



autor: inż. Filip Jędrasik

promotor: dr inż. Michał Kucewicz

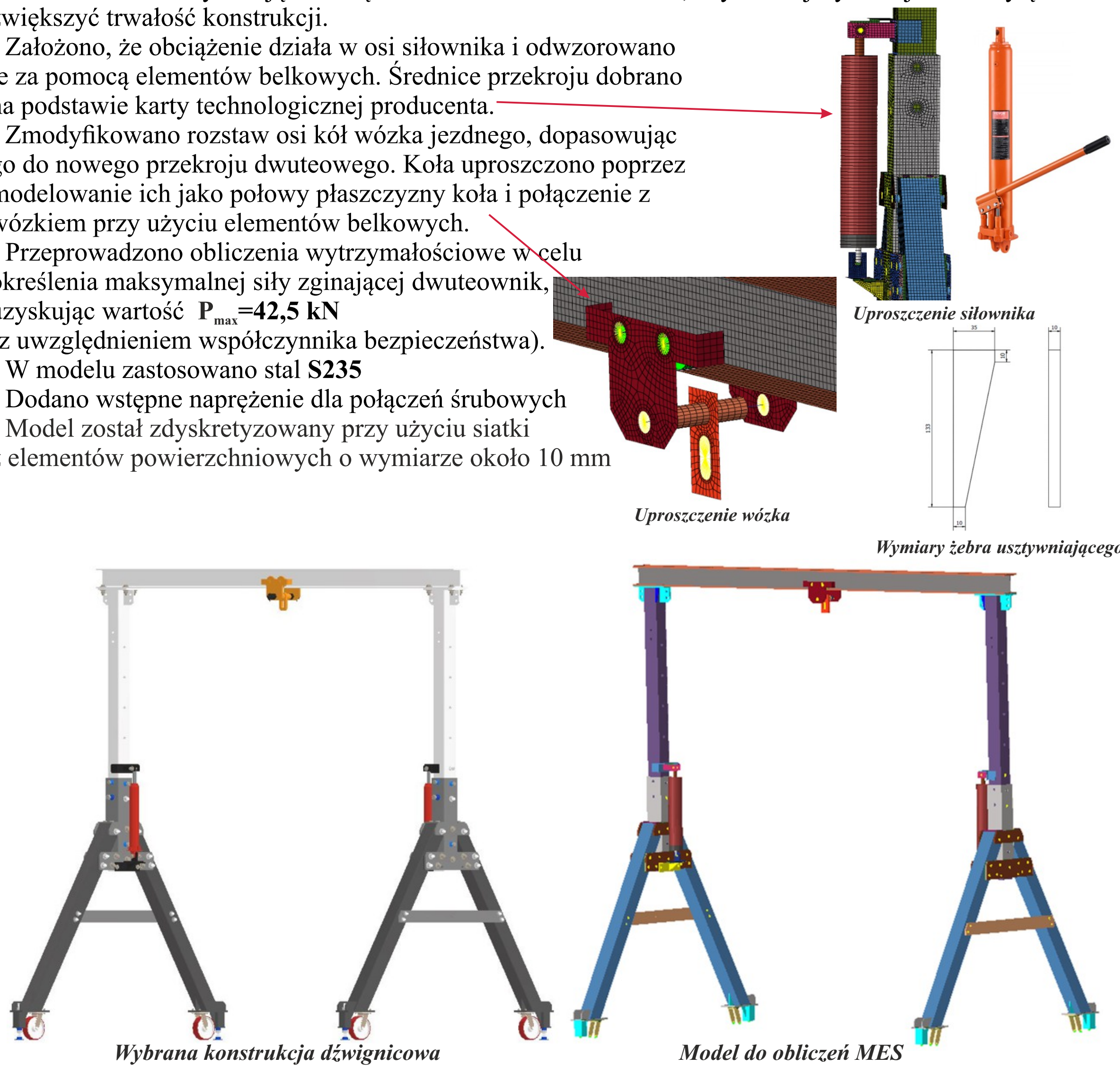
Analiza wytrzymałościowa dźwigowego trawersu belkowego

Wstęp

Celem pracy było przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej dźwigni z regulacją wysokości. Analiza miała na celu ocenę konstrukcji pod kątem jej wytrzymałości, identyfikację obszarów narażonych na maksymalne naprężenia oraz wskazanie potencjalnie słabych punktów projektu. Praca obejmowała etapy modyfikacji modelu 3D, uproszczenia i analizy numeryczne z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES).

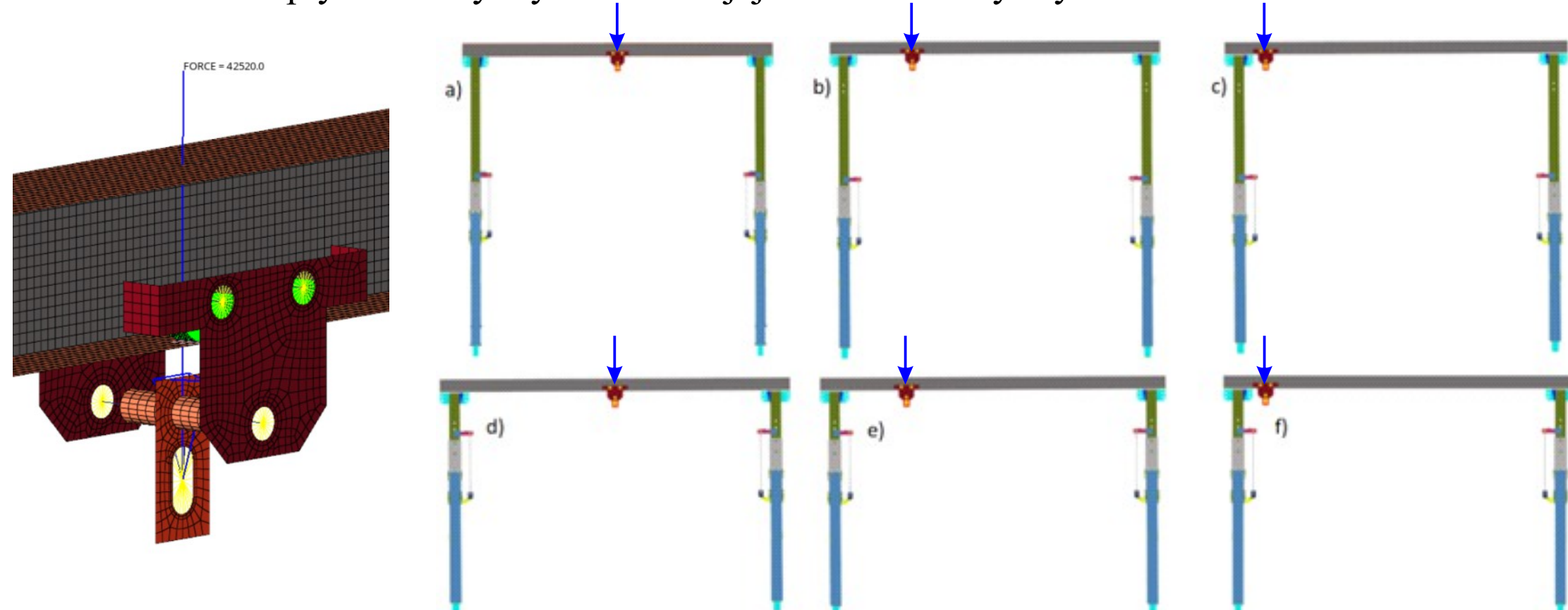
Modyfikacja modelu

- Usunięto detale, takie jak zaokrąglenia i śruby, w celu redukcji złożoności konstrukcji i skrócenia czasu obliczeń numerycznych.
- Zamieniono profil W6x25 na profil SC 160 zgodny z ISO 657/16, co zapewnia zgodność z normami europejskimi i lepszą dostępność na rynku.
- Dodano żebra usztywniające w węzle mocowania dwuteownika, aby zmniejszyć miejscowe wyężenie i zwiększyć trwałość konstrukcji.
- Założono, że obciążenie działa w osi siłownika i odwzorowano je za pomocą elementów belkowych. Średnice przekroju dobrano na podstawie karty technologicznej producenta.
- Zmodyfikowano rozstaw osi kół wózka jezdnego, dopasowując go do nowego przekroju dwuteowego. Koła uproszczono poprzez modelowanie ich jako połowy płaszczyzny koła i połączenie z wózkiem przy użyciu elementów belkowych.
- Przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe w celu określenia maksymalnej siły zginającej dwuteownik, uzyskując wartość $P_{max} = 42,5 \text{ kN}$ (z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa).
- W modelu zastosowano stal S235
- Dodano wstępne naprężenie dla połączeń śrubowych
- Model został zdyskretyzowany przy użyciu siatki z elementów powierzchniowych o wymiarze około 10 mm



Warianty analizy MES

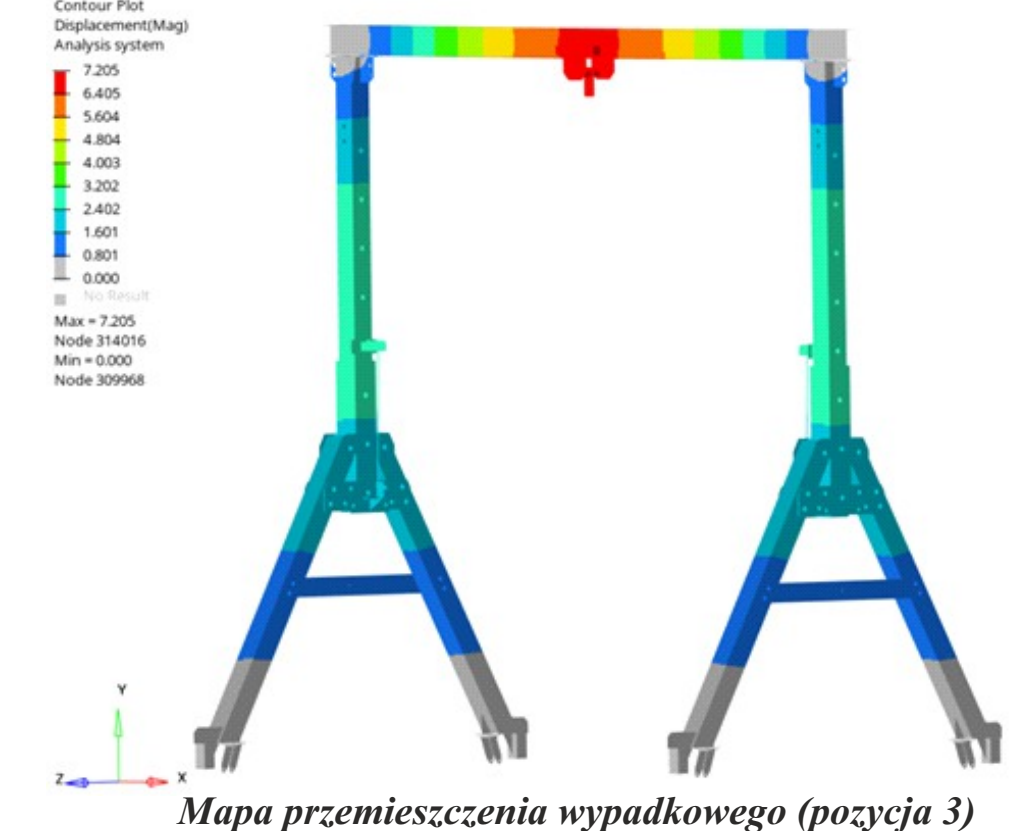
W pracy przeprowadzono cztery warianty analizy numerycznej dźwigni. Pierwszy obejmował ocenę wpływu ciężaru własnego na naprężenia i przemieszczenia konstrukcji. W drugim analizowano obciążenie statyczne belki, porównując model bazowy oraz wersję z dodatkowymi żebrami usztywniającymi. Trzeci wariant badał wpływ zmiennego położenia wózka przy maksymalnej wysokości dźwigni (4 m), testując jego ustawienie na środku dwuteownika, w 1/4 długości oraz maksymalnie blisko wysięgnika pionowego. Wariant czwarty powtarzał ustawienie wózka, ale dla minimalnej wysokości konstrukcji (2,8 m), co pozwoliło ocenić wpływ zmiany wysokości na jej stabilność i wytrzymałość.



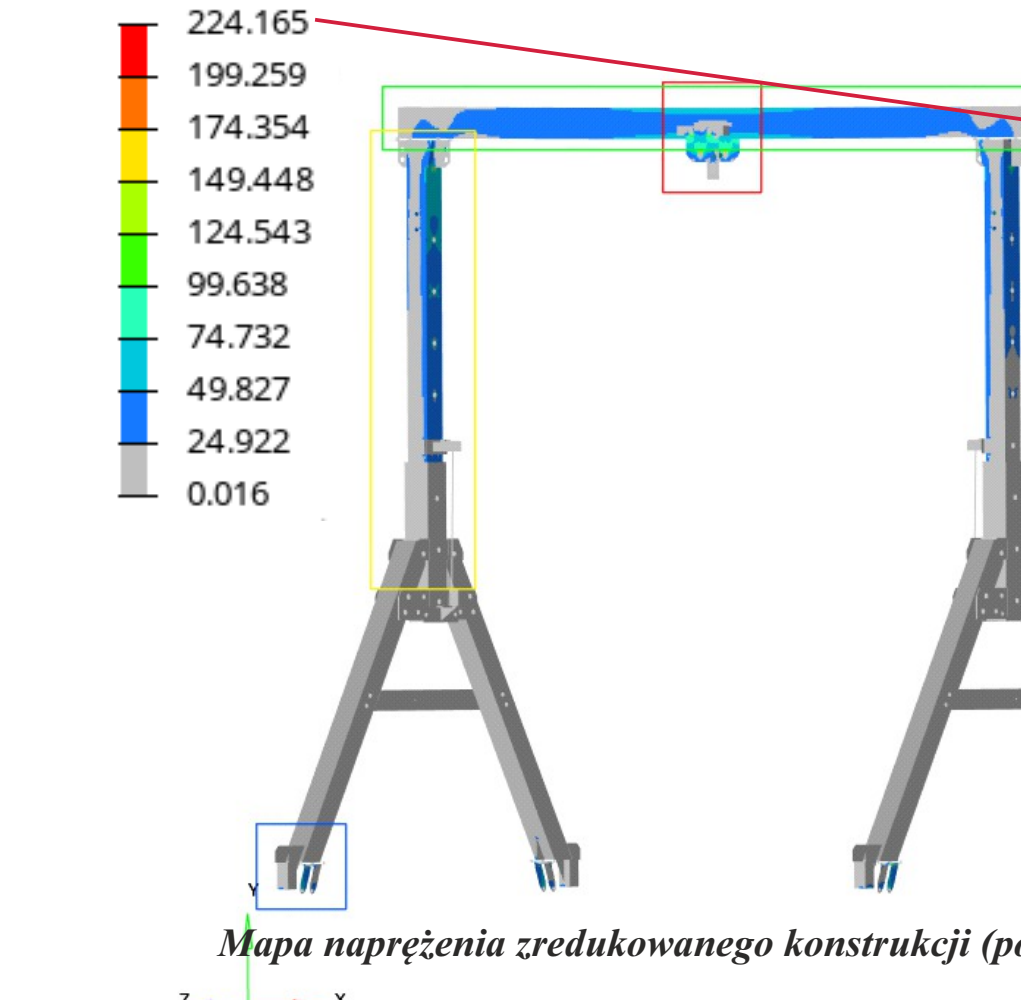
Wyniki badań numerycznych

Pozycja dźwigni	Maksymalne naprężenie e HMI [MPa]	Procent granicy plastyczności [%]	Maksymalne naprężenie e HMI dwuteownika [MPa]	Procent granicy plastyczności [%]	Maksymalne naprężenie e HMI z pominięciem dwuteownika, wózka oraz uśrednienia [MPa]	Procent granicy plastyczności [%]
1	15,07	6,4	1,75	0,74	11,52	4,90
2	247,75	105,4	167,37	71,22	171,60	73,02
3 (a)	271,39	115,49	224,17	95,39	168,28	71,61
4 (b)	271,02	115,33	207,87	88,46	147,06	62,58
5 (c)	270,89	115,27	185,70	79,02	118,74	50,53
6 (d)	271,31	115,45	219,11	93,24	225,04	95,76
7 (e)	271,05	115,34	201,40	85,70	188,57	80,24
8 (f)	271,07	115,35	180,37	76,75	168,14	71,55

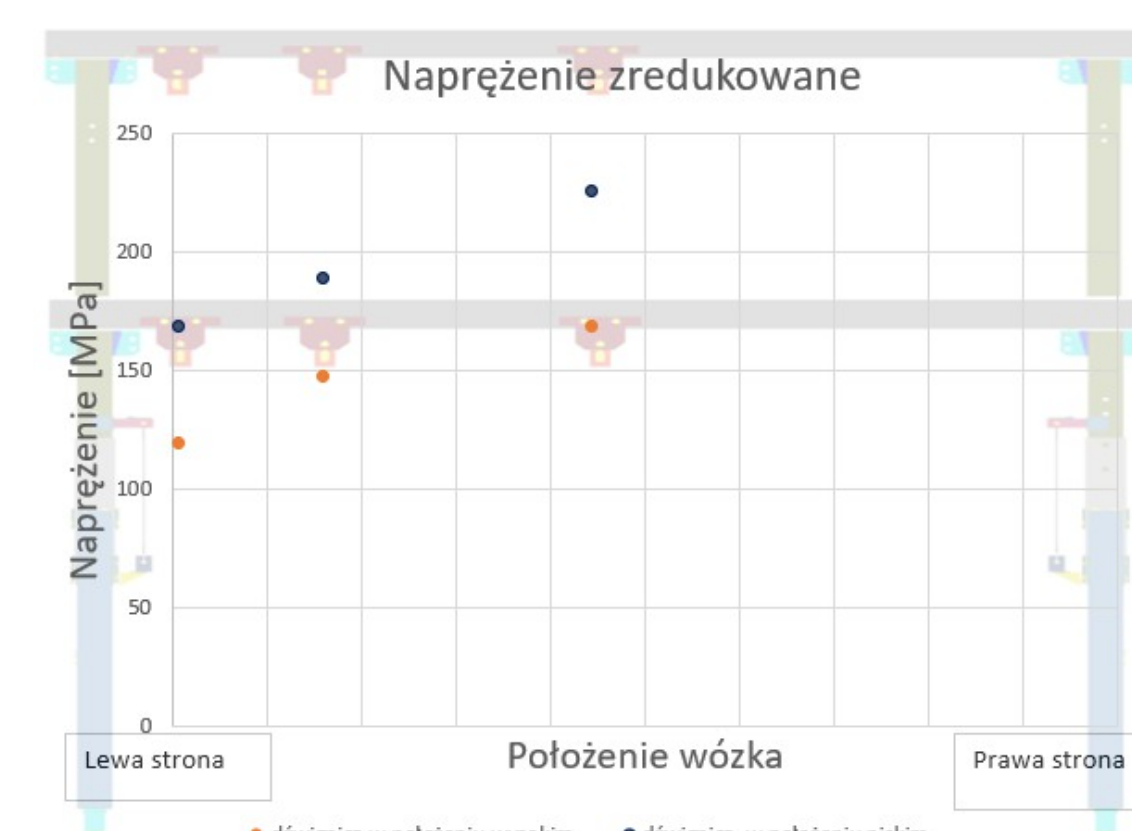
Zestawienie wyników naprężenia wszystkich pozycji dźwigni



Mapa przemieszczenia wypadkowego (pozycja 3)



Mapa naprężenia zredukowanego konstrukcji (pozycja 3)



Naprężenie zredukowane

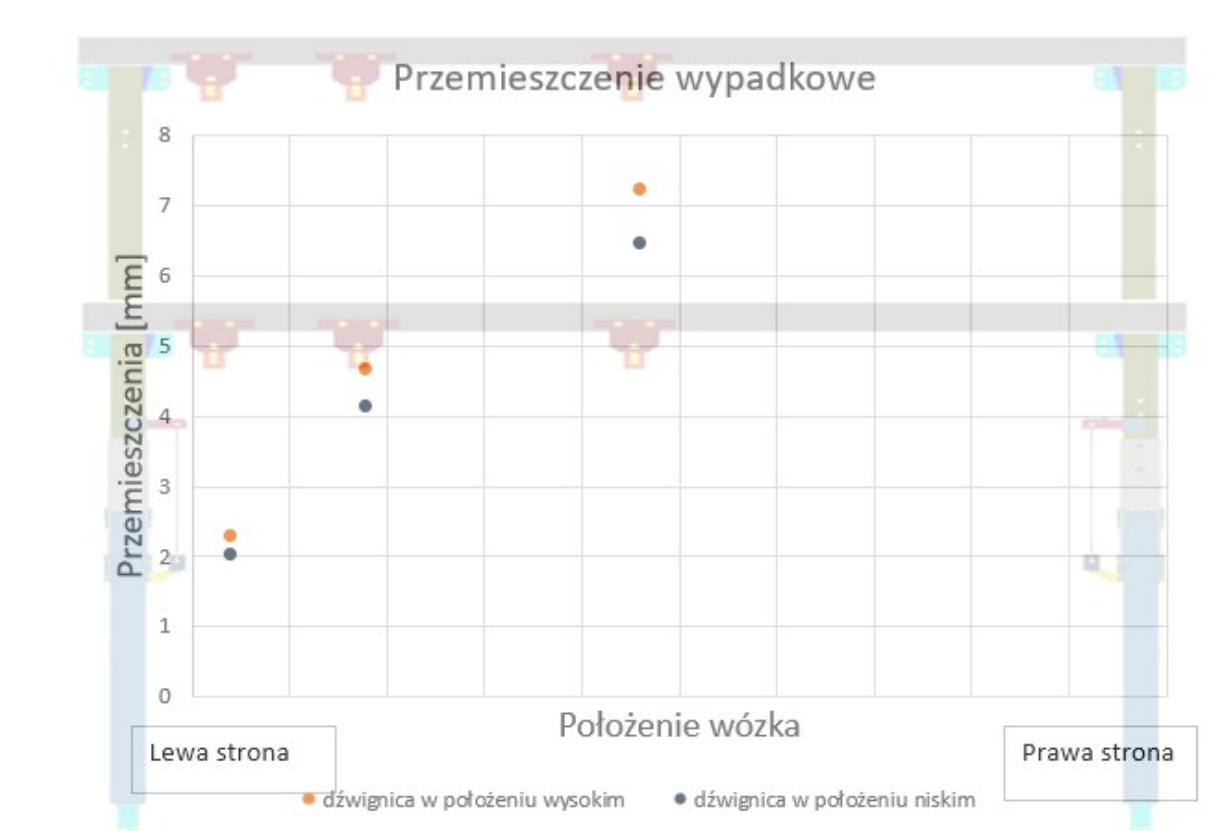
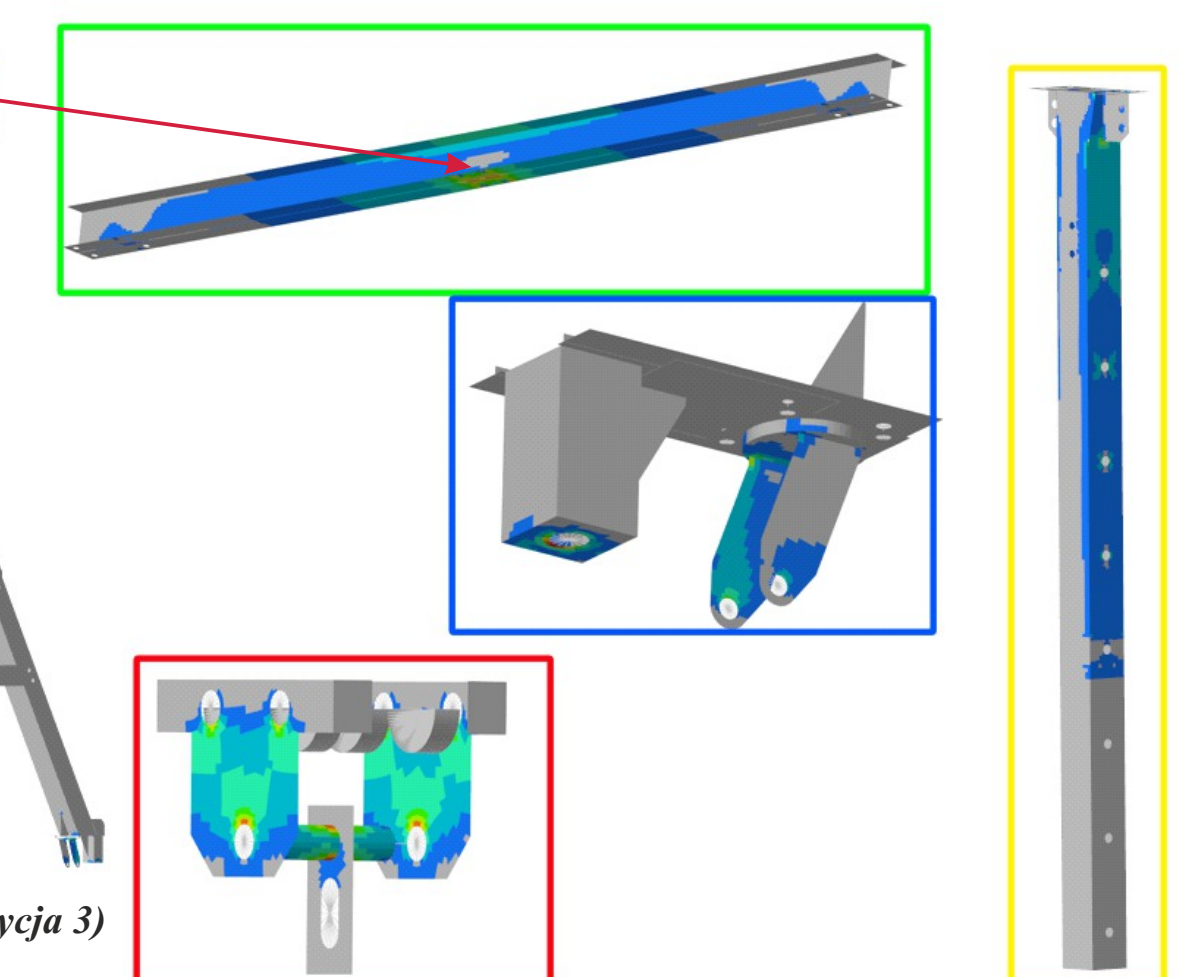
Przeprowadzone analizy numeryczne wykazały, że kluczowym obszarem koncentracji naprężeń jest tuleja wózka jezdnego, gdzie maksymalne naprężenie zredukowane wynosi 271 MPa, co przekracza granicę plastyczności zastosowanej stali. Potencjalnym rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie stali 316L, której granica plastyczności wynosi 470 MPa.

Przesunięcie wózka w stronę jednej z podpór miało istotny wpływ na poziom naprężeń w profilu dwuteowym. W początkowej konfiguracji (pozycja 3) naprężenie osiągało wartość przekraczającą 224 MPa, natomiast po zmianie położenia wózka zmniejszyło się do 208 MPa (pozycja 4) oraz 186 MPa (pozycja 5).

Obniżenie konstrukcji spowodowało lokalne spiętrzenie naprężeń w węzle mocowania dwuteownika, powodując wzrost maksymalnych wartości o 33% w porównaniu do maksymalnie wysuniętej konstrukcji. W większości wariantów naprężenia przekraczają poziom 0,6 Re (141 MPa), jednak nie dochodzi do przekroczenia granicy plastyczności materiału.

Materiał	Granica plastyczności (Re) [MPa]	Naprężenie [MPa]	Procentowe wykorzystanie granicy plastyczności [%]
S235	235	271,39	115,5
316L	470	271,39	57,7

Procentowe porównanie wykorzystania granicy plastyczności różnych stali dla elementu tulei wózka



Przemieszczenie wypadkowe

Wnioski

- Analiza modelu bazowego wykazała, że należy wzmocnić krytyczne miejsce konstrukcji żebrami
- Najbardziej wyężonym miejscem modelu była tuleja wózka, w której należy użyć stali o większej granicy plastyczności
- Zmiana położenia wózka znacząco wpływa na naprężenia w konstrukcji
- Wraz ze zbliżaniem się do jednej z podpór naprężenia maleją ze względu na skrócenie ramienia działania siły
- Wyniki analiz przekraczają poziom 0,6 Re (141 MPa) jednak nie dochodzi do przekroczenia granicy plastyczności
- Obniżenie konstrukcji spowodowało spiętrzenie naprężeń
- Użyte w modelach uproszczenia mogą wpłynąć na wyniki analizy
- Aby w pełni zweryfikować wytrzymałość konstrukcji należy wykonać dodatkowe badania eksperymentalne

Specjalność: **TECHNIKI KOMPUTEROWE W INŻYNIERII MECHANICZNEJ**