

Inż. Bartłomiej BŁASZCZAK  
[blaszczak.bartlomiej@gmail.com](mailto:blaszczak.bartlomiej@gmail.com)  
Politechnika Warszawska

Dr inż. Jarosław Mańkowski  
[jaroslaw.mankowski@simr.pw.edu.pl](mailto:jaroslaw.mankowski@simr.pw.edu.pl)  
Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW

## WSTĘPNA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCI INNOWACYJNEJ RAMY JEDNOMIEJSCOWEGO SAMOCHODU SPORTOWEGO

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wstępną analizę sztywnościowo – wytrzymałościową ramy samochodu sportowego ARIA. Przedstawiono koncepcję innowacyjnej ramy samochodu, oraz założenia projektowe. Opisane zostały modele MES, etapy modyfikacji projektu oraz wyniki analiz. Całość podsumowano opisując uzyskane efekty i przedstawiając wnioski dotyczące dalszego rozwoju konstrukcji.

**Słowa kluczowe:** rama samochodu, sztywność skrętna, wytrzymałość, MES.

## PRELIMINARY STRENGTH ANALYSIS OF INNOVATIVE FRAME OF SINGLE SEATER SPORTING CAR

**Summary:** This paper presents exploratory stiffness-strength analysis of frame of ARIA sporting car. We present conception of innovative car frame and the design assumptions. We also describe MES models, project modification stages and analysis results. Whole paper is summed up by describing reached results and presenting conclusions related with forward progress of construction..

**Keywords:** car frame, torsional stiffness, strength, FEM.

### 1. Wstęp

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki analiz nietypowej, innowacyjnej ramy jednomiejscowego samochodu ARIA o napędzie elektrycznym (rys. 1.1).



Rys. 1.1 Samochód ARIA – model koncepcyjny

Głównym celem prac było wykonanie statycznej analizy sztywnościowo - wytrzymałościowej oraz wprowadzenie odpowiednich modyfikacji konstrukcji, które zapewnią właściwą sztywność oraz bezpieczeństwo konstrukcji. Modyfikacje ramy miały spowodować, że w żadnym jej punkcie nie zostaną przekroczone naprężenia dopuszczalne w czasie jej normalnej eksploatacji.

Autorem i właścicielem projektu samochodu ARIA jest Bartłomiej Błaszczak. Wstępny model geometryczny pojazdu został wykonany w programie Rhinoceros4.0. Do obliczeń użyto programu Abaqus wykorzystującego metodę elementów skończonych.

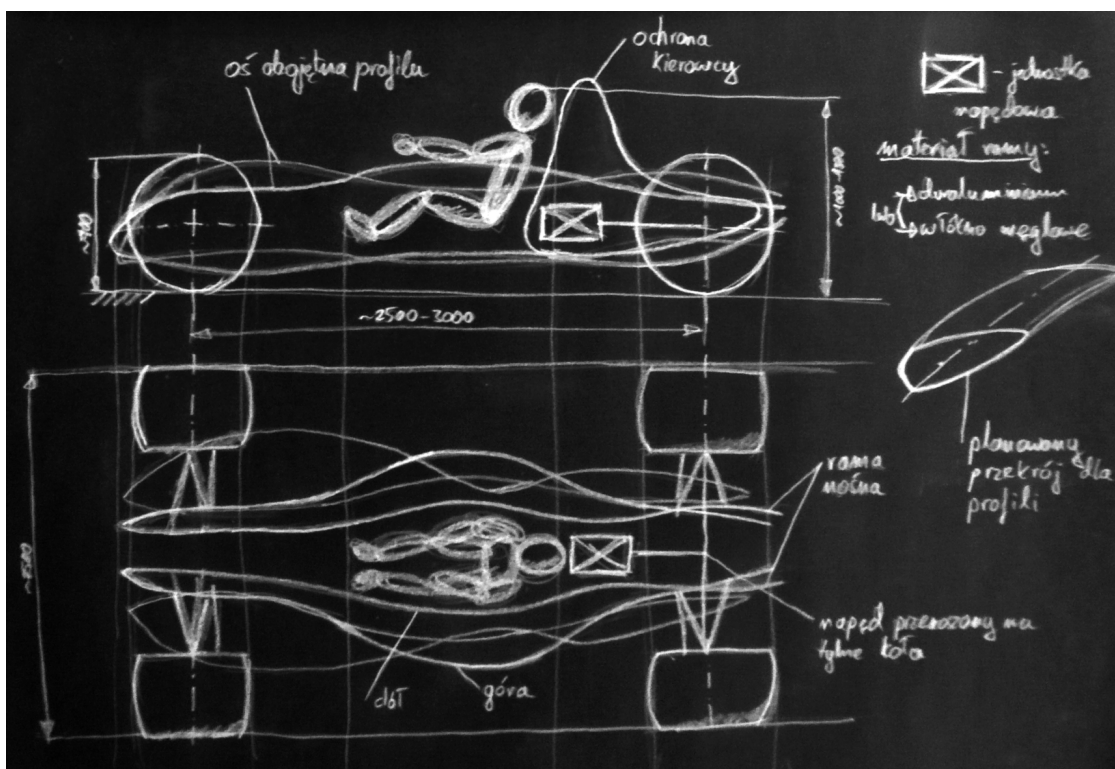
## 2. Projekt

### 2.1 Założenia projektowe

Pierwszym etapem prac było ustalenie założeń, które pozwolą w skuteczny sposób ukształtować wstępną strukturę pojazdu. W tym celu zostały wyznaczone następujące wymagania:

- pojazd jednoosobowy,
- napędzany silnikiem elektrycznym umieszczonym centralnie,
- napęd na tylne koła,
- zasilany wieloma, niewielkiej objętości akumulatorami litowo-jonowymi,
- materiał na ramę: duraluminium lub kompozyt węglowy,
- rama pojazdu jest jednocześnie ramą i klatką bezpieczeństwa.

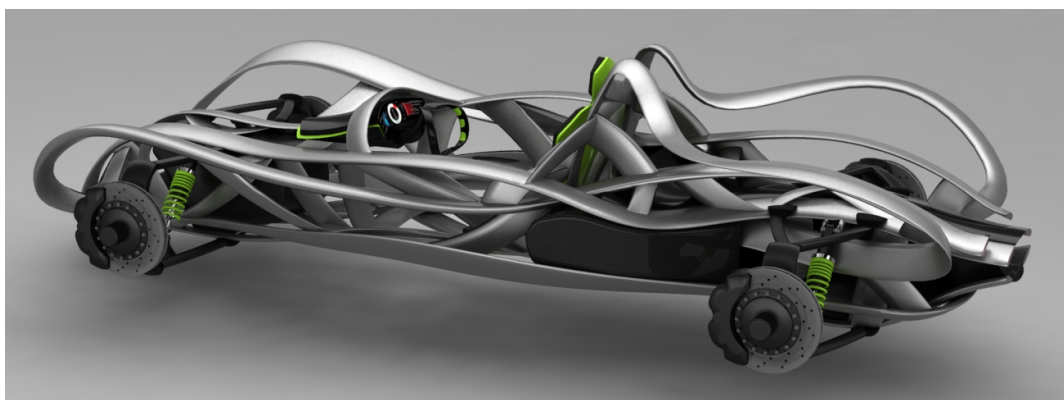
Akumulatory litowo-jonowe o niewielkiej pojemności (np. akumulatory stosowane w laptopach o pojemności 4400-7800 mAh) są odpowiednim rozwiązaniem dla tego projektu, ponieważ ich niewielkie wymiary gabarytowe pozwalają na ich łatwe rozmieszczenie. Właściwe rozmieszczenie akumulatorów w pojeździe pozwala uzyskać pożądany rozkład masy, co zapewnia lepsze właściwości trakcyjne.



Rys. 2.1.1 Szkic koncepcyjny pojazdu Aria

Materiały na ramę zamieszczone w założeniach zostały wybrane ze względu na swoje właściwości. Duraluminium jest popularnym materiałem o szerokim zastosowaniu. Jego właściwości pozwalają na wyciskanie profili o skomplikowanych przekrojach, dzięki czemu, w zależności od zastosowania można je odpowiednio ukształtować. Włókno węglowe jest bardzo lekkim i wytrzymałym materiałem, którego technologia produkcji pozwala na produkowanie elementów o nieregularnych kształtach.

Po ustaleniu wstępnych założeń powstały pierwsze szkice przedstawiające między innymi przybliżone wymiary gabarytowe pojazdu a także rozmieszczenie poszczególnych elementów. Główne profile ramy zostały przedstawione na szkicach (rys. 2.1.1) w postaci osi obojętnych profili. Następnie wykonany został model geometryczny pojazdu (rys. 2.1.2).



Rys. 2.1.2 Wizualizacja pojazdu Aria

## 2.2 Dane materiałowe, współczynniki bezpieczeństwa

W niniejszym artykule przedstawiono analizę ramy wykonanej z duraluminium. Przyjęto materiał D16TN. Jest to powszechnie dostępny w Polsce stop aluminium o gęstości  $2800 \text{ kg/m}^3$  (odpowiednik stopu oznaczanego jako 2024 T3). Materiał ten został wybrany, ponieważ spełnia następujące wymagania: jest materiałem spawalnym, posiada odpowiednią granicę plastyczności oraz wytrzymałość doraźną, dobrą dostępność, odporność na warunki atmosferyczne oraz małą gęstość. Zestawienie podstawowych właściwości materiału zamieszczono w tabeli 2.2.1.

Tab. 2.2.1. Właściwości materiału D16TN [1]

Dane	Wartości
moduł Younga	$6.8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
Liczba Poissona	0.3
granica plastyczności	374 MPa
granica wytrzymałości	460 MPa

Aby otrzymać wartość naprężeń dopuszczalnych w analizowanej ramie skorzystano z następującej zależności:

$$(2.2.1)$$

We wzorze (2.2.1) zależności  $R_{02}$  jest granicą plastyczności, której wartość jest podana w tabeli 2.2.1, natomiast  $x_w$  jest współczynnikiem bezpieczeństwa. Szukany współczynnik został obliczony zgodnie z zależnością (2.2.2).

(2.2.2)

gdzie:

- $x_1$  = pewność założeń,
- $x_2$  = ważność przedmiotu,
- $x_3$  = jednorodność materiału,
- $x_4$  = zachowanie wymiarów.

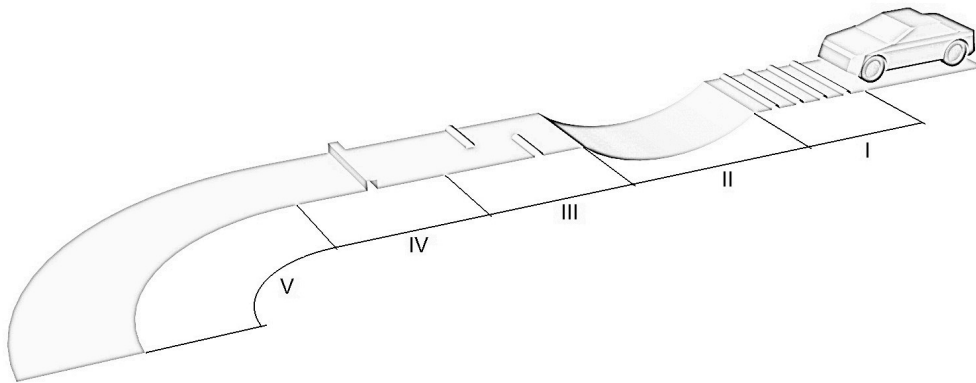
Korzystając z [2] przyjęto następujące wartości cząstkowe:

- $x_1 = 1.5$  (ponieważ występują obciążenia udarne),
- $x_2 = 1.5$  (ponieważ w razie wypadku występuje zagrożenie życia ludzkiego),
- $x_3 = 1.5$  (ponieważ w konstrukcji występują duże elementy spawane, niestalowe),
- $x_4 = 1.2$  (ponieważ jest to konstrukcja spawana).

Ostatecznie otrzymano  $x_w = 4.05$  oraz  $\sigma_{dop} = 92,35[\text{MPa}]$ . Otrzymana wartość  $\sigma_{dop}$  jest górną granicą wartości naprężeń, która nie powinna zostać przekroczona przy żadnej z przeprowadzonych analiz wytrzymałościowych ramy.

## 2.3 Obciążenia

Na rys. 2.3.1 przedstawiony został uproszczony model drogi, który reprezentuje podstawowe i najczęściej występujące przypadki obciążeniowe pojawiające się na drogach.



Rys. 2.3.1 Model drogi, na podstawie którego wyznaczono obciążenia

Model ten przedstawia odcinki drogi, które wywołują właściwe dla eksploatacji typy obciążeń. Odcinki symulują odpowiednio: I i II - obciążenia pionowe symetryczne, III - obciążenia pionowe niesymetryczne, IV - obciążenia wzdłużne, V - obciążenia boczne. Zgodnie z [3] wstępna analiza wytrzymałości ramy pojazdu obejmuje statyczne przypadki obciążenia, powstałe na skutek działania sił bezwładności. Dla każdego z przypadków obciążenia siły masowe mnożone są przez współczynniki będące mnożnikiem przyspieszenia ziemskiego. W tabeli 2.3.1 zestawiono obciążenia, którym została poddana badana rama dla każdego z przypadków zgodnie z wybranym modelem drogi, co pozwoliło sprawdzić jej właściwości i wytrzymałość na zginanie i skręcanie. Ostatni z przypadków obciążenia stanowiło skręcanie ramy wzdłuż osi podłużnej pojazdu.

Samochody sportowe charakteryzują się sztywnością skrętną mieszczącą się w przedziale 10000 – 15000 Nm/°.

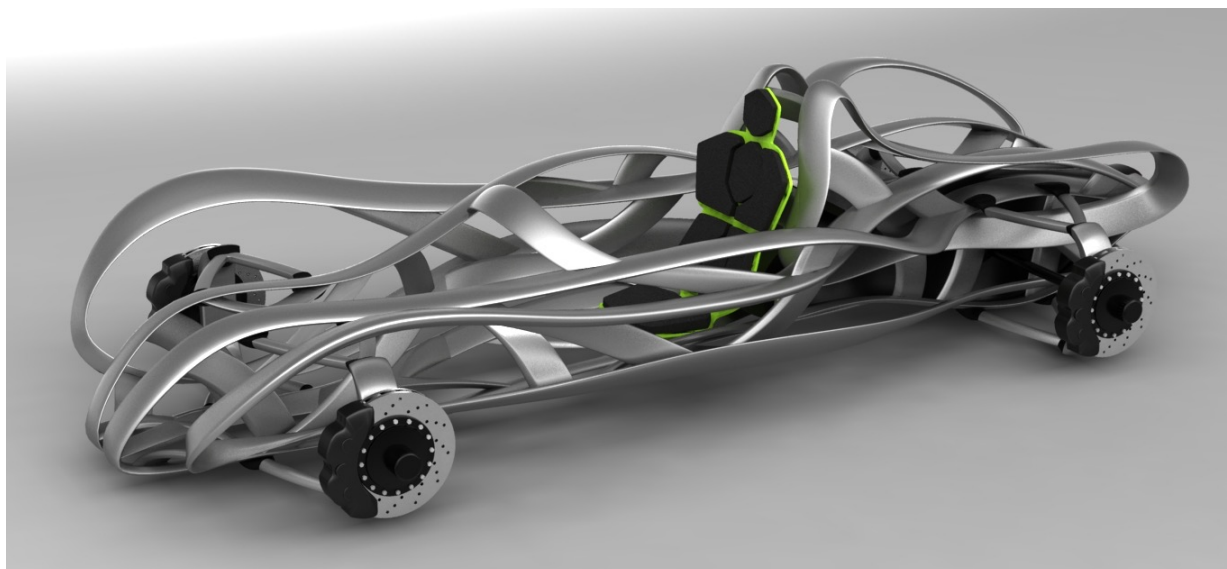
Tab. 2.3.1 Współczynniki przyjęte do wyznaczenia obciążeń

Nr odcinka drogi	Przyspieszenie pionowe	Przyspieszenie wzdłużne	Przyspieszenie boczne
I	-2.0*g		
II	-2.0*g		
III	-1.2*g		
IV	-1.0*g	1.0*g	
V	-1.5*g		-0.8*g

### 3. Modele MES i analizy

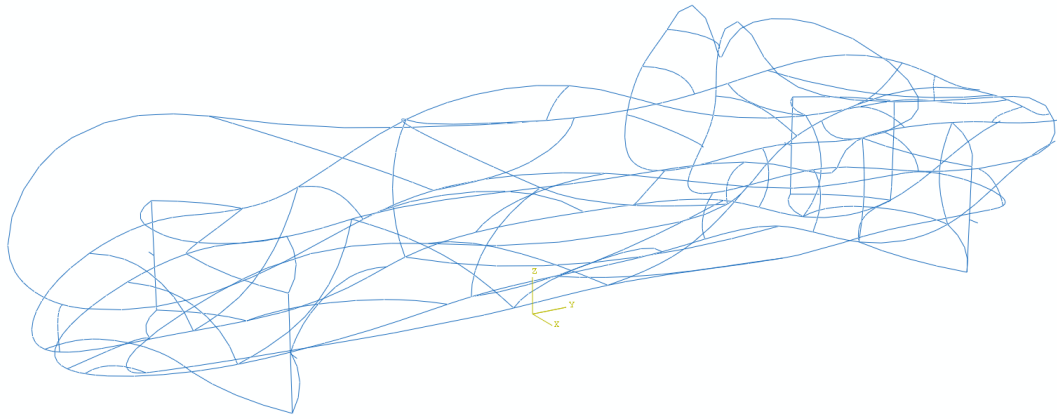
#### 3.1 Opis modelu

Projekt wstępny (rys. 1.1) stanowił graficzne odwzorowanie wizji autora i nie mógł stanowić podstawy do przeprowadzenia analiz wytrzymałościowych ze względu na zbyt małą sztywność. Przed przystąpieniem do analiz należało zatem zmodyfikować go, uzupełniając o elementy zwiększające sztywność na zginanie i na skręcanie. Zmodyfikowaną konstrukcję przedstawiono na rys. 3.1.1.

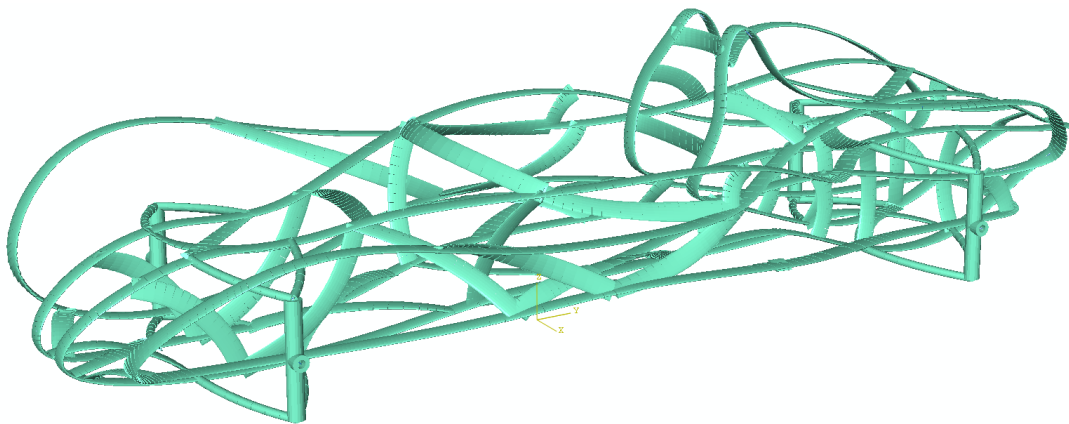


Rys. 3.1.1 Wizualizacja ramy pojazdu Aria po dodaniu odpowiednich elementów usztywniających i łączących główne elementy nośne

Następnie zbudowany został model MES ramy pojazdu, w którym wykorzystano elementy belkowe B31 [4]. Zostały w nim również uwzględnione elementy zawieszenia (wahacze i zwrotnice). Model MES przedstawiony został na rys. 3.1.2, natomiast wizualizacja przekrojów została przedstawiona na rys. 3.1.3.



Rys. 3.1.2 Model MES ramy

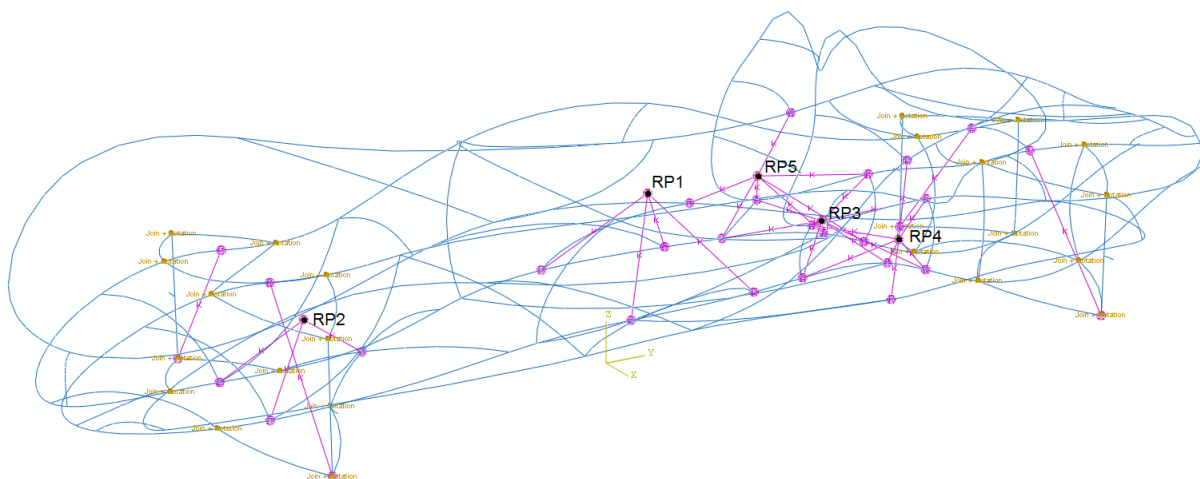


Rys. 3.1.3 Wizualizacja modelu MES ramy z zawieszeniem z włączoną widocznością profili

Aby móc analizować przygotowany model MES należało uzupełnić go o główne masy. Ponieważ zostało założone, że pojazd ma posiadać napęd elektryczny to największą masą charakteryzowały się akumulatory. Pojemniki na akumulatory zaprojektowane do modelu koncepcyjnego pozwoliły na umieszczenie w nich odpowiednio ok. 150kg w przednim i po ok. 50kg akumulatorów litowo-jonowych w bocznych pojemnikach. Kolejną znaczącą masą był kierowca, którego masa została założona na poziomie 80kg. Ostatnim wybranym elementem był silnik elektryczny napędzający pojazd. Masa silnika elektrycznego o mocy 215 kW jest równa ok. 30kg, więc taka masa została wykorzystana do obliczeń. Zestawiając wszystkie masy otrzymano następującą listę:

- przedni pakiet akumulatorów = 150kg,
- boczne pakiety akumulatorów = 2x50kg,
- kierowca = 80kg,
- silnik = 30kg.

Wybrane masy zostały przyłożone do punktów, których współrzędne zostały uzyskane obliczając środki masy pakietów, kierowcy i silnika. Ponieważ żadna z tych mas nie byłaby w rzeczywistości przymocowana na sztywno do ramy w związku, z czym zostały one związane z ramą elementami sprężystymi o sztywności 1000[N/mm]. Na rys. 3.1.4 przedstawiono model MES ramy z zawieszeniem uzupełniony o główne masy gdzie RP1 to masa kierowcy, RP2 to masa przedniego pakietu akumulatorów, RP3 to masa silnika a RP4 i RP5 to masy bocznych pakietów akumulatorów.

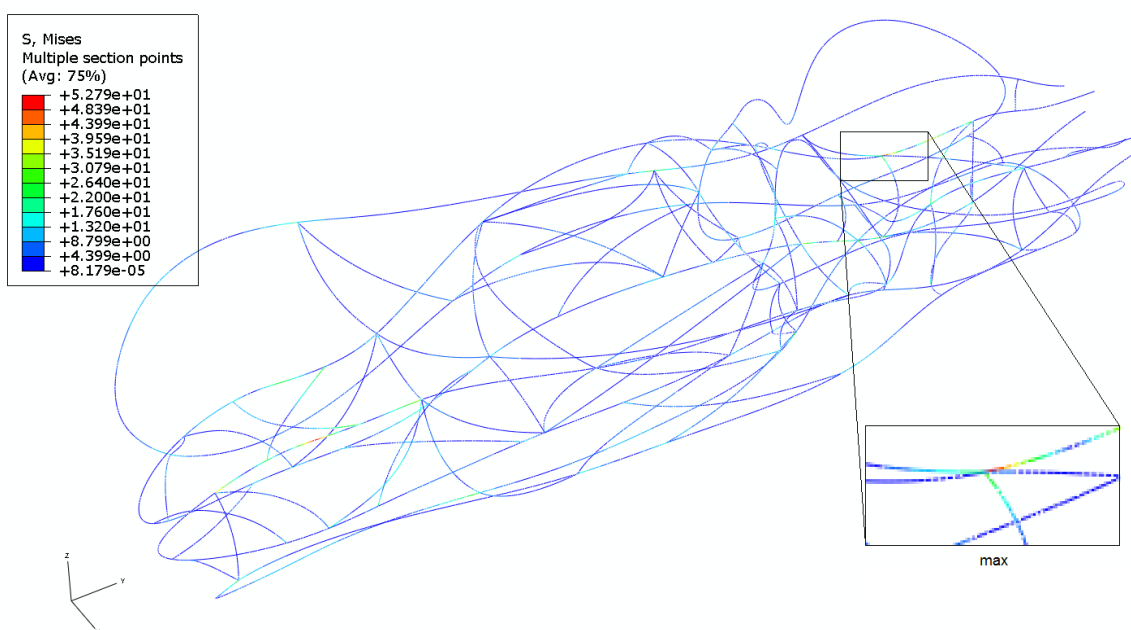


Rys. 3.1.4 Kompletny model MES

### 3.2 Analiza wyników

Głównym celem analiz była optymalizacja wymiarów przekrojów pod kątem naprężeń dopuszczalnych oraz sztywności skrętnej. Analizy prowadzono iteracyjnie, za każdym razem wprowadzając odpowiednie zmiany przekrojów, dopóki maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera – Misesa – Henkego (HMH), dla każdego przypadku obciążenia nie były mniejsze od dopuszczalnych.

Po wykonaniu trzeciej pętli analiz, uzyskane wyniki pozwoliły na stwierdzenie, że dla żadnego z przypadków obciążenia nie występują naprężenia przekraczające wartości dopuszczalne. Największe naprężenia zredukowane (według HMH) występują dla przypadku obciążenia nr III i wynoszą 52,79 MPa (rys. 3.2.1). Wartość ta jest o około 40% mniejsza od wartości dopuszczalnej, która w tym przypadku wynosi 92,35 MPa. W każdej z pętli obliczeniowych obejmującej analizy dla opisanych wcześniej pięciu przypadków obciążenia, wykonywano także analizy sprawdzające sztywność skrętną ramy.

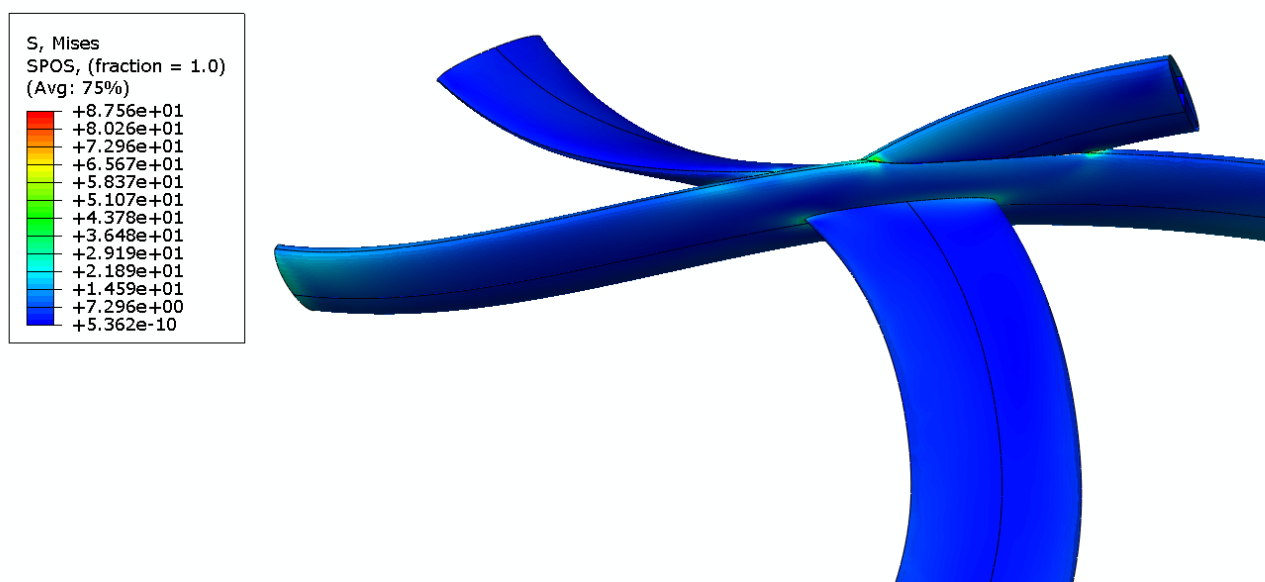


Rys. 3.2.1 Model MES – III przypadek obciążenia – naprężenia zredukowane HMH [MPa]

Po sprawdzeniu modelu belkowego zostały wybrane najbardziej wyężone węzły konstrukcji. Wybrane węzły zamodelowano z wykorzystaniem elementów powłokowych S4 [4]. Otrzymane wyniki w żadnym z przypadków nie przekroczyły wartości dopuszczalnych. Przykładowa mapa naprężeń zredukowanych HMH została przedstawiona na rys. 3.2.2. Zestawienie wyników zamieszczono w tabeli 3.2.1.

Tab.3.2.1. Zestawienie otrzymanych wyników

Naprężenia dopuszczalne dla ramy	92.35 MPa
maksymalne naprężenia zredukowane z modelu belkowego	52.79 MPa
maksymalne naprężenia w węzłach – model powłokowy	87.56 MPa
Zakładany przedział sztywności skrętnej ramy	10000 – 15000 Nm/°
sztywność skrętna z modelu belkowego	12735.7 Nm/°



Rys. 3.2.2 Model MES – wybrany węzeł ramy – naprężenia zredukowane HMH [MPa]

#### 4. Podsumowania i wnioski

W trakcie analiz konieczne było wprowadzenie wielu zmian do projektu koncepcyjnego ramy. Zmiany obejmowały zarówno wymiary i kształty przekrojów, jak i dodanie odpowiednich elementów zwiększających sztywność ramy – zwłaszcza sztywność skrętną. Ostateczną wersję projektu przedstawiono na rys. 4.1.

Otrzymane wyniki pozwalają na stwierdzenie, że zaprojektowana rama spełnia wymogi projektowe. Uzyskane maksymalne naprężenia zredukowane, zarówno z modelu belkowego, jak i z modeli powłokowych są mniejsze od naprężeń dopuszczalnych odpowiednio o 42.8% oraz o 5.2%. Bardzo dobry wynik uzyskano również dla sztywności skrętnej ramy, która wyniosła ponad 12.5 kNm/o.

Uzyskane wyniki są bardzo optymistyczne i pozwalają na przystąpienie do dalszych prac nad tym projektem. Projekt jest rozwojowy, a dalsze prace nad nim będą prowadzone przez studentów w ramach koła naukowego na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.





Rys. 4.1 Wizualizacja zmodyfikowanego modelu koncepcyjnego pojazdu Aria

## LITERATURA

- [1] Szyczyk Elżbieta: *Metoda analizy lokalnych i mikrolokalnych zjawisk fizycznych w połączeniach nitowych lotniczych konstrukcji cienkościennych*, Wydział Mechaniczny, Wojskowa Akademia Techniczna w Warszawie. 2006-2009. Projekt badawczy nr 0 T00B007 25 finansowany przez MNiSW
- [2] Niezgodziński Tadeusz, Niezgodziński Edward: *Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2004.
- [3] Pawłowski Janusz: *Nadwozia samochodowe*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1974
- [4] Abaqus Analysis User's Manual Version 6.12