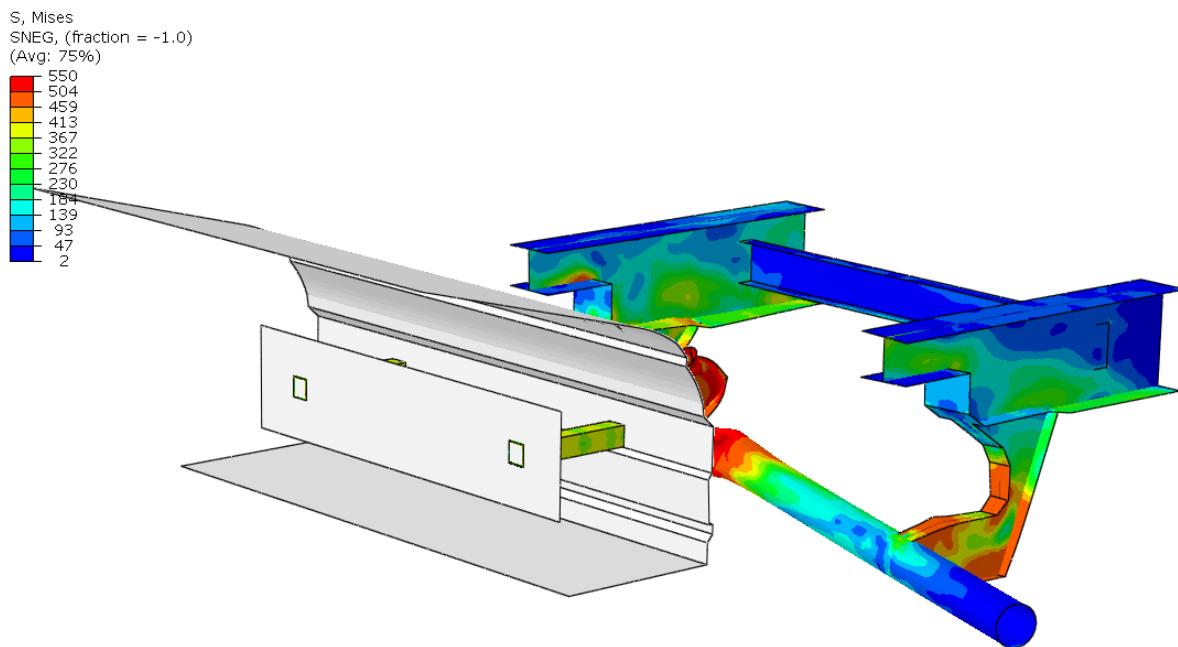
S_{scmax} - maksymalne przemieszczenie środka ciężkości

Wartości 0,36 i 0,1 wynikają z początkowo obranej długości podłużnic pojazdu osobowego (360 mm) oraz jej długości po zgniocie (100 mm). Zatem:

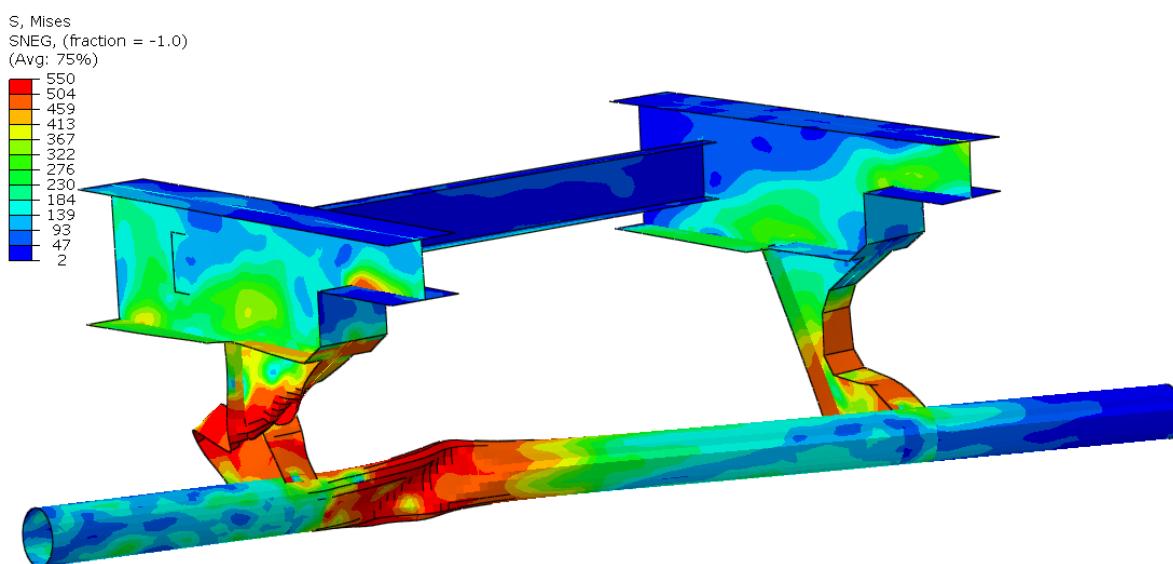
$$S_b = 0,614 - 0,36 + 0,1 = 0,354 \text{ [m]}$$

Belka przemieściła się o około 354 mm - co potwierdza rys. 9.9. - dla skrajnego punktu belki przeciw najazdowej.

Rozważono również przypadek niecentralnego wjazdu auta osobowego pod naczepę. Wyniki przedstawiono na rysunkach 9.11. oraz 9.12.



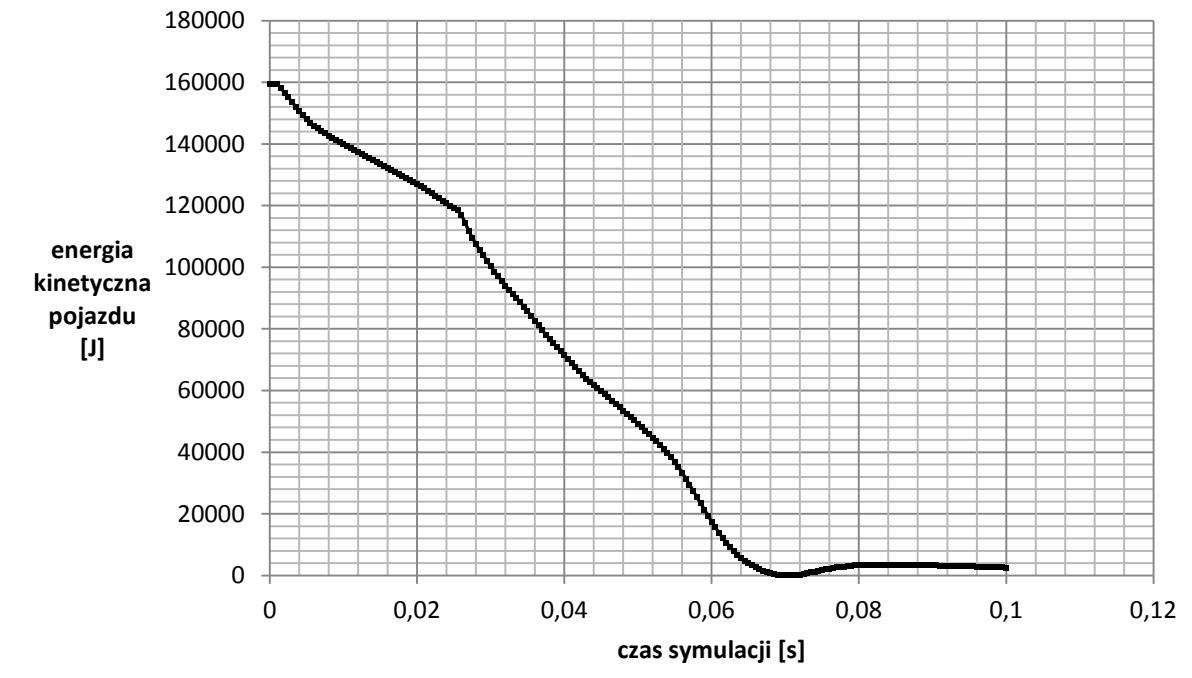
Rys. 9.11. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa przy niecentralnym zderzeniu - widok kolizji



Rys. 9.12. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym w momencie uderzenia w podłużnice naczepy - zderzenie niecentralne

Na rysunku 9.11. widoczny jest moment w którym pojazd uderza w ramę naczepy - jest to w około 0,026 s, a pojazd zwolnił do około 42 km/h. Takie zdarzenie jest bardzo niebezpieczne dla uczestników kolizji - widać również że podłużnice samochodu osobowego nie zdążyły się zgnieść do tego momentu, a absorpcja przez nie energii nastąpiła dopiero przy uderzeniu w podłużnice naczepy.

Energia kinetyczna pojazdu

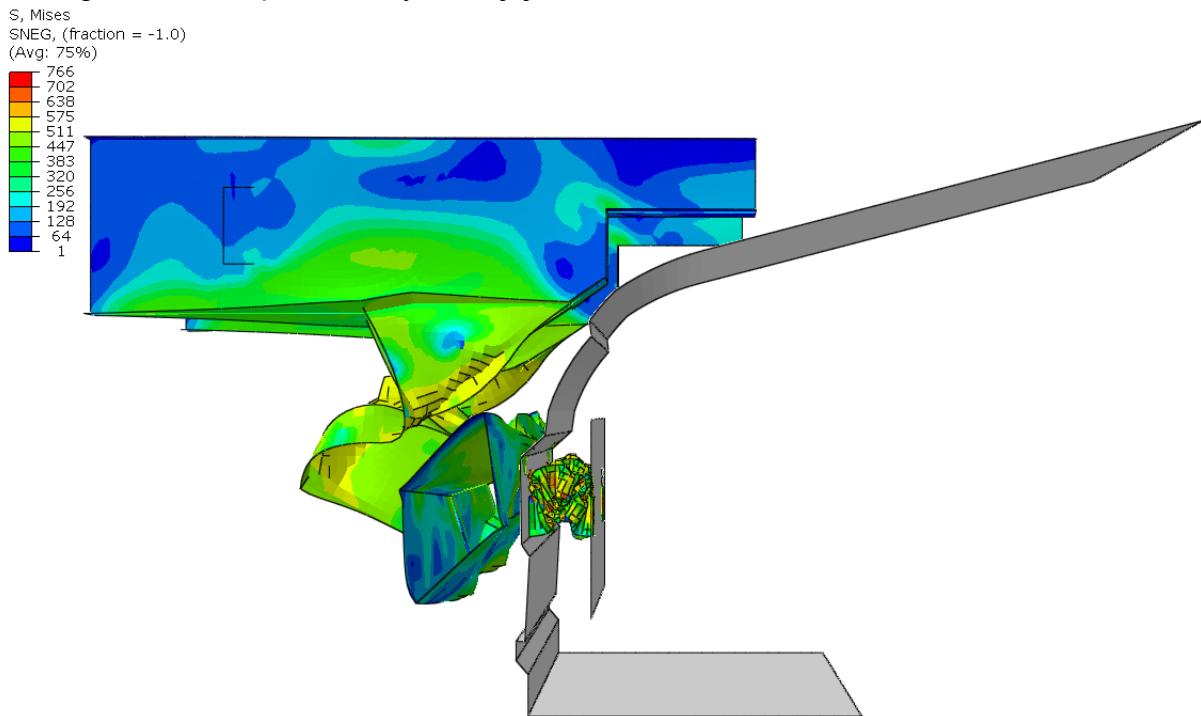


Rys. 9.13. Wykres energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji dla zderzenia niecentralnego

Minimalna energia kinetyczna uzyskana została dla 0,071 s symulacji (rys. 9.13.)- pojazd zatrzymuje się w mniej skuteczny sposób, co wydaje się być oczywiste - cała siła uderzenia opiera się na jednym z mocowań do ramy naczepy a nie dwóch jak w przypadku zderzenia centralnego.

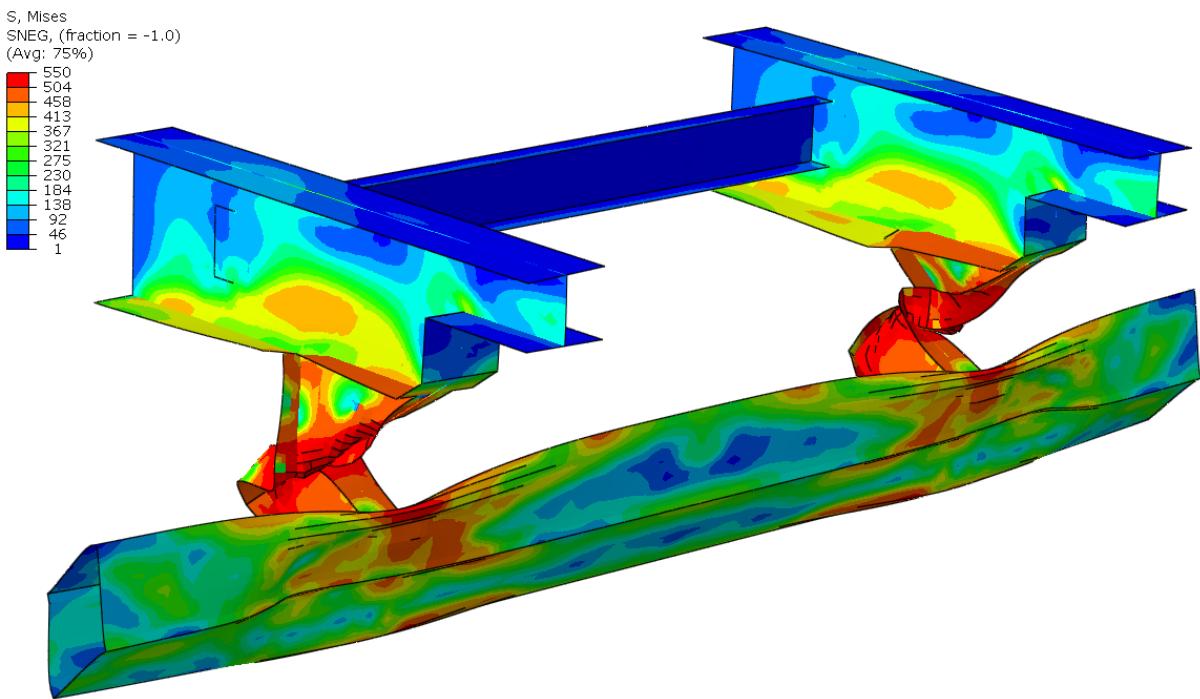
9.3. WYNIKI DLA KWADRATOWEGO PRZEKROJU BELKI

Najpierw rozpatrzone zostało centralne zderzenie. Rysunek 9.14. pokazuje naprężenia występujące dla wszystkich elementów - mechanizmu, zarysu, podłużnic oraz płyty, w momencie zatrzymania się pojazdu - po upływie 0,091s. Widok perspektywy pokazuje dokładnie że pojazd zatrzymał się przed kontaktem z ramą naczepy. Maksymalne naprężenia dotyczą podłużnic pojazdu osobowego - które poprawnie zabsorbowały energię uderzenia. Symulacja pokazuje że mechanizm przeciw najazdowy działa poprawnie w takim wypadku i chroni przed nieszcześciem wszystkich jej uczestników.

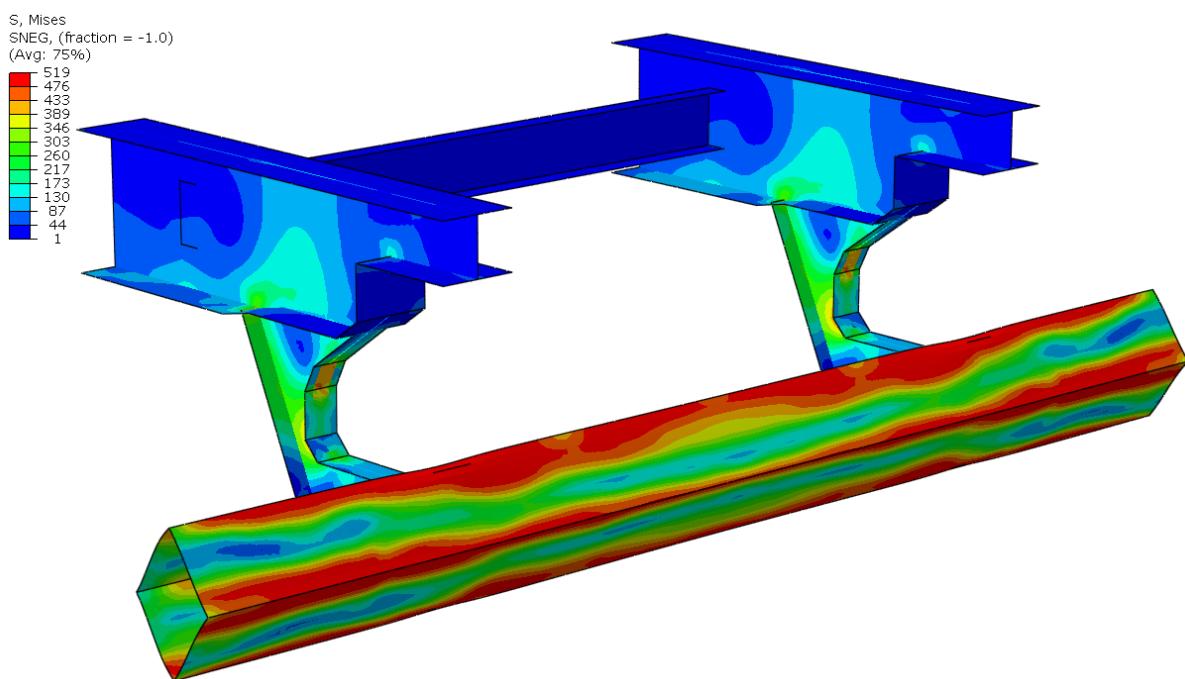


Rys. 9.14. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla złożenia - widok kolizji

Kolejny rysunek 9.15. przedstawia warstwice naprężen tylko na badanym zderzaku - również po zatrzymaniu się pojazdu - w 0,091 s symulacji. Widać że mechanizm jest zniszczony, granica wytrzymałości R_m została przekroczena.



Rys. 9.15. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym przy zatrzymaniu zarysu



Rys. 9.16. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym w chwili uderzenia pojazdu

Na rysunku 9.16. widać warstwice naprężen w momencie uderzenia na zderzaku. Widać z nich że elementami narażonymi na zniszczenie na samym początku kontaktu są belka oraz samo mocowanie do ramy naczepy.

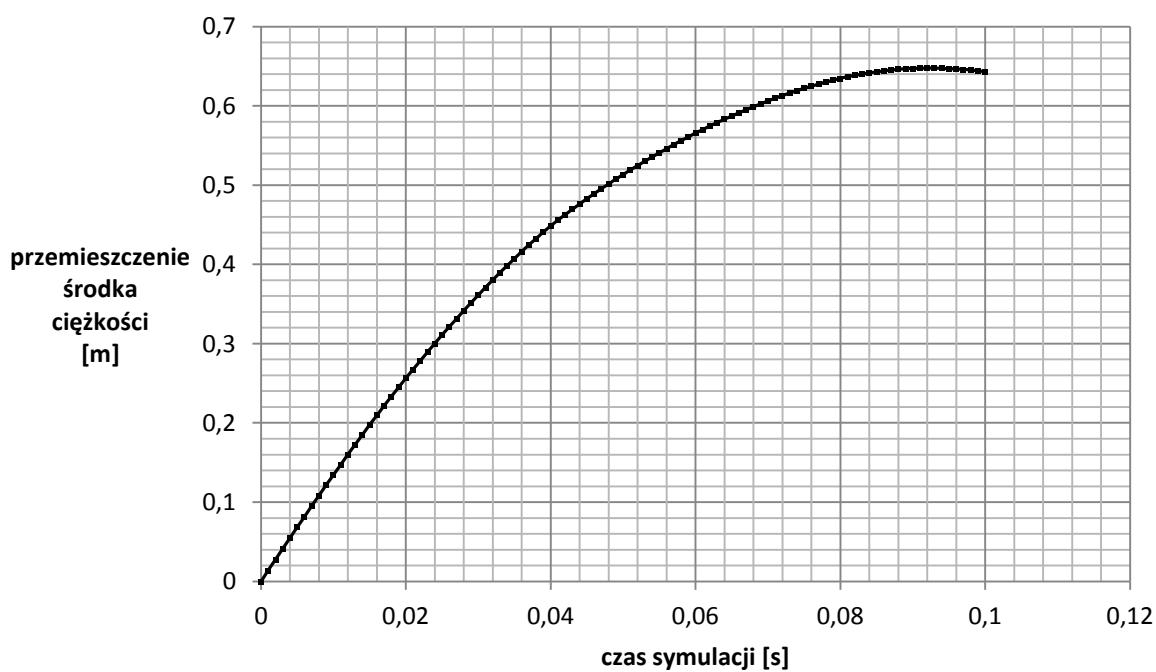
Z uzyskanych wyników przygotowano wykresy.

Prędkość środka ciężkości

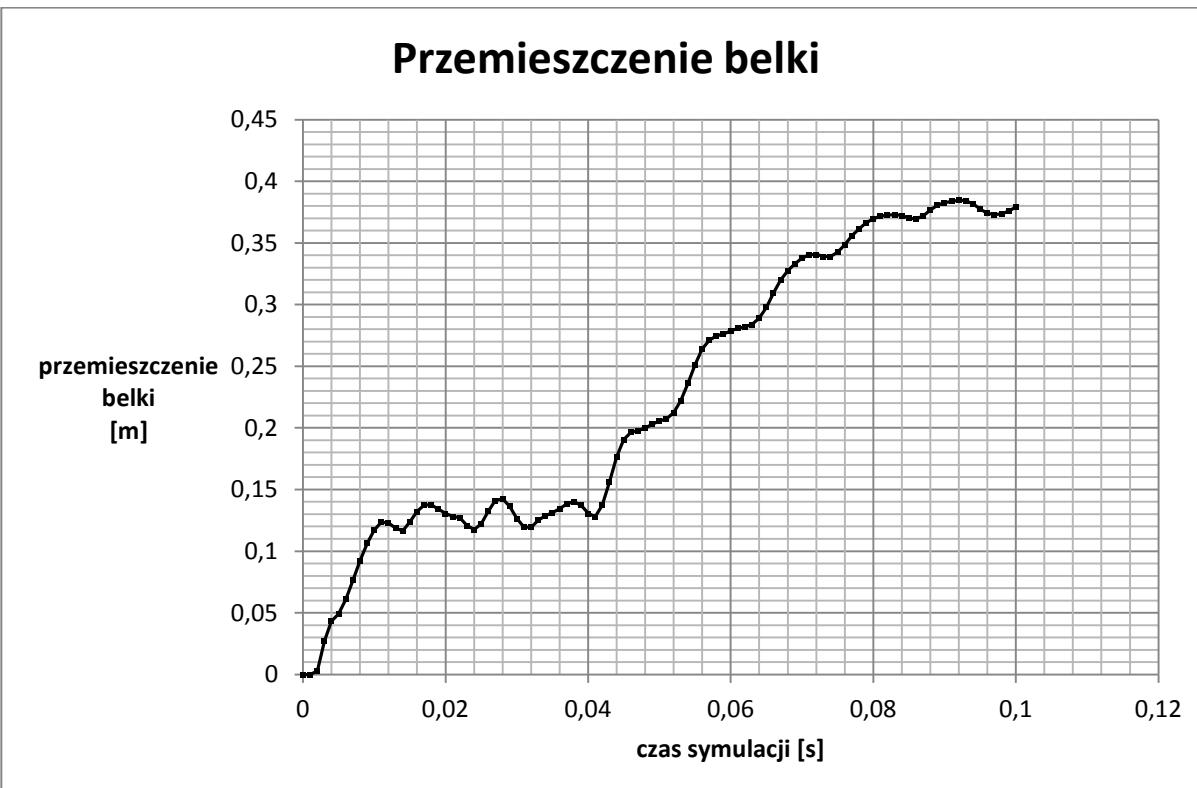


Rys. 9.17. Wykres zależności prędkości pojazdu od czasu symulacji

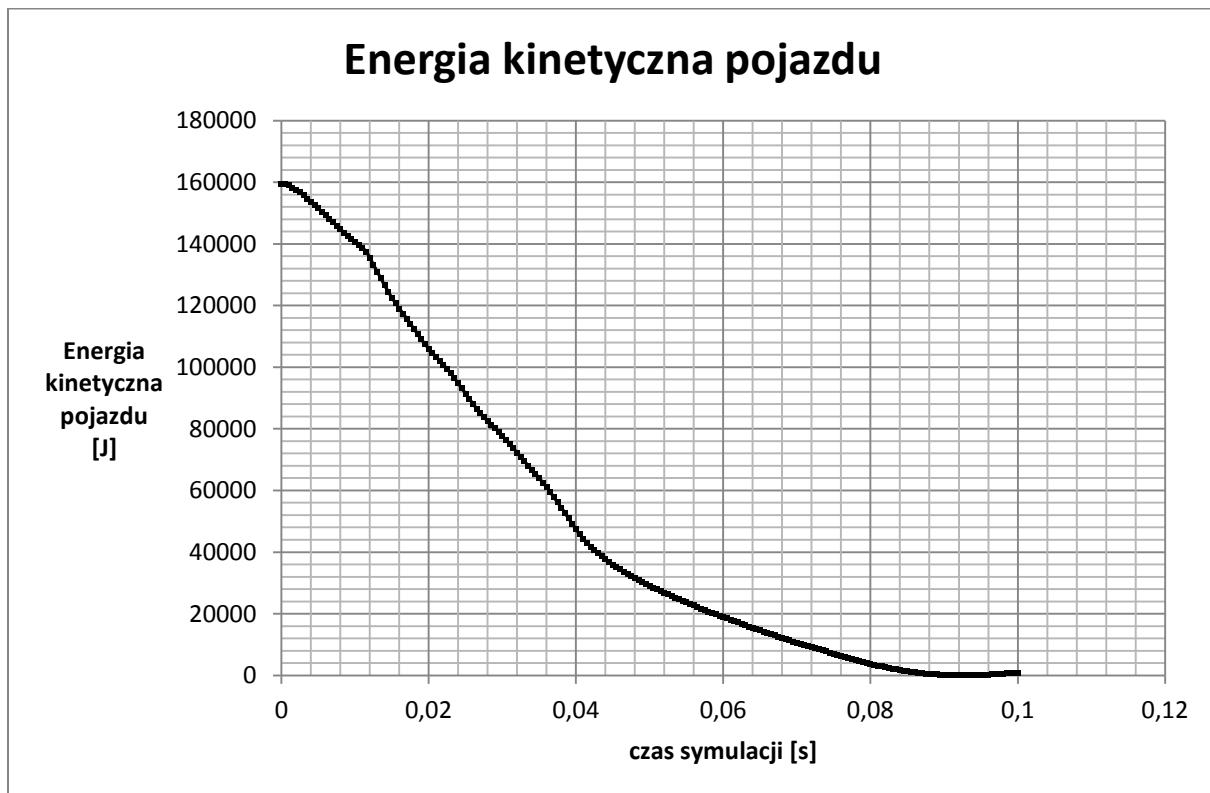
Przemieszczenie środka ciężkości



Rys. 9.18. Wykres zależności przemieszczenia środka ciężkości od czasu symulacji



Rys. 9.19. Wykres zależności przemieszczenia skrajnego punktu belki przeciw najazdowej



Rys. 9.20. Wykres zależności energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji

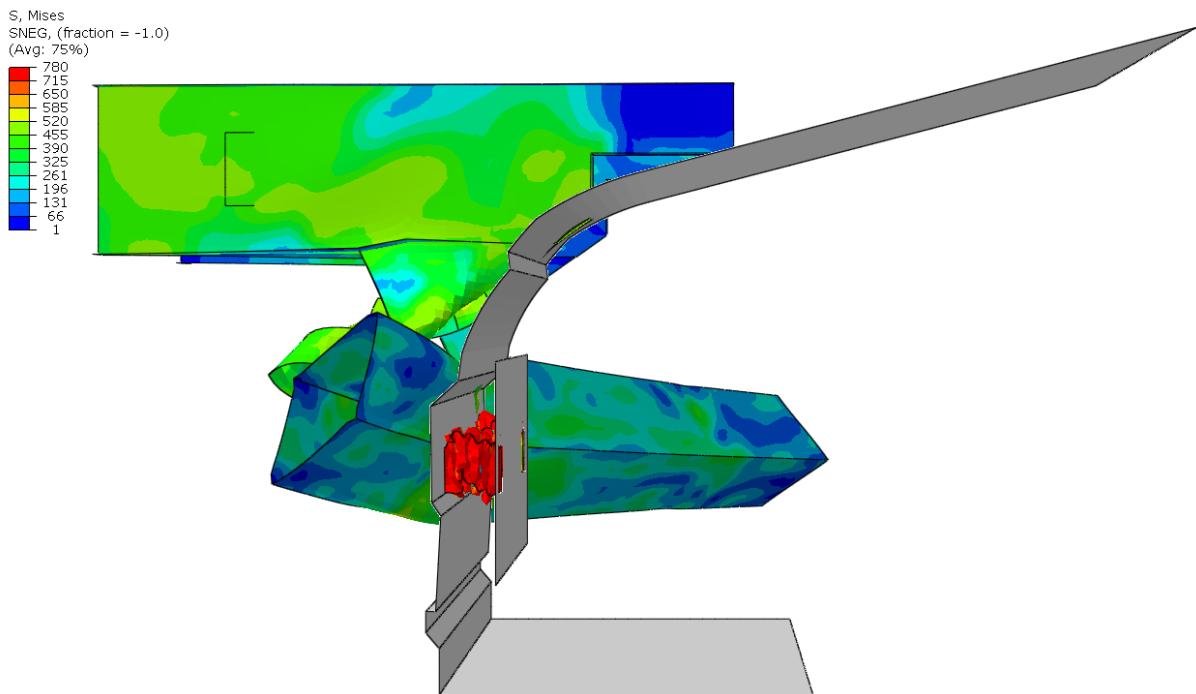
Zatem pojazd zatrzymuje się w tym wypadku po 0,092 s - energia kinetyczna minimalna, prędkość zerowa (Rys. 9.17. i 9.20.).

Rzeczywiste przemieszczenie skrajnego punktu na belce przeciw najazdowej, po zatrzymaniu zarysu wynosi:

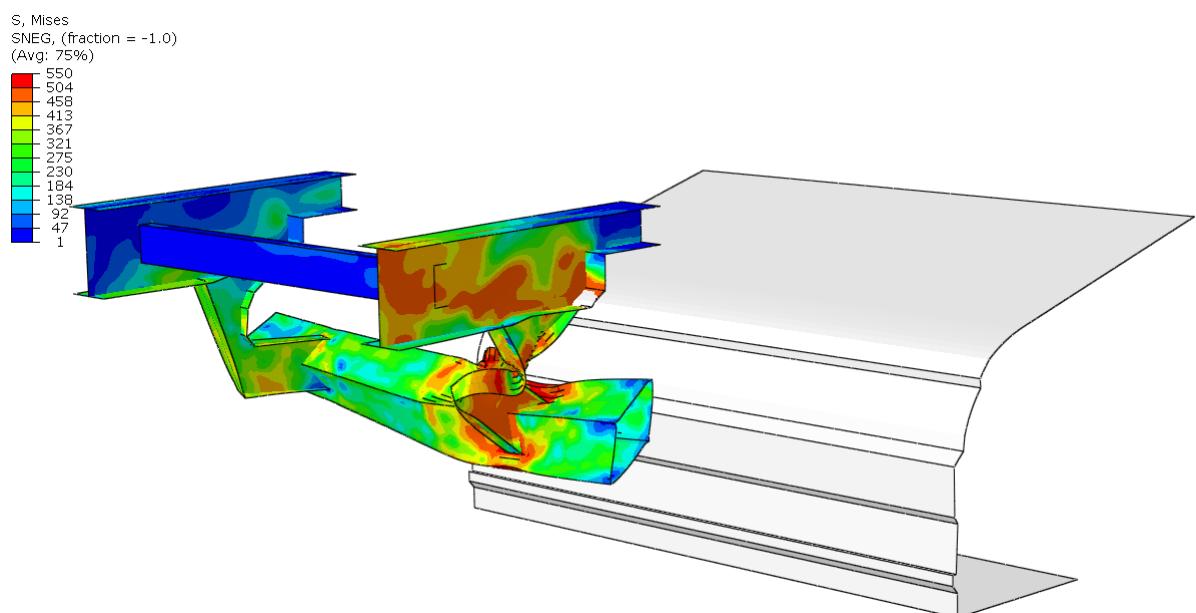
$$S_b = 0,647 - 0,36 + 0,1 = 0,387 \text{ [m]}$$

Belka przemieściła się o około 387 mm - co potwierdza wykres 9.19. - dla skrajnego punktu belki przeciw najazdowej (w porównaniu z rys. 9.18.).

Przeprowadzono również symulację dla niecentralnego zderzenia. Na rys. 9.21. widać widok z boku - perspektywiczny kolizji niecentralnej - pojazd zatrzymany na ramie naczepy.

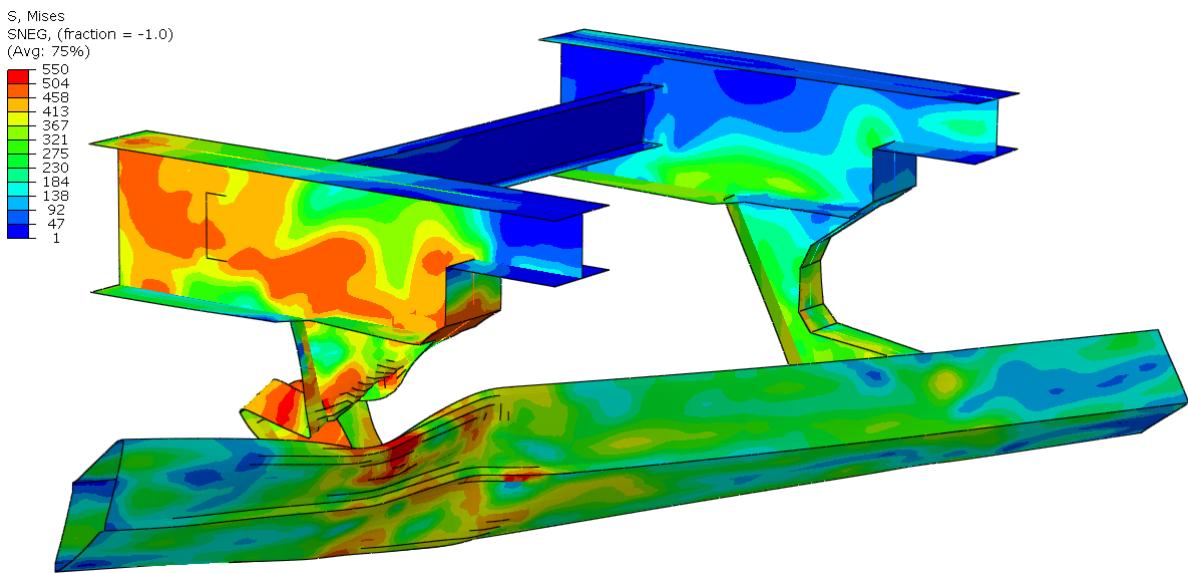


Rys. 9.21. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla zderzenia niecentralnego - widok kolizji



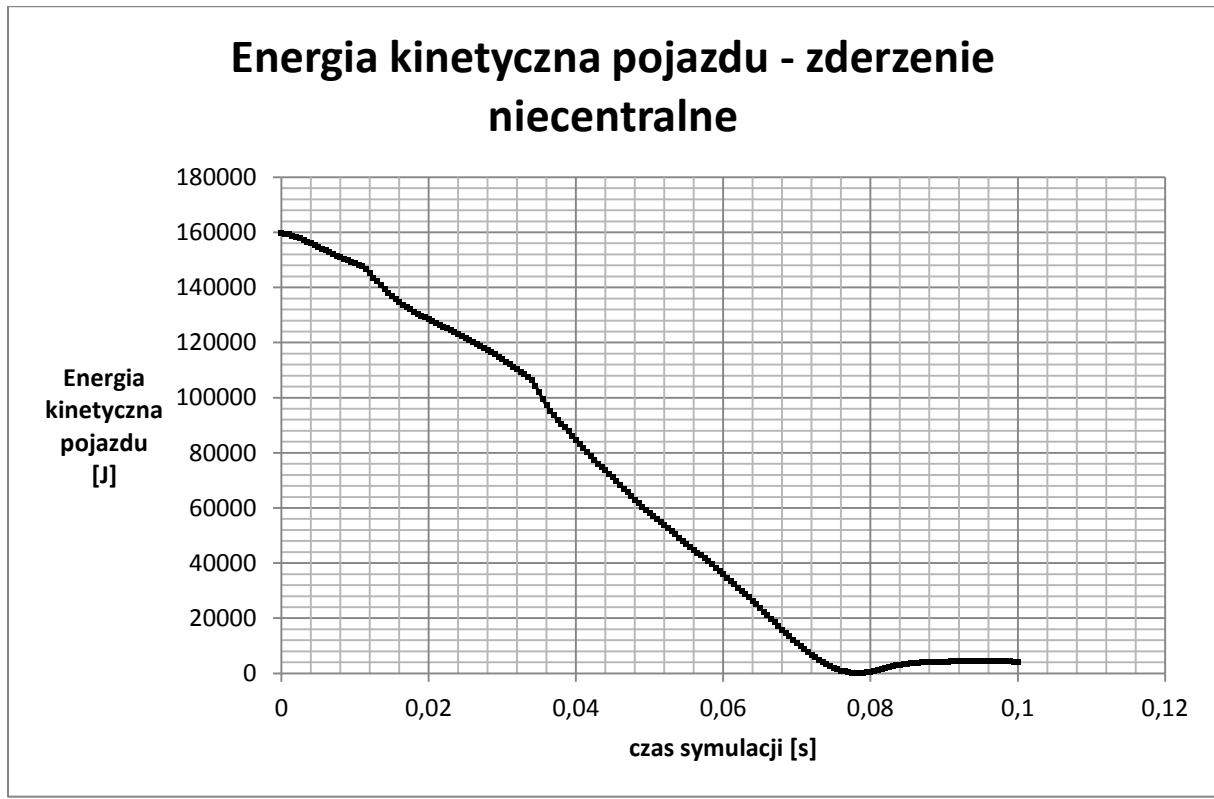
Rys. 9.22. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla zderzenia niecentralnego - miejsce uderzenia pojazdu

Na rys. 9.22. widoczne są warstwice naprężeń zredukowanych w miejscu uderzenia pojazdu w ramę naczepy.



Rys. 9.23. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym dla zderzenia niecentralnego - przy zatrzymanym pojeździe

Z rysunku 9.23. widać, że przy takiej kolizji zagrożona zniszczeniem jest także rama naczepy.

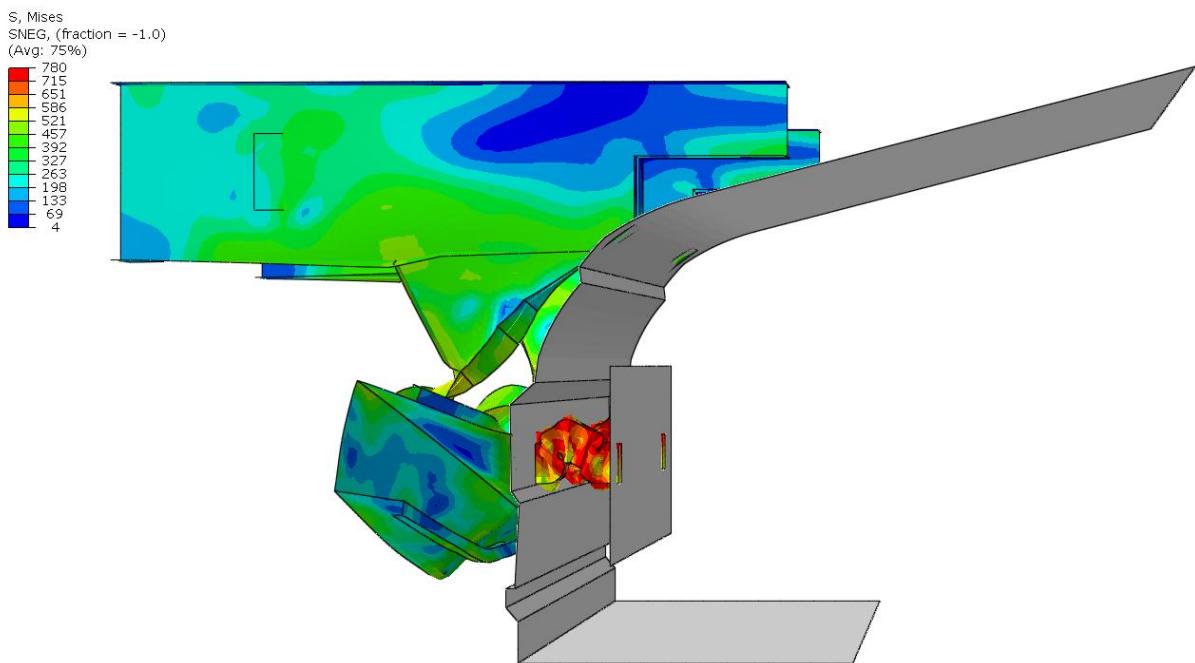


Rys. 9.24. Wykres zależności energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji dla zderzenia niecentralnego

Minimalna wartość energii kinetycznej - uzyskana dla zatrzymanego pojazdu - 0,078 s, jednakże pojazd zatrzymał się już bezpośrednio na ramie naczepy - co widoczne jest na rysunku 9.24. Kolizja taka jest bardzo niebezpieczna dla życia i zdrowia jej uczestników.

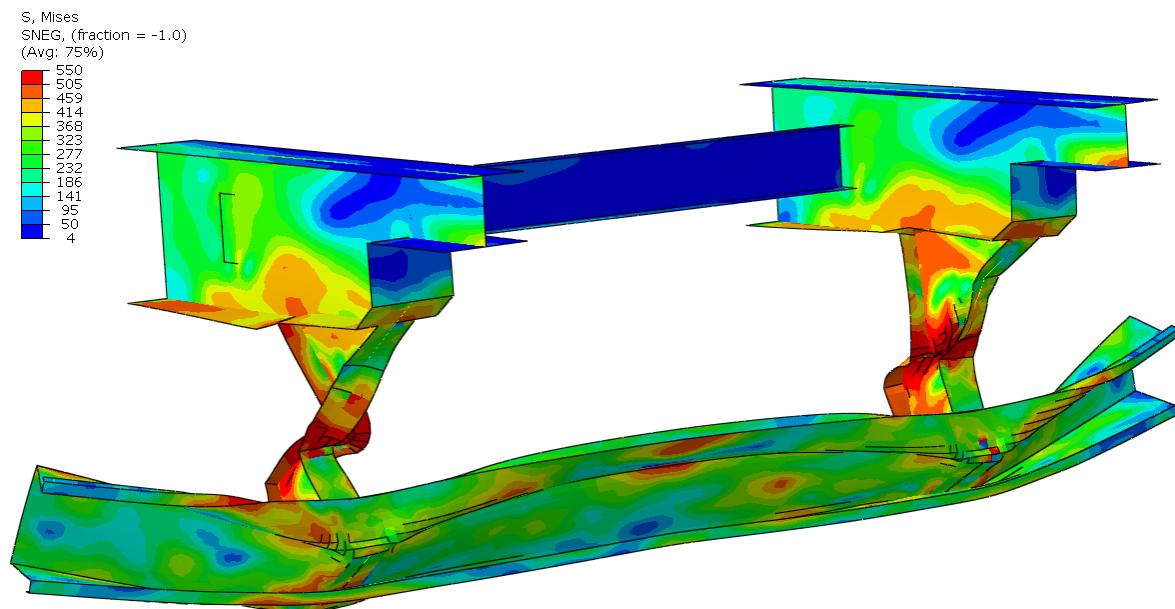
9.4. WYNIKI DLA CEOWEGO PRZEKROJU BELKI

Podobnie jak przy kształtach okrągłym oraz kwadratowym najpierw rozpatrzono przypadek centralnego zderzenia.



Rys. 9.25. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla złożenia - widok kolizji

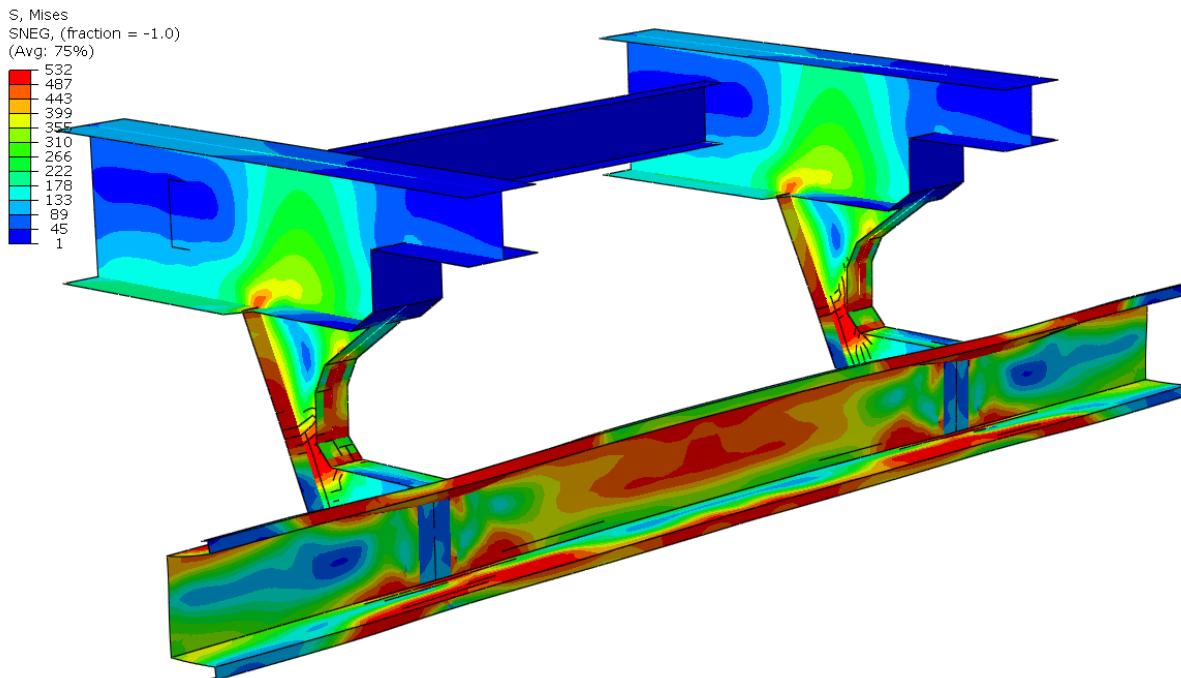
Na rysunku 9.25. widać moment w którym pojazd uderza w podłużnice naczepy - tj. w 0,059 s symulacji. Prędkość w tej chwili wynosiła około 24 km/h. Ostateczne zatrzymanie nastąpiło w 0,079 s symulacji.



Rys. 9.26. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym po uderzeniu pojazdu w podłużnice naczepy

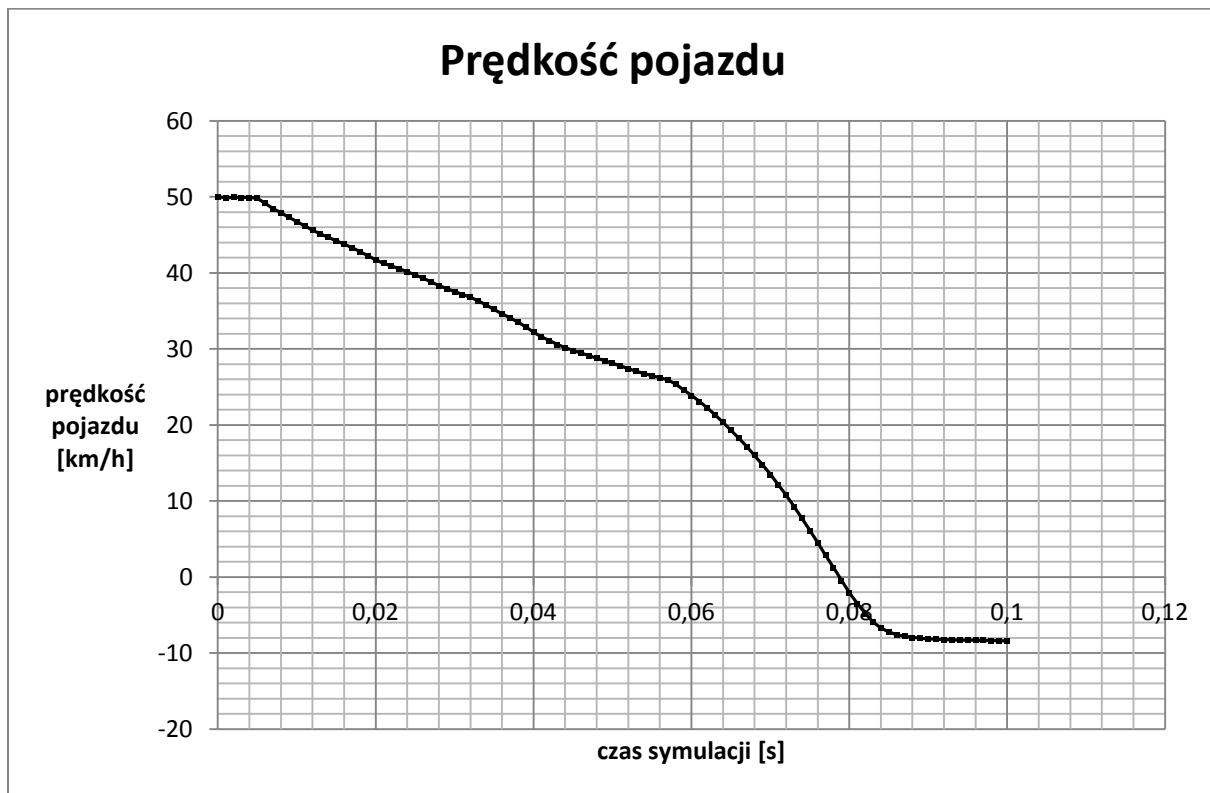
Na rysunku 9.26. widać zniszczenia powstałe na zderzaku podczas kolizji - zniszczone łączenie belki z ramą naczepy. Potencjalnie kolizja zarysu z ramą stwarza zagrożenie dla

uczestników takiej kolizji. Na rysunku 9.27. widzimy naprężenia pojawiające się na belce przy pierwszym kontakcie pojazdu ze zderzakiem.



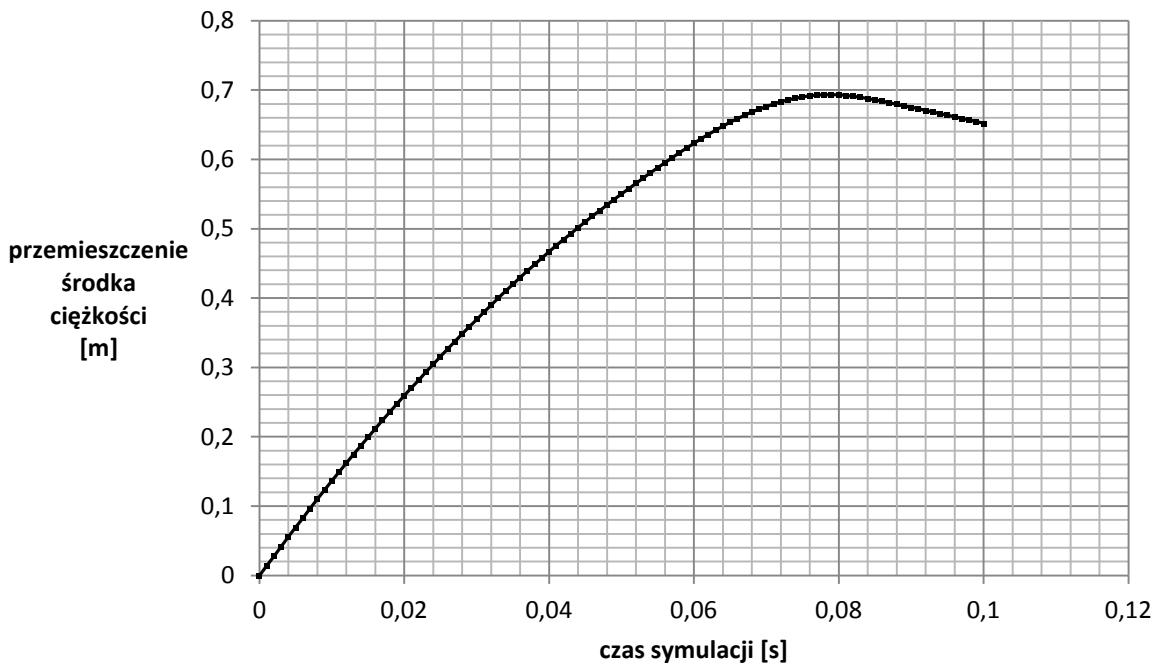
Rys. 9.27. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa na mechanizmie przeciw najazdowym w początkowej fazie kolizji

Z przeprowadzonej symulacji uzyskano następujące wykresy:



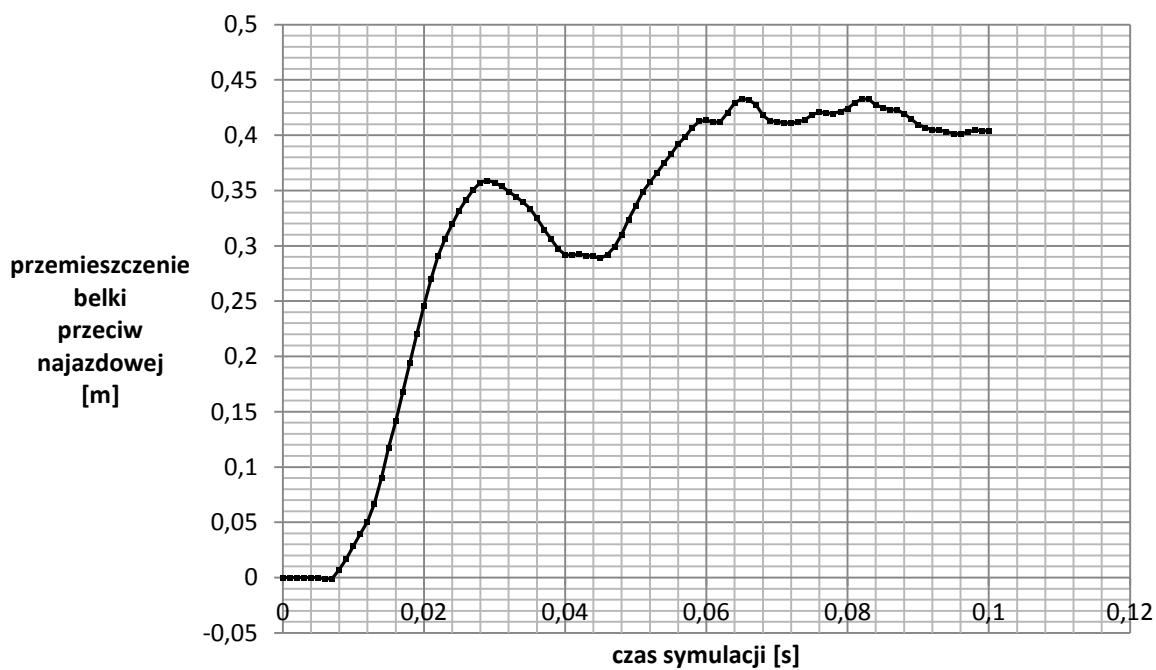
Rys. 9.28. Wykres zależności prędkości pojazdu od czasu symulacji

Przemieszczenie środka ciężkości



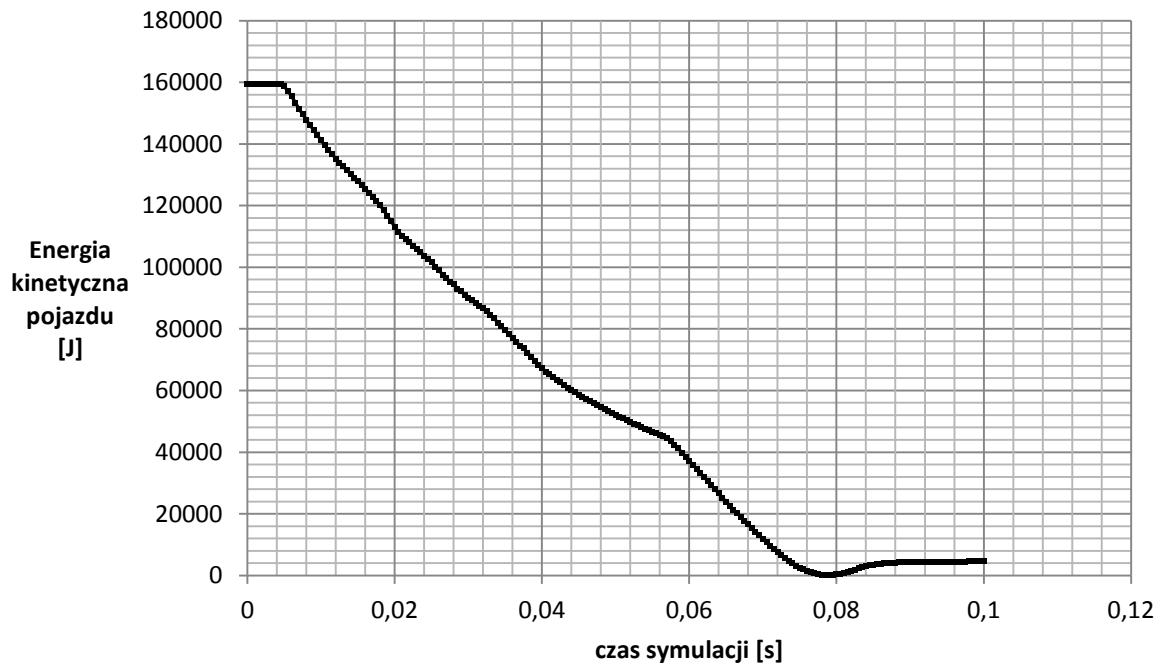
Rys. 9.29. Wykres zależności przemieszczenia środka ciężkości od czasu symulacji

Przemieszczenie belki przeciw najazdowej



Rys. 9.30. Wykres zależności przemieszczenia skrajnego punktu belki przeciw najazdowej

Energia kinetyczna pojazdu



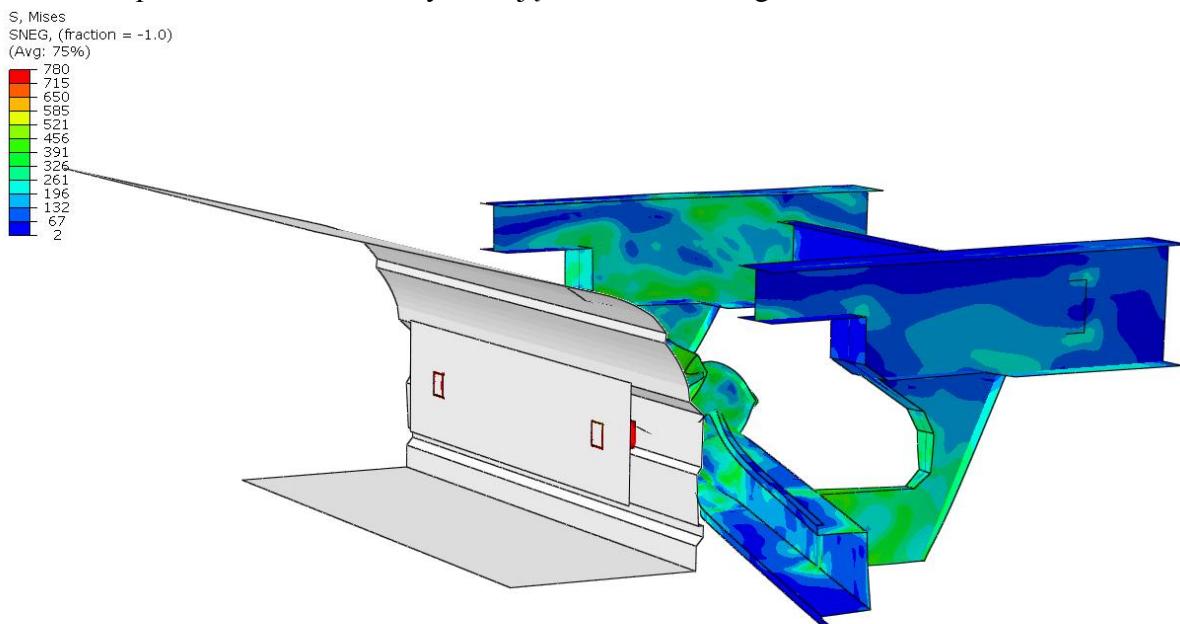
Wykres 9.31. Wykres zależności energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji

Jak wspomniano wcześniej pojazd zatrzymuje się w 0,079 s symulacji - co widać na wykresach prędkości oraz energii kinetycznej (rys. 9.28. i 9.31.) - przy ich wartościach zerowych. Przemieszczenie dowolnie obranego punktu na belce pokrywa się z wcześniej przygotowanym wzorem:

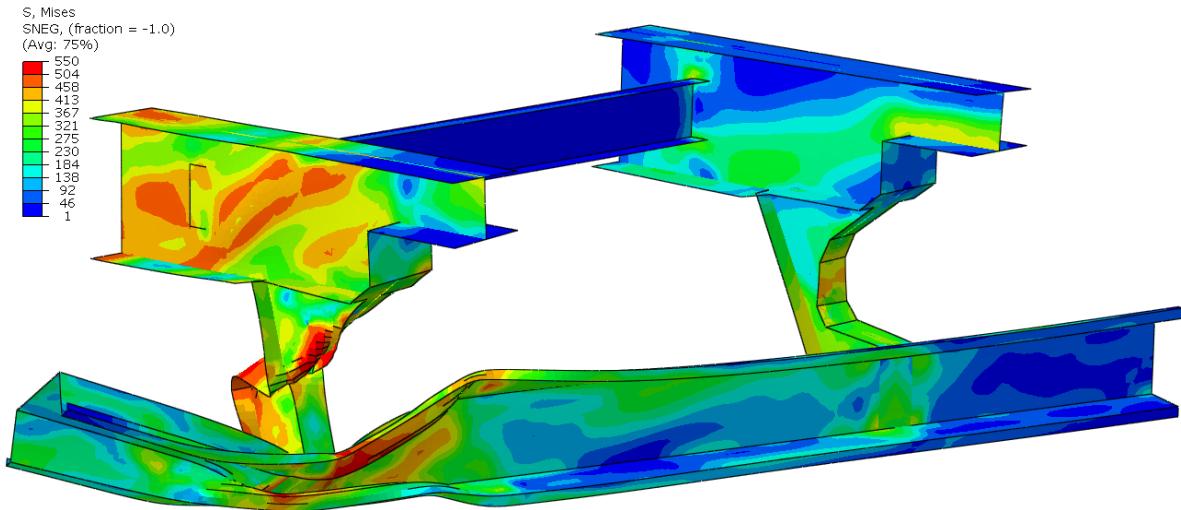
$$S_b = 0,69 - 0,36 + 0,1 = 0,43 \text{ [m]}$$

Zatem 430 mm - co widać na rys. 9.30. (porównując do środka ciężkości rys.9.29.).

Przeprowadzono również symulację dla niecentralnego zderzenia:



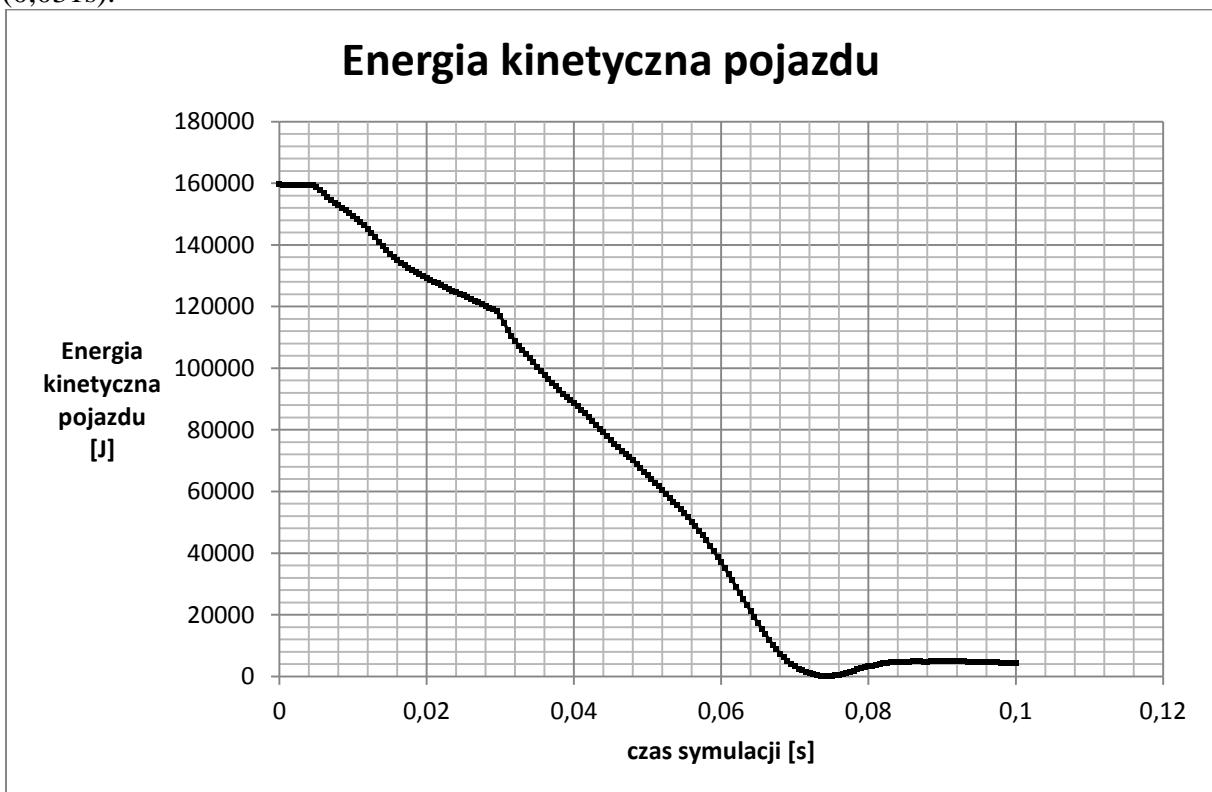
Rys. 9.32. Warstwice naprężeń zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla zderzenia niecentralnego - widok kolizji



Rys. 9.33. Warstwice naprężen zredukowanych [MPa] wg Von Misesa dla zderzenia niecentralnego przy zatrzymaniu pojazdu

Rysunki 9.32. oraz 9.33. przedstawiają moment symulacji w którym pojazd jest zatrzymany - w 0,074 s. Sam mechanizm przeciw najazdowy wyhamował pojazd do 42 km/h w 0,031 s - dalej pojazd zatrzymał się na ramie naczepy.

Na wykresie 9.34. widać energię pojazdu przy zatrzymaniu - 0,074 s - około 0, natomiast dla końca działania mechanizmu - wyraźny przeskok wartości energii kinetycznej (0,031s).



Rys. 9.34. Wykres zależności energii kinetycznej pojazdu od czasu symulacji - zderzenie niecentralne

10. PODSUMOWANIE WYNIKÓW

Dla podsumowania wyników przygotowano wykresy energii kinetycznej oraz przemieszczenia środka ciężkości dla wszystkich przekrojów belki oraz w zależności od rodzaju zderzenia - centralnego lub niecentralnego.

Na rys. 10.1. widać zestawienie energii kinetycznej dla wszystkich przekrojów belki, przy zderzeniu centralnym. Najszybciej energia spadła dla belki ceowej, następnie okrągłej a na końcu kwadratowej.

Dla belki kwadratowej spadek energii jest łagodny, i w miarę jednostajny. Wynika to z faktu, że w tym wypadku zatrzymanie pojazdu nastąpiło przy pomocy belki, pojazd nie uderzył w naczepę. Czas do zatrzymania wyniósł 0,092 s.

Dla belki okrągłej widać wyraźne wypłaszczenie a następnie gwałtowny spadek energii wynikający z uderzenia zarysu w ramę naczepy - około 0,07 s symulacji. Belka powoduje z czasem coraz mniejszy spadek prędkości, aż w końcu uderza ona w ramę, co powoduje w konsekwencji zatrzymanie zarysu w 0,081 s symulacji.

Dla belki ceowej wypłaszczenie spadku energii następuje najszybciej - około 0,055s symulacji. Rama naczepy powoduje zatrzymanie pojazdu w 0,079 s symulacji.

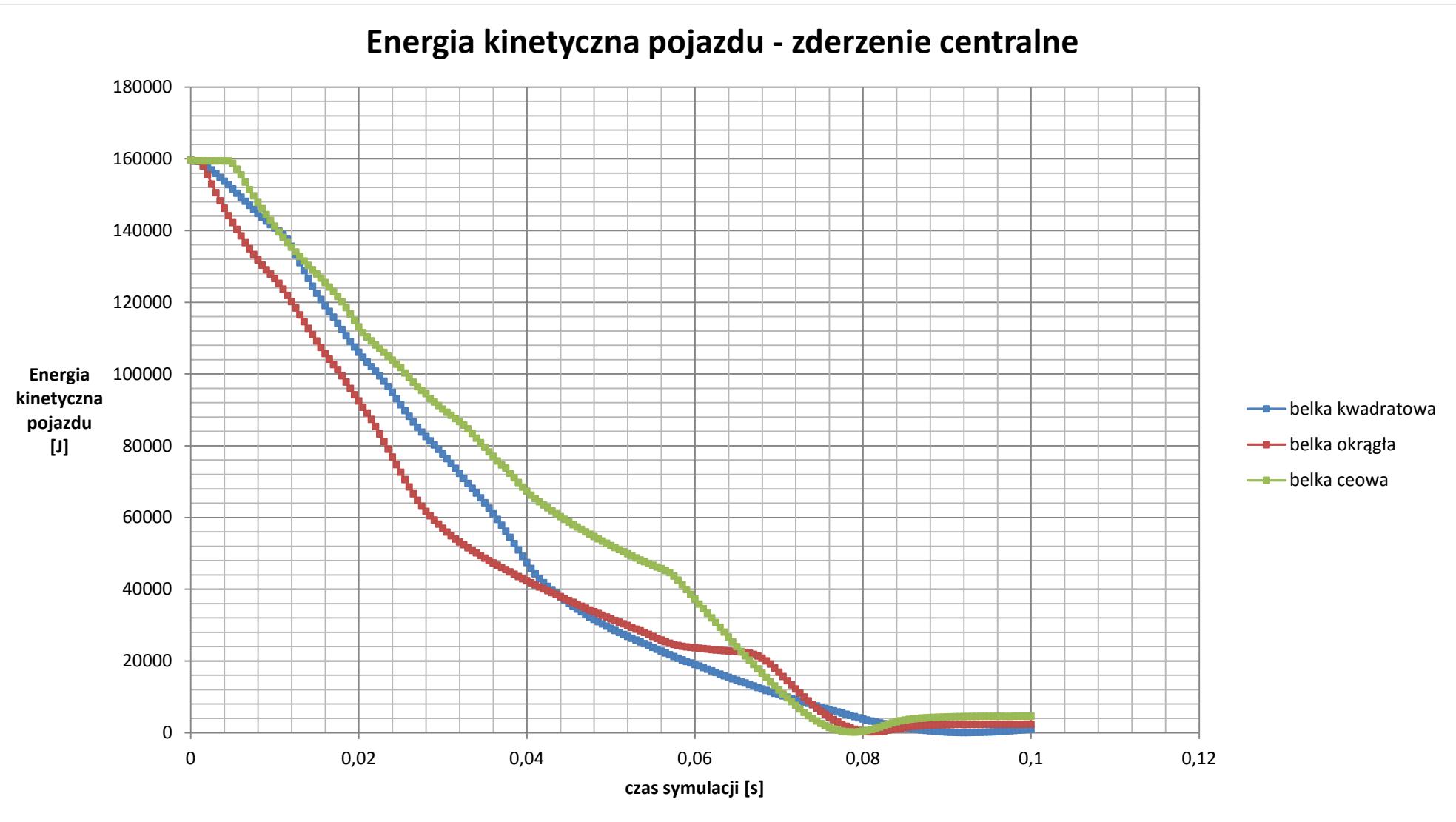
Na rys. 10.2. widać przemieszczenie środka ciężkości dla różnych przekrojów belki, dla zderzenia centralnego. Największe przemieszczenie zauważalne jest dla belki ceowej następnie kwadratowej a na końcu okrągłej.

Wielkość przemieszczenia belki ceowej może również wynikać z faktu że w początkowej części symulacji zarys pojazdu ustawiony był nieco dalej niż w przypadku belek kwadratowej i okrągłej (początkowo energia kinetyczna na stałym poziomie). Dlatego też warto porównać przemieszczenia punktów na belce - najbardziej przemieściła się belka ceowa, następnie kwadratowa a na końcu okrąglą (rys. 9.9., 9.19. i 9.30.) - jest ono niezależne od początkowego położenia zarysu a także stopnia odkształcenia podłużnic pojazdu osobowego.

Na rys. 10.3. widać zestawienie energii kinetycznej zderzenia niecentralnego dla wszystkich przekrojów belki. Najszybciej energia spadła dla belki okrągłej, następnie ceowej a na końcu kwadratowej.

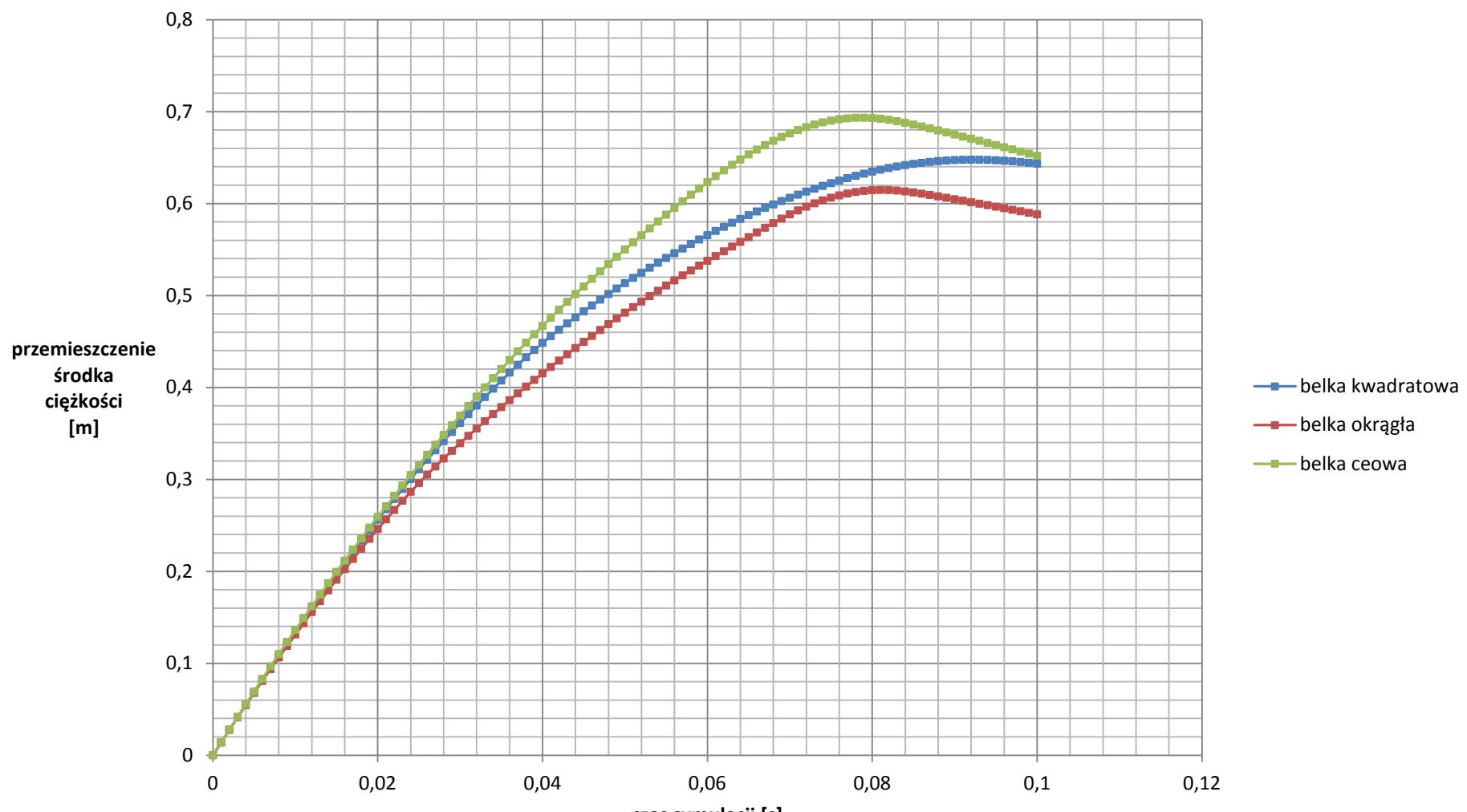
Ponieważ dla wszystkich przekrojów belki pojazd uderzył w ramę naczepy na przebiegach energii widać przeskoki - lekkie wypłaszczenie, a następnie spadek energii.

Na rys. 10.4. widać przemieszczenie środka ciężkości przy zderzeniu niecentralnym dla różnych przekrojów belki. Największe przemieszczenie zauważalne jest dla belki ceowej następnie kwadratowej a na końcu okrągłej.



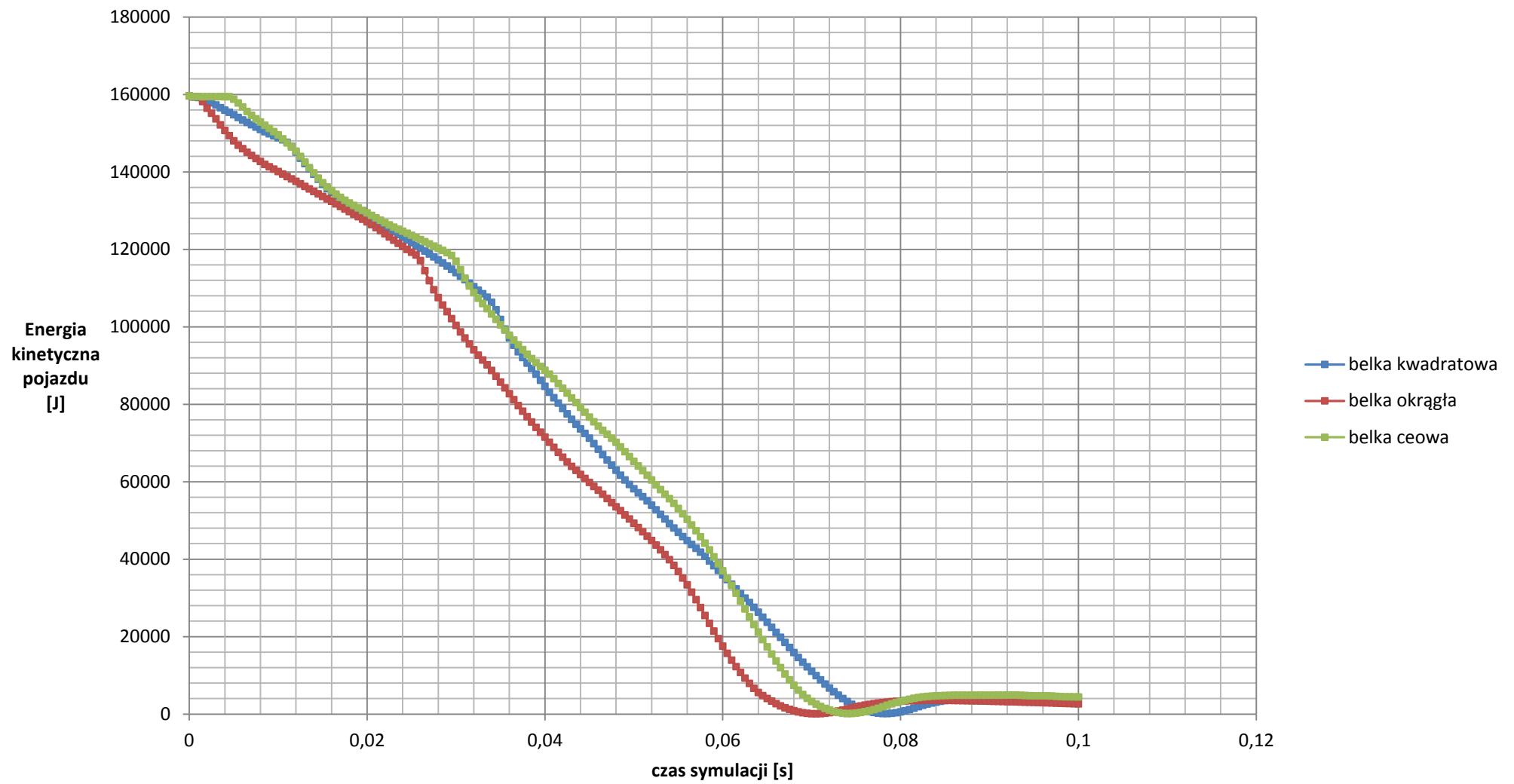
Rys. 10.1. Energia kinetyczna w zależności od czasu symulacji dla różnych przekrojów belki - zderzenie centralne

Przemieszczenie środka ciężkości - zderzenie centralne



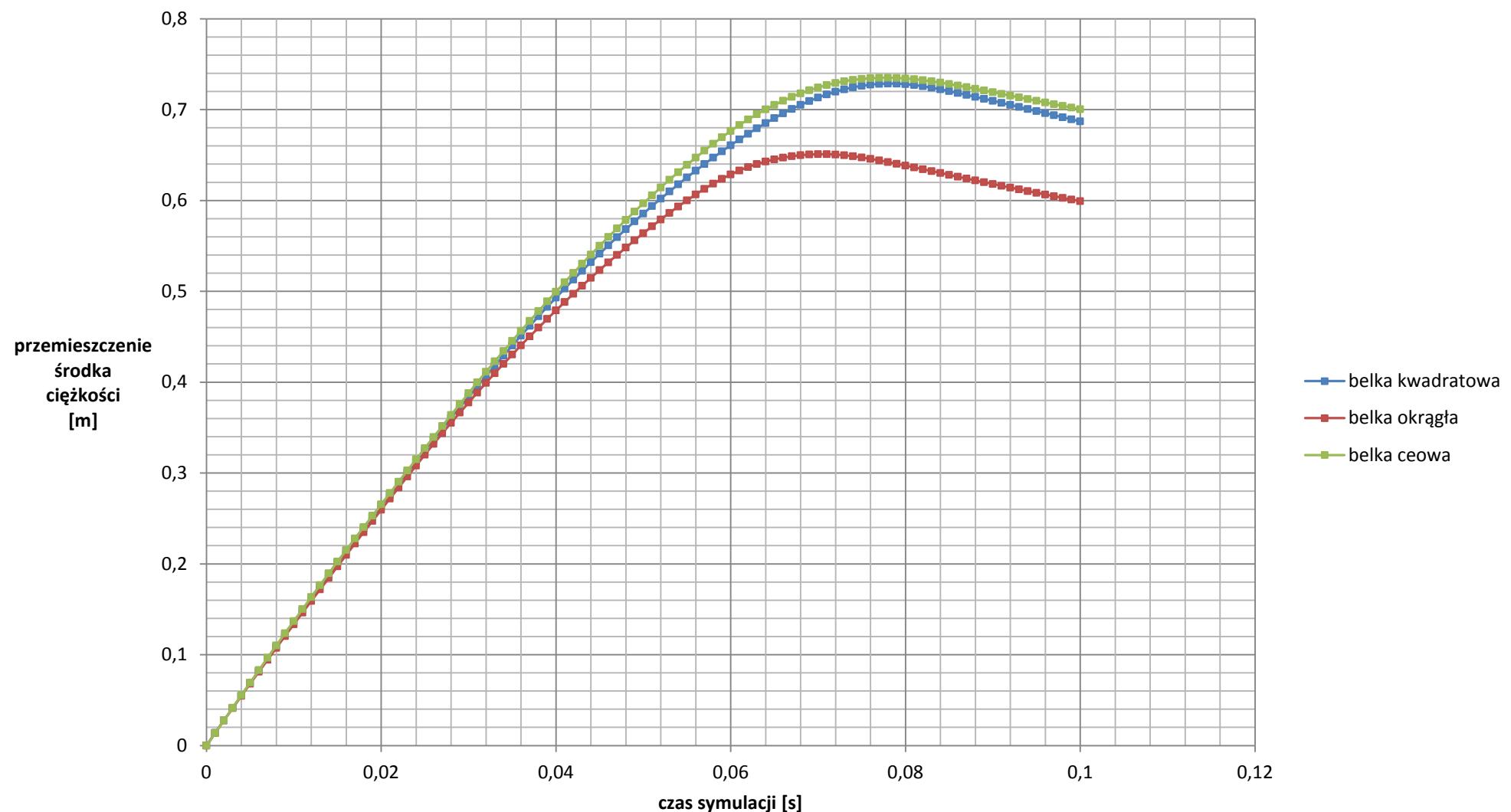
Rys. 10.2. Przemieszczenie środka ciężkości w zależności od czasu symulacji dla różnych przekrojów belki - zderzenie centralne

Energia kinetyczna pojazdu - zderzenie niecentralne



Rys. 10.3. Energia kinetyczna w zależności od czasu symulacji dla różnych przekrojów belki - zderzenie niecentralne

Przemieszczenie środka ciężkości - zderzenie niecentralne



Rys. 10.4. Przemieszczenie środka ciężkości w zależności od czasu symulacji dla różnych przekrojów belki - zderzenie niecentralne

11. WNIOSKI

W pracy tej przygotowano w części teoretycznej opis dotyczący wypadków ze zderzakami pojazdów ciężarowych, streszczenie regulaminu ECE R58, przegląd rozwiązań konstrukcyjnych, informacje dotyczące naczep pojazdów ciężarowych a także teorię podłużnic pojazdów osobowych.

W części praktycznej przygotowano modele geometryczne oraz dyskretne wszystkich elementów, zdefiniowano parametry oraz przeprowadzono symulację z wykorzystaniem oprogramowania wspomagającego prace inżynierskie NX 9.0., Catia V5R21 oraz Abaqus CAE 6.13.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji przygotowano zestawienie najważniejszych parametrów w nich uzyskanych.

Pierwsza tabela - 11.1. - obejmuje zakres centralnych zderzeń pojazdu z naczepą.

Kształt belki	prędkość przy uderzeniu w ramę naczepy [km/h]	czas symulacji przy uderzeniu w ramę naczepy [s]	czas do zatrzymania [s]	przemieszczenie środka ciężkości [m]	przemieszczenie punktu na belce [m]
okrągły	18,29	0,067	0,081	0,615	0,335
kwadratowy	Bez kontaktu	0,092	0,092	0,649	0,385
ceowy	24,62	0,059	0,079	0,693	0,422

Tabela 11.1. zestawienie wyników z centralnego zderzenia

Z tabeli wywnioskować można że najlepiej swoje zadanie spełnia belka o przekroju kwadratowym. Była ona w stanie samodzielnie wyhamować rozpędzony pojazd, przejmując jego energię kinetyczną, jednocześnie skutecznie chroniąc uczestników takiej kolizji. Gorzej sprawują się belki okrągła oraz ceowa, które pomimo znacznego wyhamowania pojazdu, pozwalają na uderzenie w ramę naczepy. Przy większych prędkościach może to być niebezpieczne. Konstrukcja podłużnic naczepy zaprezentowanego mechanizmu pozwala jednak na taką kolizję - przygotowane jest specjalne zwężenie dwuteownika na końcach zezwalające na uderzenie bez ryzyka zniszczeń uderzającego pojazdu mogących prowadzić do zagrożenia życia i zdrowia uczestników zderzenia.

Najmniej przemieszcza się belka o przekroju okrągłym - nie pozwala na wjazd pod naczepę - najbardziej niebezpieczne zjawisko w tego typu kolizjach.

Wraz z podłużnicami pojazdu osobowego mechanizm ma za zadanie absorpcję energii uderzenia. W trakcie obliczeń można dostrzec że zadanie to jest przez te elementy spełnione. Gdyby wykluczyć z symulacji i rzeczywistej konstrukcji pojazdów osobowych podłużnice, mechanizm byłby niszczony znacznie szybciej a przez to pojazd osobowy miałby znacznie większe "szanse" na wjazd pod naczepę. Gdy podłużnice są zgniatane pojazd przez krótki czas nie wjeżdża pod naczepę a energia uderzenia jest wytracana na ich deformację.

Tak jak widać czas kolizji - tj. całkowity czas deformacji mechanizmu jest bardzo krótki - poniżej 0,1 s. Wartości czasu do zatrzymania pojazdu we wszystkich przypadkach są więc niemal identyczne.

W tabeli 11.2. zebrano najważniejsze wartości dla symulacji ze zderzeniem niecentralnym.

Kształt belki	prędkość przy uderzeniu w ramę naczepy	czas symulacji przy uderzeniu w ramę naczepy	czas do zatrzymania	przemieszczenie środka ciężkości	przemieszczenie punktu na belce
okrągły	41,7	0,027	0,07	0,651	0,392
kwadratowy	40,39	0,034	0,078	0,728	0,585
ceowy	42,38	0,03	0,074	0,72	0,626

Tabela 11.2. zestawienie wyników z niecentralnego zderzenia

Wszystkie przeprowadzone symulacje pokazują że w przypadku niecentralnego zderzenia bezpieczeństwo człowieka w pojeździe uderzającym jest niewielkie. W przypadku tym należy zdefiniować dodatkowe wzmocnienia na wypadek takiej kolizji. Wszystkie pojazdy są w stanie zmniejszyć prędkość o około 10 km/h w 0,03s, wpadając następnie pod naczepę. Taka sytuacja jest bardzo niebezpieczna i wymagałaby również testów praktycznych. Z tego typu problemem należy zająć się od strony prawnej, gdyż w wielu miejscach takie zdarzenie jest nieuregulowane i może stwarzać zagrożenie. [20]

Korzystając z wcześniej przygotowanej pracy inżynierskiej [21] przygotowano zestawienie wyników obliczeń mechanizmu przeciw najazdowemu wg regulaminu ECE R58 (tabela 11.3.).

	Siła reakcji	Przemieszczenie stempla (wyniki analizy)		Maksymalne odkształcenie (informacje od producenta)
		kN	mm	
Belka kwadratowa	50		6,0	44,0
	93		19,5	
Belka okrąglą	50		28,0	93,0
	100		43,5	
Belka ceowa	50		10,5	69,0
	96		7,8	

Tabela 11.3. tabela odkształceń dla obliczeń wg regulaminu

Tabela 11.3. przedstawia wyniki badań mechanizmów przeciw najazdowych z danym przekrojem belki wg regulaminu (opisany w części teoretycznej, rozdział 2.2). Mechanizmy badane w tym wypadku miały taką samą konstrukcję oraz materiał zastosowany w tej pracy, wobec czego są one w pełni kompatybilne. Wartości z drugiej kolumny to siła reakcji uzyskana na belkach w trakcie badań tych mechanizmów, trzecia to przemieszczenia uzyskane dla tych sił. Informacje o odkształceniu od producenta pochodzą ze strony VBG [22]. Według danych zebranych w powyższej tabeli można dojść do wniosku, że wszystkie mechanizmy spełniają wymogi - jedyną różnicą między informacjami od producenta a wynikami uzyskanymi w pracy [21] jest fakt, że producent nie podał materiału używanego na belki przeciw najazdowe. Wiele zależy również od konstrukcji mocowania do naczepy, co nie jest uwzględniane w wymogach od producenta. Szerszy opis tych badań zawarty jest w pracy [21].

Porównując wyniki uzyskane wg regulaminu z obliczeniami dynamicznymi przeprowadzonymi w tej pracy widać, że odbiegają one od siebie w znaczący sposób. Założeniem badań wg regulaminu jest maksymalne uproszczenie procedury, jednakże w tym wypadku mechanizm przeciw najazdowy poddawany jest testowi tylko w niewielkim stopniu, tzn. badania te nie odzwierciedlają rzeczywistości. W badaniu dynamicznym pokazano że jedynie belka kwadratowa potrafi zatrzymać pojazd wjeżdżający pod naczepę, zaś belka okrągła i ceowa potrzebuje "pomocy" ze strony ramy naczepy. Ponadto podawanie maksymalnych odkształceń belki, mimo prostoty zmierzenia i jednocześnie niemożności pomiaru innych parametrów, wydaje się być bezcelowe, gdyż niekoniecznie musi ono oznaczać wyższość, lub lepsze parametry wytrzymałościowe w przypadku rzeczywistej kolizji.

Norma nie uwzględnia wcale przypadku zderzenia niecentralnego które, jak pokazały przeprowadzone obliczenia jest bardzo niebezpieczne dla człowieka. Przy projektowaniu jakiegokolwiek urządzenia mechanicznego zawsze bierzemy pod uwagę najgorszy przypadek, tak aby mechanizm zawsze, w każdych warunkach był w stanie wytrzymać naprężenia i spełnić swoje zadanie. Norma nie przewiduje tego typu sytuacji, mimo że zderzenie centralne są zapewne niewielkim procentem wszystkich tego typu wypadków.

W regulaminie nie jest wyjaśniona teoria i podłoż naukowe przeprowadzanych obliczeń - dlaczego tak a nie inaczej, lub w jaki sposób badania te mogłyby zapobiec śmiertelnym wypadkom. Wydaje się że należy zmienić normę i wprowadzić do niej wymóg obliczeń dynamicznych zderzaków, tak aby zapewnić bezpieczeństwo na drogach w każdej sytuacji.

12. LITERATURA

- [1] <http://gmauthority.com/blog/2013/04/crash-tested-2010-chevy-malibu-featured-in-iihs-heavy-truck-trailer-safety-tests/>
- [2] <http://www.eioba.pl/a/3r24/kurtyny-i-barykady-ratujace-zycie> - stan na 01.06.2017
- [3] <http://www.motortrend.com/news/terrifying-iihs-video-shows-what-happens-when-a-sedan-crashes-into-a-big-rig-341837/> - stan na 01.06.2017
- [4] Regulamin nr 58 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych
- [5] Krzysztof Olejnik, Sławomir Cholewiński - Tylne belki przeciw najazdowe pojazdów transportu drogowego, Zeszyty naukowe WSEI - seria Transport i Informatyka
- [6] <http://www.marcar.co.uk/transportunderrunbars.cfm> - stan na 01.06.2017
- [7] <http://www.vbg.se/int/products/underrun/> - stan na 01.06.2017
- [8] <http://fleetspechire.com.au/mine-specification-options/> - stan na 01.06.2017
- [9] <http://www.jacksoncoachworks.co.uk/tail-lifts.html> - stan na 01.06.2017
- [10] <https://grabcad.com/challenges/simscale-truck-underrun-protection-challenge> - stan na 01.06.2017
- [11] <http://www.krone-trailer.com/english/products/curtainsider/profi-liner/> - stan na 01.06.2017
- [12] <http://schwarzmueller.com/en/vehicles/sliding-tarpaulin-platform-body-for-2a-truck/> - stan na 01.06.2017
- [13] Marek Gabrylewicz - Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych - tom 2 - Układy hamulcowy i kierowniczy, zawieszenie oraz nadwozie; Wydawnictwo Komunikacji i Łączności; Warszawa 2011
- [14] <http://www.pl.all.biz/naczepy-bgg1078117> - stan na 01.06.2017
- [15] http://www.kargomil.pl/podstrona,156-naczepa_podkontenerowa.html - stan na 01.06.2017
- [16] Bezpieczeństwo bierne. Pochłanianie energii przez profile cienkościenne - Artur Kopczyński, Eugeniusz Rusiński, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
- [17] https://www.the-blueprints.com/modules/vectordrawings/preview-wm/2004_opel_astra_h_caravan.jpg - stan na 01.06.2017
- [18] PN-B-03200:1990 Konstrukcje stalowe - Obliczenia statyczne i projektowanie
- [19] Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych - Eugeniusz Rusiński, Jerzy Czmochowski, Tadeusz Smolnicki; Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
- [20] <https://www.youtube.com/watch?v=bT3G-kcKN70> - stan na 01.06.2017
- [21] Bartosz Romanowski - Wpływ przekroju tylnej belki przeciw najazdowej na wielkość pochłoniętej energii, praca inżynierska, Wrocław 2015, promotor - Dr inż. Mariusz Stańco
- [22] <http://www.vbg.eu/int/products/underrun/> - stan na 01.06.2017