

Construction of frame of a 14 – ton tandem agricultural trailer

Mikołaj Imielski ¹, Piotr Danielczyk ²

¹ Uniwersytet Bielsko – Bialski Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Willowa 2, Bielsko-Biała 43-300, Polska, mi.imielski@gmail.com

² dr inż. Uniwersytet Bielsko – Bialski, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Willowa 2, Bielsko-Biała 43-300, Polska,
pdanielczyk@ubb.bielsko.pl

*Mikołaj Imielski, mi.imielski@gmail.com

Abstract: The article presents the construction process of the frame for a tandem agricultural trailer with a load capacity of 14 tons, taking into account all components that influence the functionality of the entire vehicle. The process begins with an analysis of technical requirements in compliance with current regulations, including the determination of dimensions and material selection. The load-bearing frame of the trailer comprises components such as the drawbar, hydraulic cylinder, and rear underrun protection device (RUPD). The design process involves conducting finite element method (FEM) analyses to evaluate the strength of the load-bearing frame under the specified load conditions.

Keywords: Trailer; Frame; FEM analysis; Construction Process

Konstrukcja ramy nośnej przyczepy rolniczej typu tandem o ładowności 14 - ton

Mikołaj Imielski ¹, Piotr Danielczyk ²

¹ Uniwersytet Bielsko – Bialski Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Willowa 2, Bielsko-Biała 43-300, Polska, mi.imielski@gmail.com

² dr inż. Uniwersytet Bielsko – Bialski, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Willowa 2, Bielsko-Biała 43-300, Polska,
pdanielczyk@ubb.bielsko.pl

*Mikołaj Imielski, mi.imielski@gmail.com

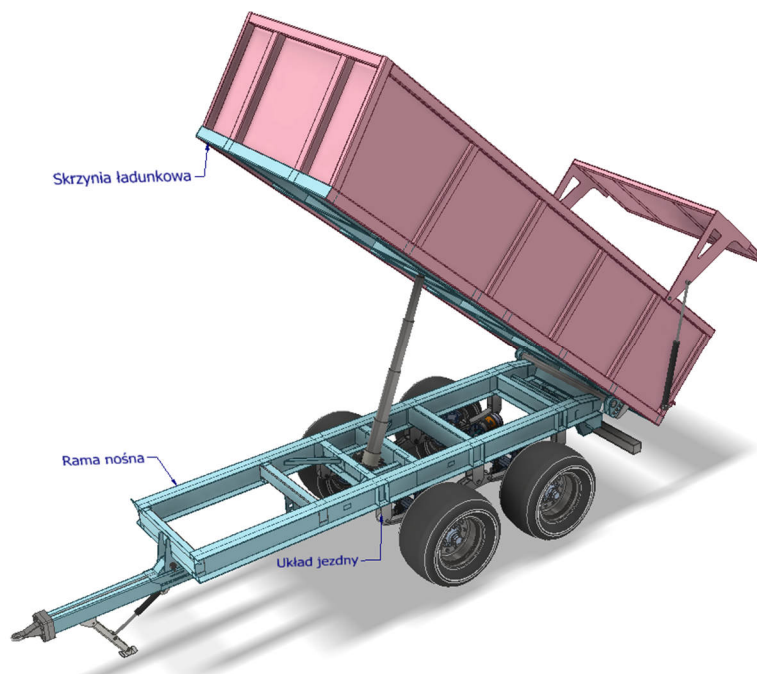
Streszczenie: Artykuł przedstawia proces konstrukcji ramy nośnej dla przyczepy rolniczej typu tandem o ładowności 14 ton z uwzględnieniem wszystkich elementów wchodzących w jej skład, wpływających na funkcjonalność całego pojazdu. Proces rozpoczyna się od analizy wymagań technicznych zgodnych z aktualnymi rozporządzeniami, określenia wymiarów i wyboru materiału. W skład ramy nośnej przyczepy wchodzi elementy składowe takie jak dyszel, siłownik oraz Tuz (tylne urządzenie zabezpieczające). Proces projektowania obejmuje przeprowadzenie analiz metodą elementów skończonych (MES), które posłużą do oceny wytrzymałości ramy nośnej pod założonym obciążeniem.

Słowa kluczowe: Przyczepa; Rama nośna; Analiza MES

1. Wstęp

Przyczepa rolnicza typu tandem o ładowności 14 ton, jest konstrukcją składającą się z trzech głównych zespołów - układu jezdnego, ramy nośnej oraz skrzyni ładunkowej, tak jak pokazano to na rysunku 1. Przyczepa przeznaczona jest do łączenia z ciągnikami rolniczymi i transportu różnorodnych materiałów, wykorzystywanych w gospodarstwach rolnych. Skrzynia wykonana jest w formie skorupowej co oznacza, że wyeliminowano łączenia poprzez zawiasy burtowe. Sprawia to, że skrzynia jest szczelna. Materiał użyty na konstrukcję skrzyni to HARDOX 500, który zapewnia

wysoką odporność na ścieranie, co z kolei zwiększa jej żywotność. Ze względu na specyfikę konstrukcji, skrzynia posiada tylko wywrót tylny z automatycznym ryglowaniem klapy tylnej. Układ jezdny typu tandem zapewnia lepsze rozłożenie masy na osie, co zwiększa stabilność i bezpieczeństwo podczas jazdy. Dopełnieniem tego jest amortyzowany resorem wzdłużnym dyszel z możliwością regulacji wysokości.



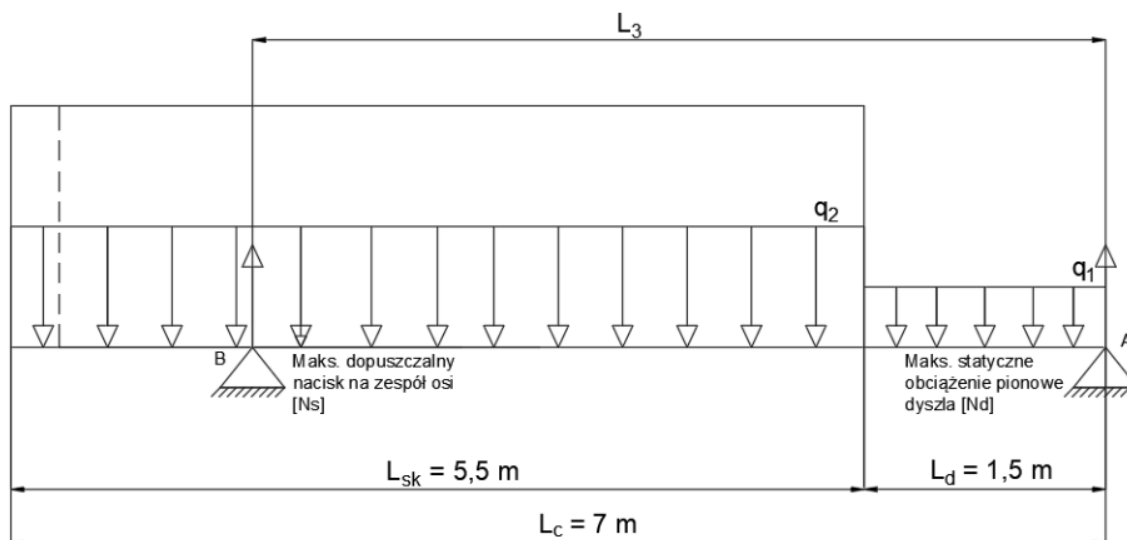
Rysunek 1. Zestawienie zespołów głównych przyczepy w rzucie izometrycznym

Projekt wstępny autorskiej konstrukcji ramy poprzedzono przeglądem technicznym istniejących przyczep o podobnej budowie i przeznaczeniu produkowanych w kraju [1, 2] i za granicą [3, 4]. Wykonanie tej analizy pozwoliło określić zasadnicze parametry przyczepy: wymiary gabarytowe oraz masy, zgodnie z zapisami odpowiednich rozporządzeń Unii Europejskiej [5, 6]. Założono długość przyczepy równą 7 m, wymiary skrzyni ładunkowej 5,5 m × 2,2 m × 1,2 m oraz długość dyszla 1,5 m. Następnie dla wyznaczonych wymiarów została obliczona ładowność przyczepy na podstawie wartości przeliczników masowo - objętościowych [7] oraz ustalona masa własna $m_w = 4500 \text{ kg}$. Na podstawie tych danych obliczono następnie dopuszczalne naciski na zespół osi układu jezdnego oraz maksymalną pionową siłę działającą na hak dyszla, [5,8]. Kolejnym istotnym krokiem wykonanym na potrzeby projektu była analiza budżetu masowego przyczepy oraz wstępne obliczenia pozwalające na wyznaczenie położenia osi przyczepy. W pierwszej kolejności określono masę układu jezdnego, który można podzielić na układ zawieszenia wraz z dwiema osiami i zestawem czterech opon. Układ jezdny wstępnie został dobrany według katalogu BPW[8] na bazie dopuszczalnych nacisków na osie, dlatego też jego masa jest narzucona bezpośrednio przez producenta i wynosi $m_{uj} = 1150 \text{ kg}$. Następnie ustalono wstępnie masę skrzyni ładunkowej oraz dyszla i wyliczono maksymalną masę ramy. Limit masy skrzyni ładunkowej wynosi $m_{sk} = 2000 \text{ kg}$, dla dyszla jest to $m_d = 250 \text{ kg}$. Limit masy ramy został obliczony według poniższego wzoru:

$$m_r = m_w - m_{sk} - m_{uj} - m_d \quad (1)$$

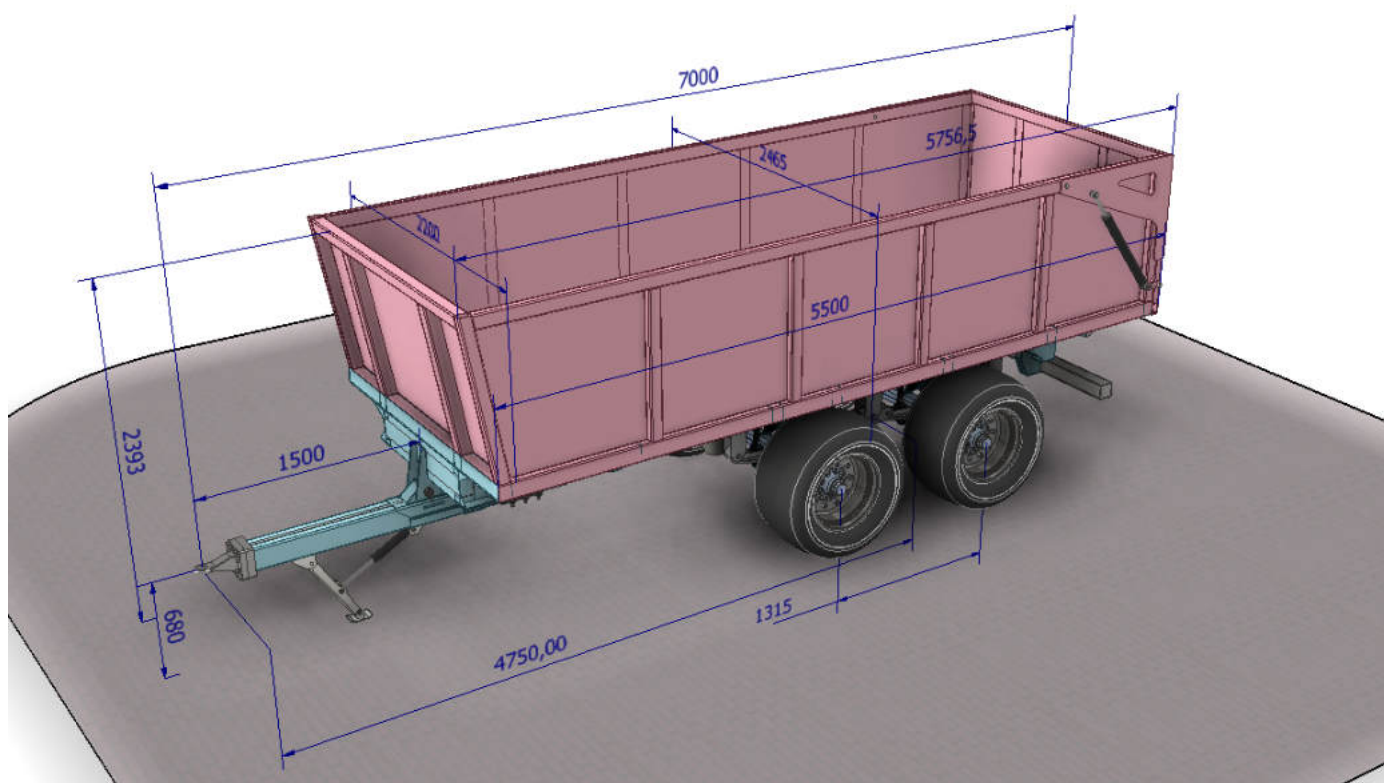
$$m_r = 4500 \text{ kg} - 2000 \text{ kg} - 1150 \text{ kg} - 250 \text{ kg} = 1100 \text{ kg} \quad (2)$$

Po określeniu mas oraz wymiarów poszczególnych elementów składowych konstrukcji ustalono położenie osi przyczepy (wymiar L_3) rozpatrując równowagę belki (Rysunek 2), schematycznie przedstawiającej rozkład obciążeń działających na przyczepę. Podpora E jest umieszczona w środku układu zawieszenia, w odległości D_4 względem początku. Belka została obciążona ciągle na odpowiednich długościach. Obciążenie ciągłe zostało podzielone na dwie strefy. W pierwszym (q_1) została zawarta masa dyszla, w drugim (q_2) uwzględniono masę ładunku skrzyni ładunkowej, ramy oraz układu jezdnego (Rysunek 2). Z przeprowadzonej analizy wyznaczono wymiar $L_3 = 4,75 \text{ m}$.



Rysunek 2. Schemat obliczeniowy położenia osi (L_{sk} – długość skrzyni ładunkowej, L_d – długość dyszla, L_c – długość całkowita przyczepy)

Na rysunku 3 został przedstawiony schemat projektowanej przyczepy z zaznaczeniem jej podstawowych wymiarów gabarytowych.

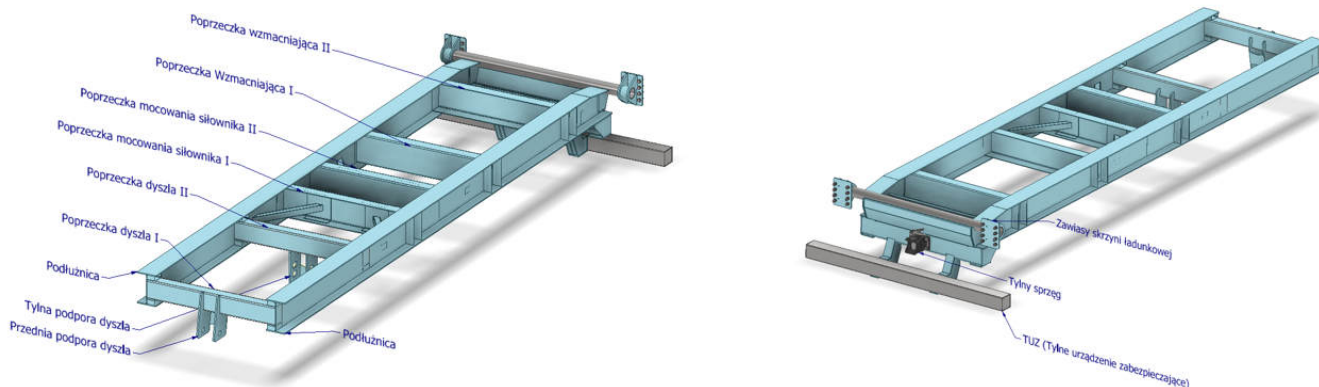


Rysunek 3. Wymiary zaprojektowanej przyczepy

2. Konstrukcja nośna ramy

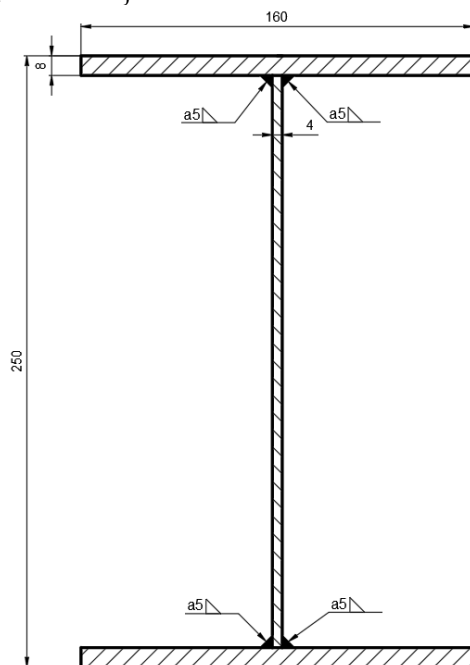
Konstrukcja ramy nośnej składa się z dwóch podłużnic oraz poprzeczek, tak jak schematycznie przedstawiono to na rysunku 4. Liczba poprzeczek wynika z konieczności mocowania elementów składowych przyczepy. I tak pierwsze

dwie poprzeczki będą stanowić mocowanie dyszla, dwie kolejne posłużą do zamocowania siłownika, a ostatnia pojedyncza poprzeczka została przewidziana dla TUZ. Dodatkowo pojawią się dwie poprzeczki wzmacniające, umieszczone i usztywnione w miejscu występowania podpór układu jezdnego. Rozstaw i wymiary przekroju poprzeczek wyznaczono podczas konstruowania kolejnych elementów przyczepy [9].



Rysunek 4. Rozstaw poprzeczek w ramie

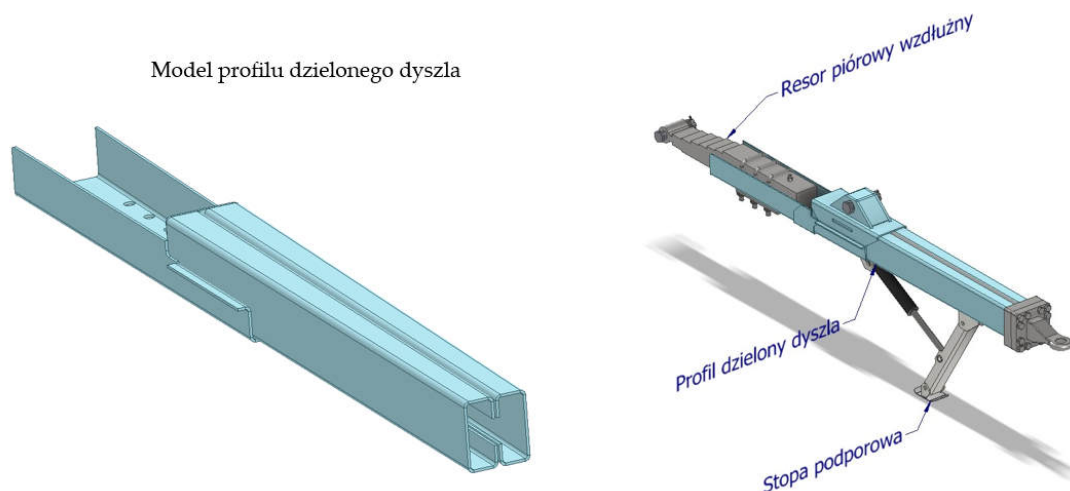
Podłużnice przenoszą głównie moment zginający pochodzący od ładunku oraz masy własnej skrzyni ładunkowej, z tego powodu ich najważniejszym parametrem jest wytrzymałość na zginanie [10]. Zdecydowano, że podłużnica zostanie wykonana w formie blachownicy dwuteowej. Blachownice takie zapewniają odpowiednią przestrzeń konstrukcyjną dla umocnień lub usztywnień poprzeczek [11]. Ich wadą jest sposób łączenia elementów blachownicy dwuteowej, tj. pasa górnego, pasa środkowego i pasa dolnego z tego względu, że może odbywać się to wyłącznie poprzez spawanie, co powoduje możliwość powstania naprężeń i odkształceń spawalniczych, niekorzystnie wpływających na dokładność kształtowo - wymiarową konstrukcji.



Rysunek 5. Przekrój podłużnicy

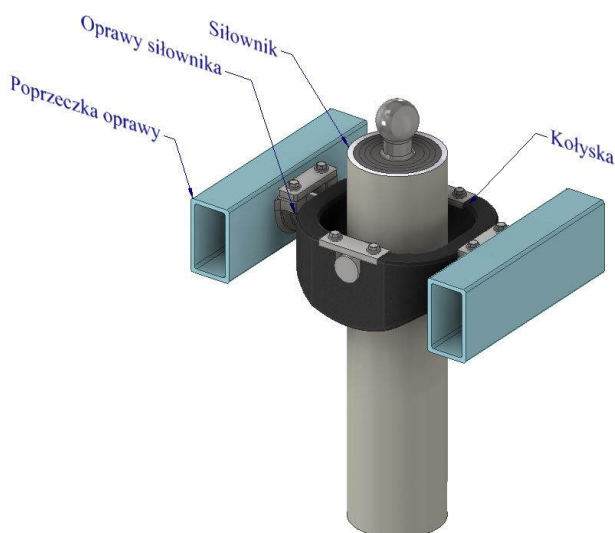
Po opracowaniu wstępnego zarysu ramy przystąpiono do wykonania konstrukcji poszczególnych elementów składowych. Dla dyszla w pierwszej kolejności obliczono odległość pomiędzy podporami, co wyznaczało rozstaw poprzeczki dyszla I oraz II a następnie dobrano resor według obliczeń zawartych w katalogu [12]. Następnie zaprojektowano główny profil dyszla wraz ze wzmocnieniami, uwzględniając ograniczenia technologiczne dla obróbki

cięcia laserem 2D i gięcia krawędziowego. Do zaprojektowanego profilu dodano wzmocnienia oraz łączniki pomiędzy podporami (Rysunek 6).



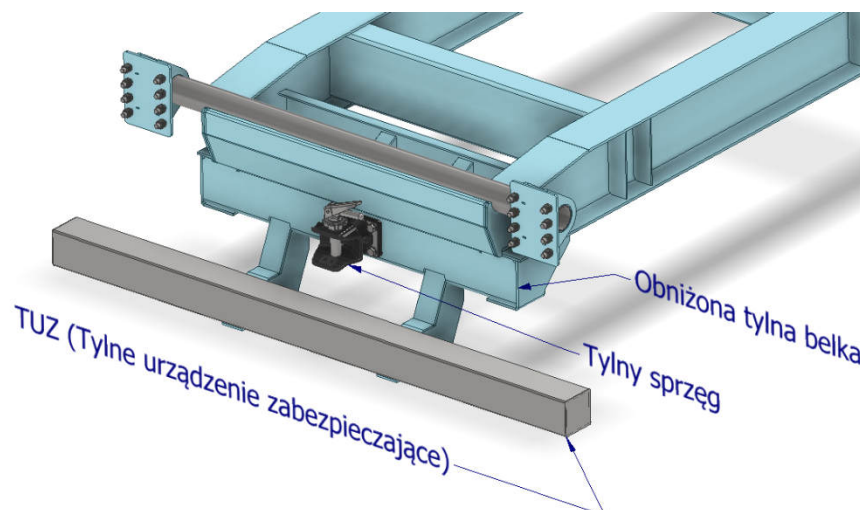
Rysunek 6. Konstrukcja dyszla amortyzowanego

Do poprawnego zaprojektowania siłownika w pierwszej kolejności należało wyznaczyć wymagany skok siłownika w zależności od długości całkowitej skrzyni ładunkowej i jej kąta przechyłu. Dzięki obliczeniu tej wartości możliwy był dobór siłownika. Siłownik umieszczony został w kołysce, która kompensuje luzy mogące wystąpić w połączeniu pomiędzy zawiasami w ramie i skrzynią ładunkową. Kołyska została umieszczona w oprawach siłownika. Rozmiar profilu, poprzeczek opraw oraz luzu pomiędzy poprzeczkami mocowania siłownika i grubość spoiny zostały ustalone według zaleceń zamieszczonych w instrukcji montażowej [13] (Rysunek 7).



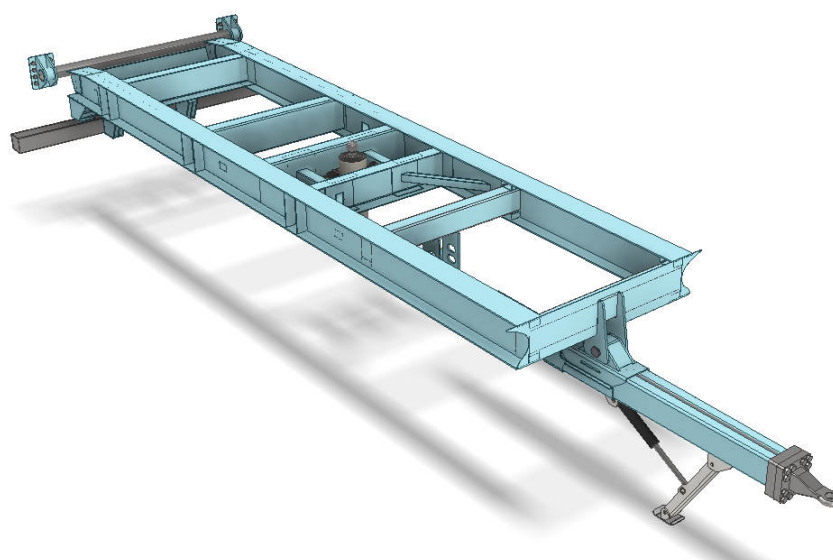
Rysunek 7. Konstrukcja mocowania siłownika

Ostatnim elementem składowym był zderzak. Zderzak powinien spełniać wymagania regulaminu 58 [14] pod kątem geometrycznym oraz wytrzymałościowym. Dodatkowo do belki mocującej TUZ został zamocowany tylny sprzęg. Wymagane było obniżenie belki, aby zapewnić odpowiednią ilość miejsca do bezpiecznego sprzęgania drugiej przyczepy, oraz wyeliminowania potencjalnej kolizji ze skrzynią ładunkową podczas wywrotu [11] Rysunek (8).



Rysunek 8. Konstrukcja TUZ

Na rysunku 9 został przedstawiony ostateczny model ramy ze skonstruowanymi elementami składowymi.



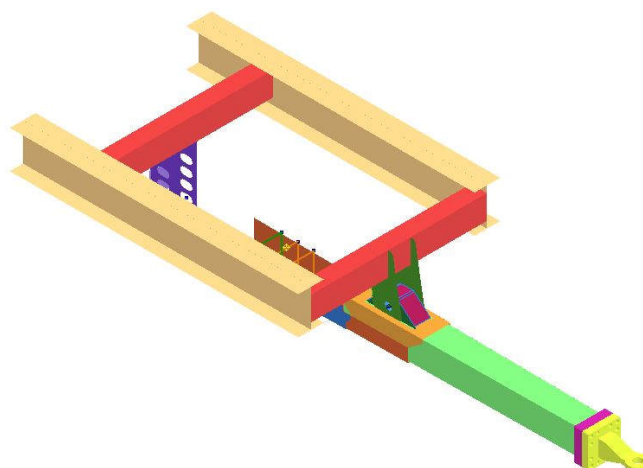
Rysunek 9. Model ramy nośnej przyczepy

3. Analiza wytrzymałościowa ramy

Obliczenia metodą elementów skończonych zostały wykonane dla poszczególnych elementów składowych ramy. Z uwagi na znaczącą złożoność obliczeniową modelu analizę przeprowadzono dzieląc ramę na podukłady i prowadząc analizę dla każdego z nich osobno [11]. Wszystkie symulacje wytrzymałościowe zostały wykonane w pakiecie NX Simcenter

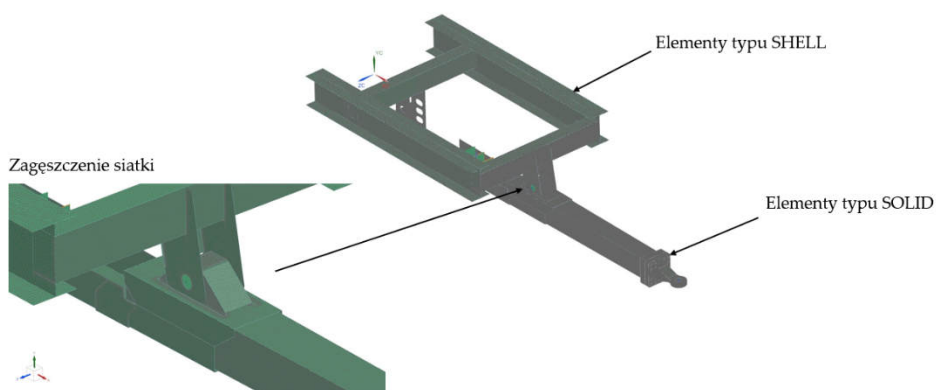
Analiza MES dyszla

Do celów obliczeń przygotowano model powierzchniowy. Z modelu geometrycznego usunięto geometrię powodującą późniejsze błędy podczas dyskretyzacji, a nie wpływające na wynik prowadzonej analizy tj. wycięcia pod spoiny punktowe i szfowania. Zdecydowano również, aby nie modelować spoin. Wszystkie takie połączenia modelowano za pomocą elementów kontaktowych typu *Bonded* (Rysunek 10).



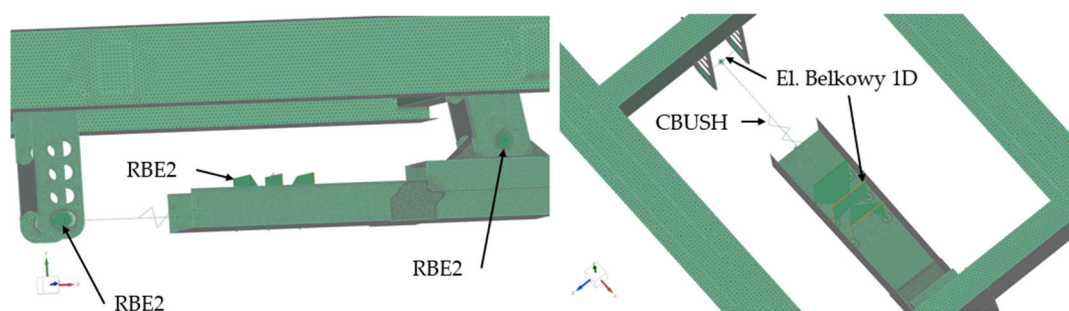
Rysunek 10. Model powierzchniowy dyszla

Model został zdyskretyzowany elementami typu shell CTRIA6 o rozmiarze 10 mm oraz solid CTETRA10 o rozmiarze 8 mm. Siatkę zagęszczono w miejscach, w których przewidywano pojawienie się największych gradientów naprężeń oraz występowania połączeń (Rysunek 11).



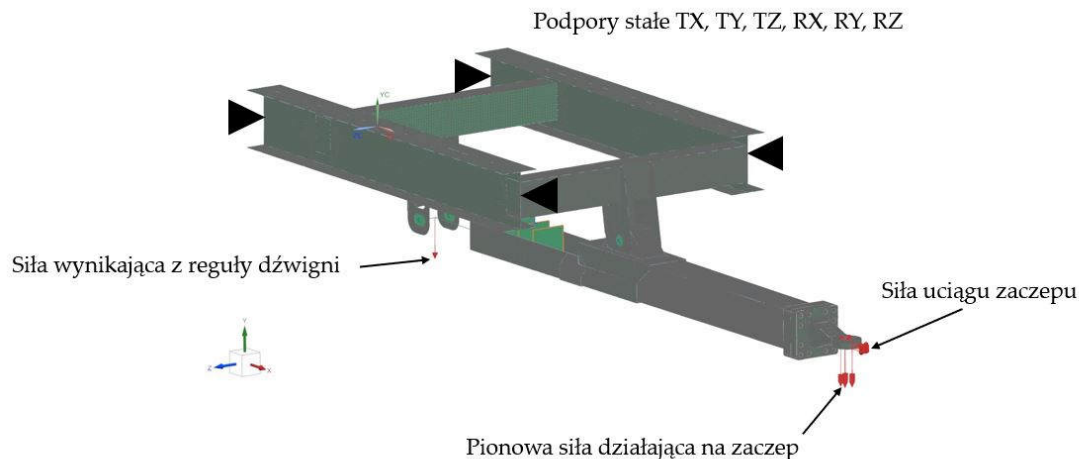
Rysunek 11. Model dyskretny dyszla

Do modelowania resoru dyszla wykorzystano element CBUSH o odpowiednich sztywnościach, wynikających z jego charakterystyki [12]. Mocowanie resoru w tylnej podporze wraz z jego klamrami ustalającymi w profilu zostało zdyskretyzowane w postaci elementu belkowego 1D. Wszystkie wyżej wymienione elementy zostały połączone pomiędzy sobą za pomocą elementów typu RBE2. (Rysunek 12)



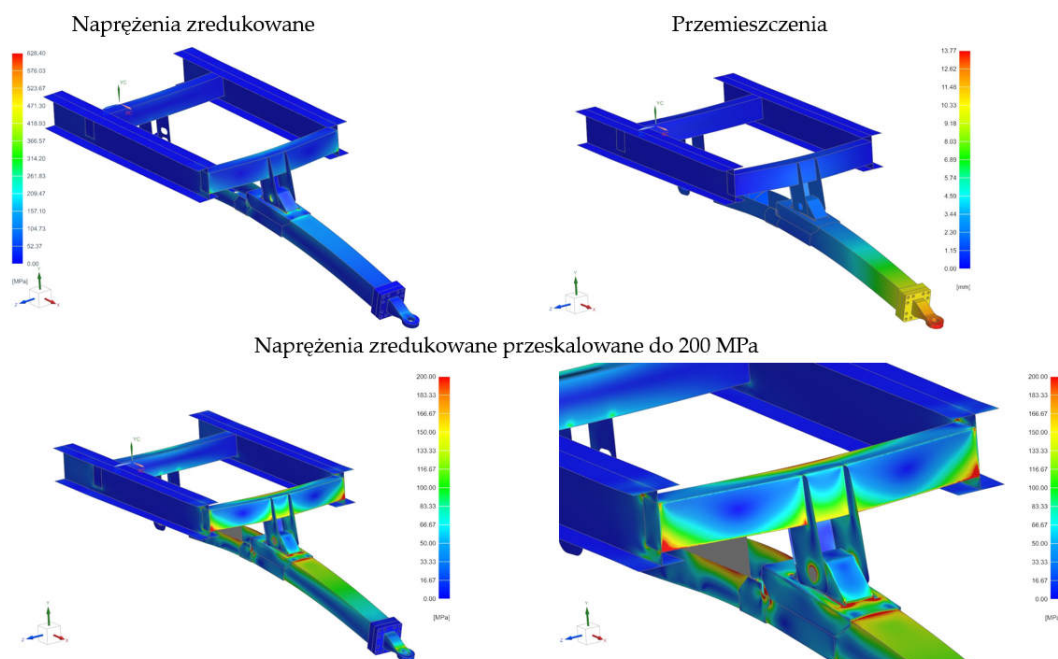
Rysunek 12. Uproszczony model połączenia dyszla z ramą

Model utwierdzono na końcach wycinka podłużnic ramy, odbierając wszystkie stopnie swobody. Pionowa siła, obciążająca zaczep ma wartość 20 kN, a siła uciągu 70 kN. Wartości te zostały wyznaczone na bazie zapisów regulaminu 58 [10]. Ze względu na konstrukcję dyszla amortyzowanego resorem wzdłużnym, w tylnej podporze występuje siła równa 30 kN, którą obliczono z reguły dźwigni (Rysunek 13).



Rysunek 13. Warunki brzegowe analizy MES dyszla

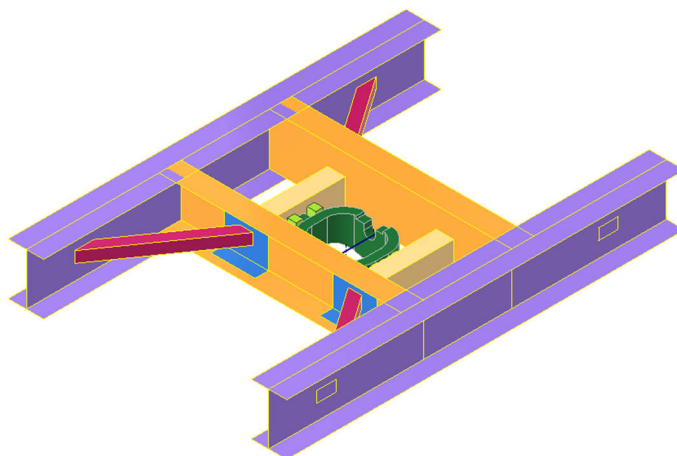
Naprężenia zredukowane nie przekroczyły granicy plastyczności materiału STRENX 700 E ($R_e = 700 \text{ MPa}$). Maksymalne wartości wynoszą nieco ponad 628 MPa i występują w obszarze wzmocnień głównego profilu. Wartości te są wynikiem błędów w dyskretyzacji modelu. Rzeczywiste naprężenia nie przekraczają 400 MPa. Dla lepszej widoczności pole naprężeń zostało przeskalowane do 200 MPa. Dzięki temu można zauważyć, że najbardziej obciążonym miejscem jest obszar łączenia głównego profilu z przednią podporą. Przemieszczenia nie przekraczają maksymalnego dopuszczalnego ugięcia resoru piórowego dyszla [12] (Rysunek 14).



Rysunek 14. Wyniki analizy MES dyszla

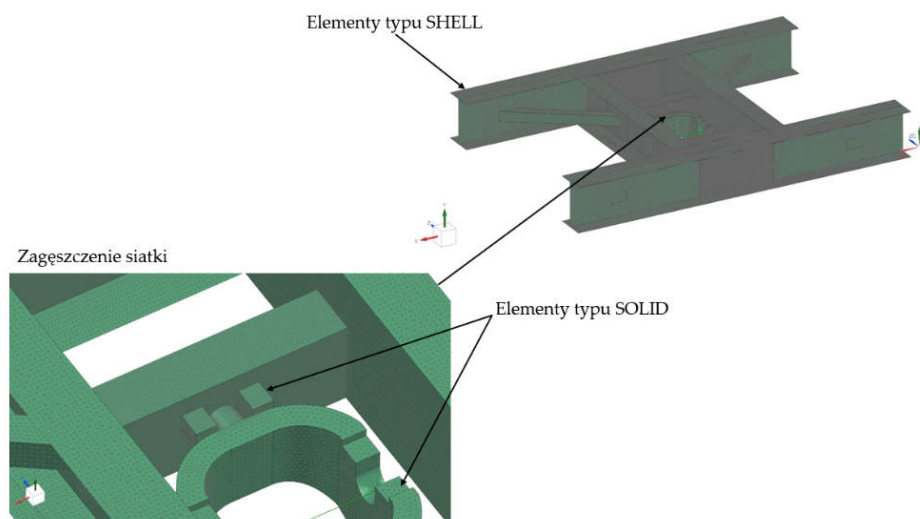
Analiza mocowania siłownika

Podobnie jak w poprzednim zadaniu rozpoczęto od wykonania modelu powierzchniowego, z którego usunięto geometrię powodującą błędy w dyskretyzacji oraz tak samo jak w przypadku dyszla, nie modelowano spoin (Rysunek 15).



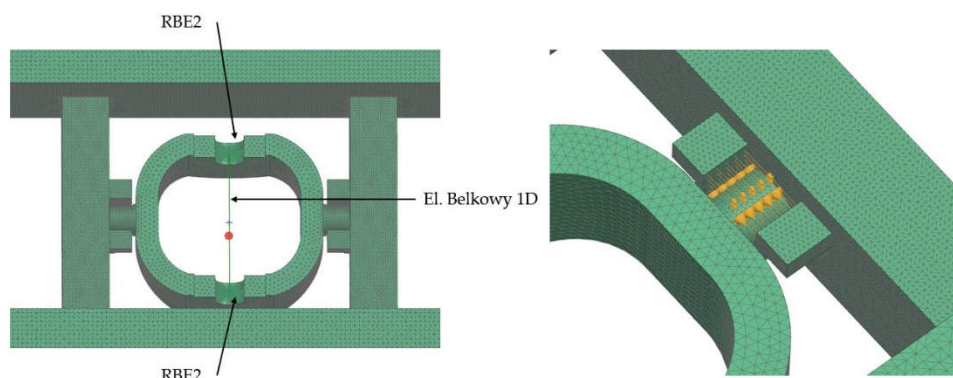
Rysunek 15. Model powierzchniowy mocowania siłownika

Dyskretyzacja dla modelu powierzchniowego została wykonana elementami typu shell CTRIA6 o rozmiarze 8 mm, dla modeli bryłowych były to elementy CTETRA10 o takim samym rozmiarze co elementy typu shell. Wykonane zostało również zagęszczenie siatki w obrębie funkcji kontaktowych i przewidywanego największego gradientu naprężeń (Rysunek 15).



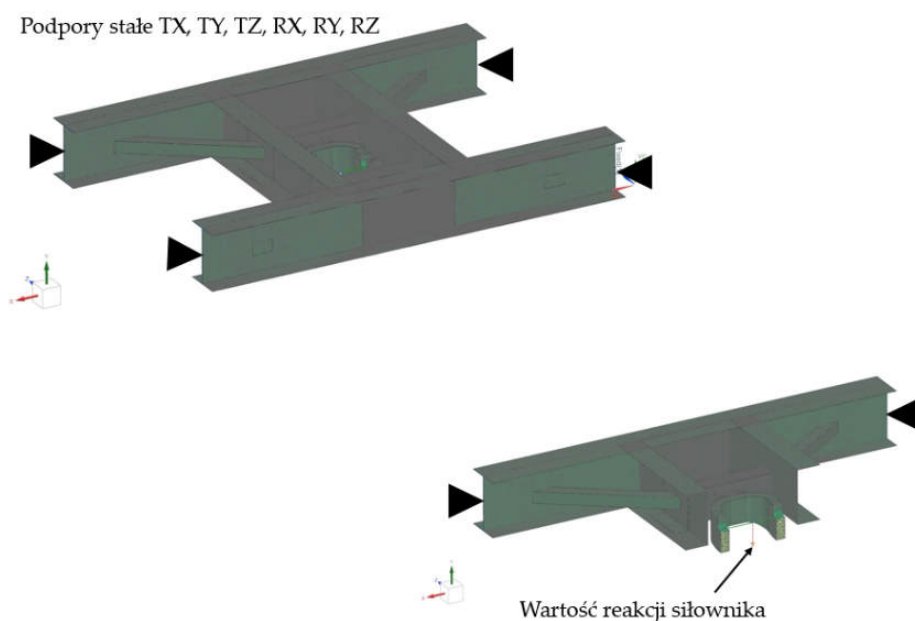
Rysunek 16. Dyskretyzacja modelu mocowania siłownika

Dla odwzorowania połączenia sworzni kołyski z oprawami, zastosowano elementy kontaktowe z tarciem. Siłownik zamodelowano przy pomocy elementu belkowego 1D, o własnościach odpowiadających średnicy sworzni siłownika. Połączenie zrealizowano przy pomocy elementów typu RBE2, z odblokowaną możliwością obrotu osi przechyłu siłownika (Rysunek 17).



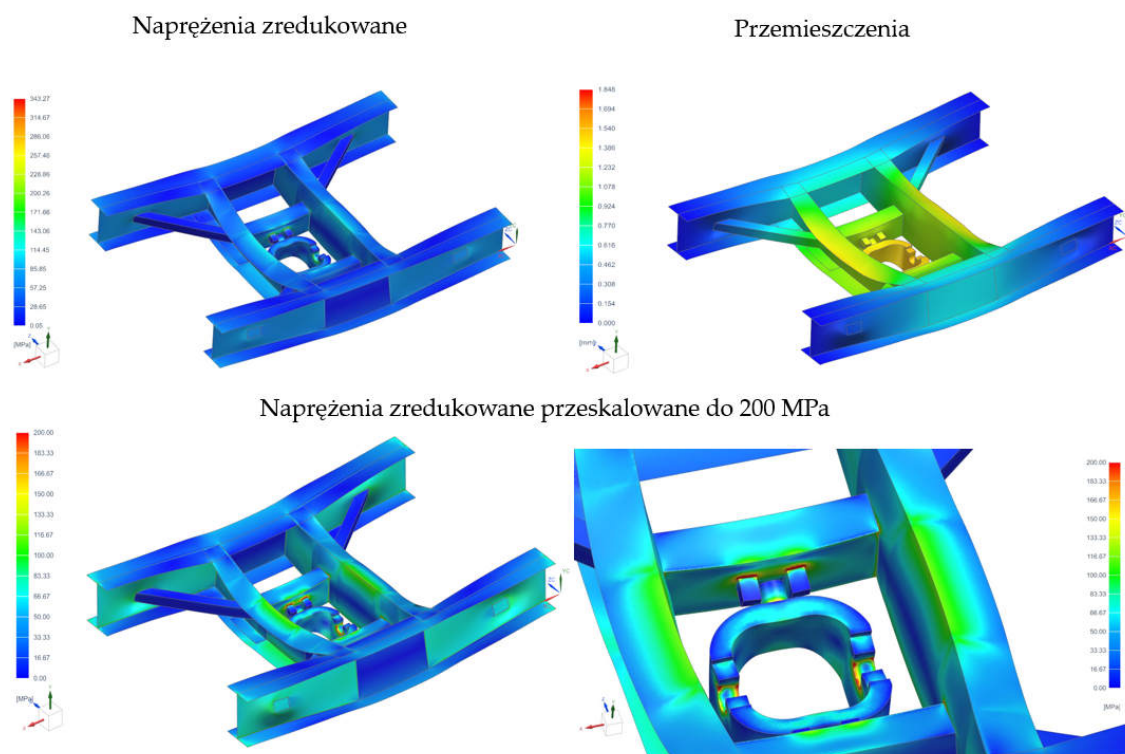
Rysunek 17. Uproszczony model obliczeniowy siłownika

W tym przypadku obliczeniowym model został również utwierdzony w końcowych częściach podłużnic wycinka ramy. Obciążenie zostało przyłożone w środkowym węzle elementu belkowego, a jego wartością była reakcja równa 160 kN generowana przez siłownik podczas pierwszej fazy podnoszenia, wtedy jest ona największa i skierowana prostopadle do podłoża (Rysunek 18).



Rysunek 18. Warunki brzegowe mocowania siłownika

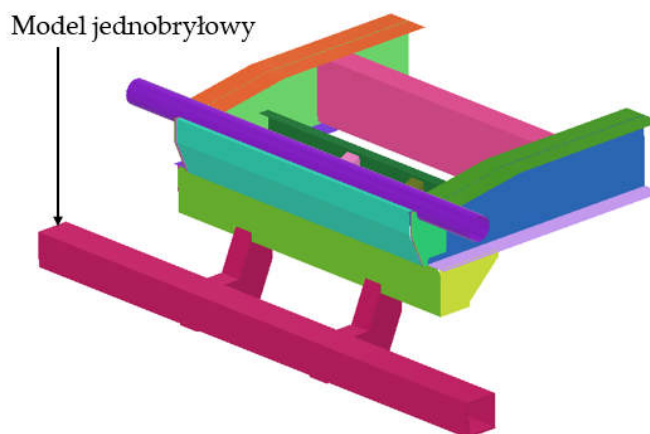
Naprężenia zredukowane (maksimum 347,20 MPa) nie przekroczyły, granicy plastyczności materiału STRENX 700 E ($R_e = 700 \text{ MPa}$). Przeszacowania nie przekraczają maksymalnego dopuszczalnego przeszacowania ustalonego na 4 mm. Dla lepszej widoczności pole naprężeń, zostało również przeskalowane do 200 MPa. Dzięki temu można zauważyć, że największe naprężenia pojawiają się w miejscach łączenia opraw z poprzeczkami siłownika, dlatego należało zwrócić szczególną uwagę na wykonanie spoin w tym miejscu (Rysunek 19).



Rysunek 19. Wyniki analizy MES mocowania siłownika

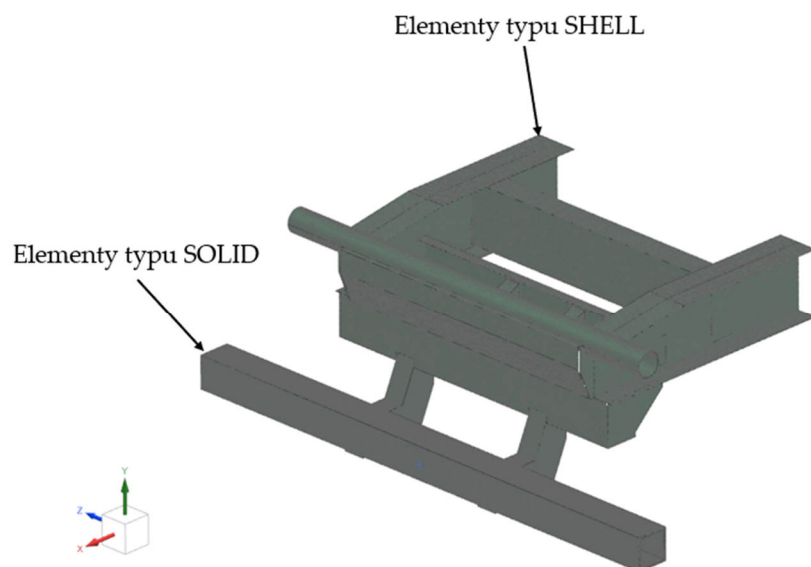
Analiza TUZ (Tylnego Urządzenia Zabezpieczającego)

W tym przypadku model MES został wykonany jako model powierzchniowy z wyjątkiem samego zderzaka, który wykonano jako model bryłowy (Rysunek 20). Do dyskretyzacji wykorzystano elementy typu shell CTRIA6 o rozmiarze 10 mm, oraz elementy bryłowe CTETRA10 (Rysunek 21).



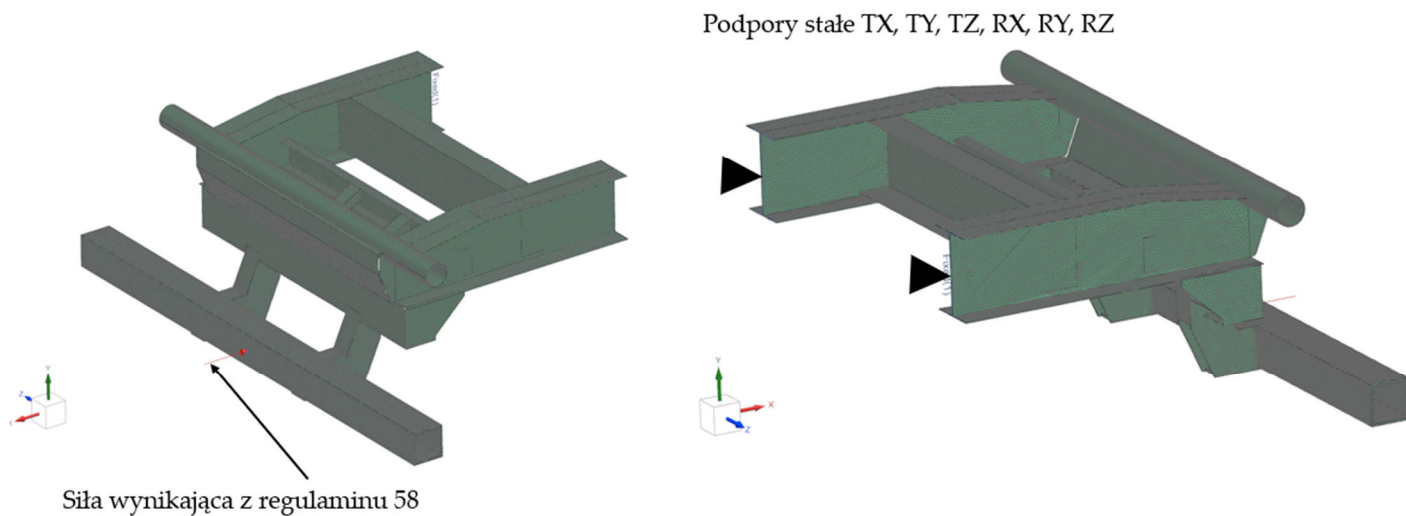
Rysunek 20. Model powierzchniowy TUZ

Model został zdyskretyzowany elementami typu shell CTRIA6 o rozmiarze 10 mm, dla modelu jednobryłowego były to elementy CTETRA10 o takim samym rozmiarze co elementy typu shell (Rysunek 21).



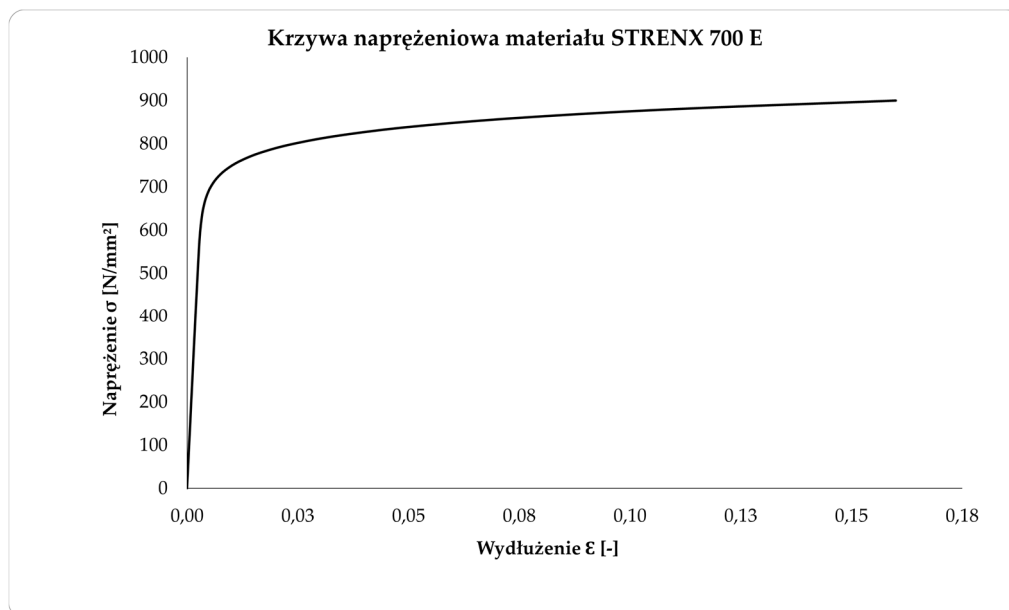
Rysunek 21. Model dyskretny TUZ

Model podparto na jednym końcu wycinka ramy i obciążono siłą 100 kN. Wartość tej siły wynika bezpośrednio z regulaminu R58 [15] (Rysunek 21).



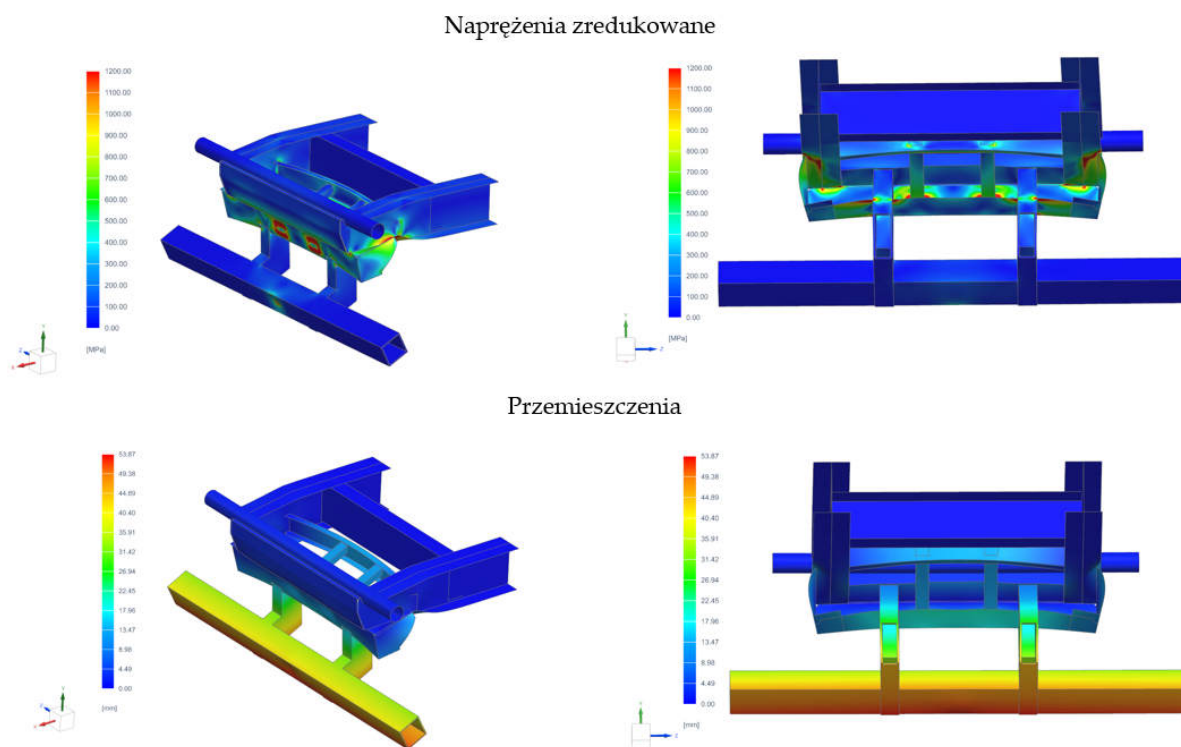
Rysunek 22. Warunki brzegowe analizy MES TUZ

Przeprowadzono analizę nieliniową dla materiału o charakterystyce przedstawionej na rysunku 23:



Rysunek 23. Krzywa napężeniowa materiału STRENX 700 E

Warunkiem uzyskania homologacji jest to, aby po przyłożeniu siły wielkość prześwitu nie mogła przekroczyć 600 mm. Maksymalne przemieszczenie po przyłożeniu siły wyniosło 53,87 mm (rysunek 24). Prześwit pod zderzakiem w stanie nieobciążonym wynosi 515 mm, zatem po obciążeniu wyniesie 568,87 mm. Warunek homologacyjny został spełniony. Maksymalne naprężenia wynoszą 1200 MPa, co przekracza granice plastyczności użytego materiału STRENX 700 E ($R_e = 700 \text{ MPa}$). Jest to dopuszczalne, ponieważ TUZ ma pochłonąć energię uderzenia i zapobiec wjechaniu innego pojazdu w dalszą część ramy. Należy zauważyć jednak, że naprężenia o takich wartościach nie występują w głównych miejscach łączeń tylnej belki z TUZ, dlatego też mimo uszkodzenia plastycznego elementów i naruszenia ich połączeń, nie zostaną one całkowicie zniszczone. Oznacza to, że TUZ zadziała poprawnie.



Rysunek 24. Wyniki analizy MES TUZ

4. Podsumowanie i wnioski

W artykule zostały omówione założenia wstępne dla konstrukcji przyczepy rolniczej typu tandem o ładowności 14 ton, które miały kluczowy wpływ na postać konstrukcyjną ramy i jej elementów składowych. Przedstawiony został proces konstrukcyjny wraz z wybranymi analizami wytrzymałościowymi przeprowadzonymi metodą elementów skończonych. Obliczenia dotyczyły elementów składowych ramy tj. dyszla, mocowania siłownika oraz TUZ. Konstrukcja dyszla została zaprojektowana odpowiednio do założonych obciążeń, co potwierdziły wyniki analiz wytrzymałościowych. Zarówno naprężenia w konstrukcji, jak i ugięcie resoru nie przekracza wartości dopuszczalnych. Mocowanie siłownika zostało zaprojektowane tak, aby, zapewnić odpowiedni luz pomiędzy ruchomymi częściami co zwiększa żywotność uszczelnienia siłownika, tym samym minimalizując ryzyko awarii. Przeprowadzona analiza MES spełnia postawione warunki dotyczące naprężeń oraz przemieszczeń. Ostatnim znaczącym elementem składowym był TUZ, który według wykonanej analizy spełnia warunki homologacyjne i w razie uderzenia innego pojazdu w przyczepę, zapobiegnie jego wjechaniu pod nią. Ma to kluczowe znaczenie dla zwiększenia szansy na ratunek osób uczestniczących w wypadku.

W dalszej części projektu zostanie skonstruowana skorupowa skrzynia ładunkowa wraz z tylną klapą hydrauliczną i nadstawkami zwiększającymi objętość, w przypadku pracy z materiałami o niższej gęstości usypowej np. kiszonka. W konstrukcji zostaną wprowadzone elementy usprawniające pracę takie jak okno rewizyjne, drabina, podest i dodatkowe oświetlenie wewnątrz skrzyni ładunkowej.

Literatura

1. Katalog produktów Pronar Sp. z o.o. <https://pronar.pl/produkt/przyczepa-pronar-t6692> (20.11.2024)
2. Katalog produktów Zakłady mechaniczne MetaltechS p.z.o.o. <https://metaltch.com.pl/transport-w-rolnictwie/typ-ts/> (20.11.2024)
3. Katalog produktów Joskin https://www.joskin.com/pl/przyczepy-wywrotki/trans_cap (20.11.2024)
4. Katalog produktów Fliegl Agrar Technik GmbH <https://fliegl-agrartechnik.de/pl/produkty/wywrotka/wywrotka-skorupowa/> 20.11.2024
5. Ustawa z dnia 4 kwietnia 2024 r. Obwieszczenie ministra infrastruktury z dnia 29 lutego 2024 r. (Dz.U. 2024 poz. 502).
6. Rozporządzenie parlamentu europejskiego i rady (UE) 2018/858 w sprawie homologacji i nadzoru rynku pojazdów silnikowych i ich przyczep oraz układów, komponentów i oddzielnych zespołów technicznych przeznaczonych do tych pojazdów, zmieniające rozporządzenie (WE) nr 715/2007 i (WE) 595/2009 oraz uchylające dyrektywę 2007/46/WE
7. Normatywy Produkcji Rolniczej wydawnictwo Centrum Doradztwa Rolniczego w Brwinowie <https://poznan.cdr.gov.pl/normatywy/>
8. BPW Agricultural Catalogue <https://bpwagrar.com/en/bpw-agricultural-catalogue-growing-together/> (20.11.2024)
9. J. Teisseyre "Nadwozia samochodów ciężkiego transportu" Wydawnictwo komunikacji i łączności, Warszawa 1976
10. F. Romanów, A. Słomka, J. Teisseyre "Skręcanie ram samochodowych o zmiennej szerokości" Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1972
11. E. Rusiński "Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych" Oficyna wydawnicza politechniki wrocławskiej, Wrocław 2002
12. Katalog ADR 2023 <https://www.adrosie.pl/pl/produkty/akcesoria-do-zawieszen-mechanicznych/> (20.11.2024)
13. Siłowniki DCT i UCB instrukcja montażu HYVA <https://www.truck-components.pl/p/silowniki-podskrzyniowe-hyva-umb/v/149-4-2180-k265-50-3-4-hc> (20.11.2024)
14. Regulamin ONZ nr 147 - Jednolite przepisy dotyczące homologacji mechanicznych elementów sprzęgających zespołów pojazdów rolniczych [2022/2055]
15. Regulamin nr 58 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) - Jednolite przepisy dotyczące homologacji: I. Urządzeń zabezpieczających przed wjechaniem pod tył pojazdu (RUPD) II. Pojazdów w zakresie instalacji homologowanego typu RUPD III. Pojazdów w zakresie zabezpieczenia przed wjechaniem pod tył pojazdu (RUP) [2019/272].