

KATEDRA PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN

Wydział Mechaniczny Technologiczny

Politechnika Śląska

PRACA DOKTORSKA

**Optymalizacja parametrów
konstrukcyjno-funkcjonalnych mobilnej
platformy eksploracyjnej**

Andrzej JAŁOWIECKI

PROMOTOR

dr hab. inż. Marek WYLEŻOŁ, Prof. PŚ

Gliwice, 2024

Spis treści

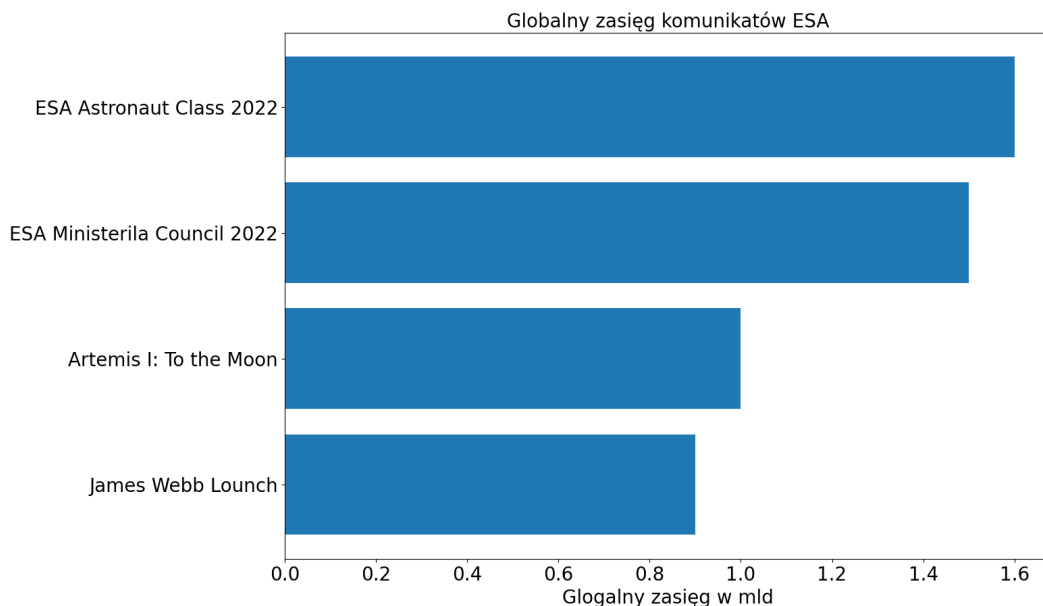
1	Wstęp	7
1.1	Zawody klasy Rover Challenge	9
1.2	Mobilna platforma eksploracyjna Phoenix	9
1.3	Problem badawczy	11
1.4	Cel pracy	13
1.5	Zakres pracy	13
2	Przegląd istniejącego stanu wiedzy	15
2.1	Metody optymalizacji konstrukcji	15
2.1.1	Metody z użyciem modelu matematycznego	16
2.1.2	Metody koncyrowania	20
2.2	Przegląd układów mobilnych platform eksploracyjnych	22
2.2.1	Wymagania ogólne	23
2.2.2	Układ nośny	23
2.2.3	Układ jezdny	24
2.2.4	Układ manipulacji	29
2.2.5	Układ pobierania próbek gleby	31
2.2.6	Układ zasilania	33
2.2.7	Układ komunikacji i sterowania	34
3	Optymalizacja mobilnej platformy eksploracyjnej	36
3.1	Opracowanie metodyki optymalizacji platformy	36
3.2	Proces optymalizacji korpusu	39
3.2.1	Aktualna postać konstrukcyjna korpusu	39
3.2.2	Definicja kryteriów	39
3.2.3	Etap koncyrowania	41
3.2.4	Optymalizacja postaci geometrycznej	46
3.2.5	Podsumowanie	59
3.3	Optymalizacja układu zawieszenia	60
3.3.1	Aktualna postać ramienia zawieszenia	60
3.3.2	Definicja kryteriów	60
3.3.3	Proces optymalizacji ramienia	61
3.3.4	Optymalizacja grubości ścianki profilu ramienia	66
3.3.5	Podsumowanie	68

3.4	Optymalizacja układu skręcania	71
3.4.1	Aktualna postać układu skręcania	71
3.4.2	Definicja kryteriów	72
3.4.3	Etap koncygowania	72
3.4.4	Wybór rozwiązania optymalnego	76
3.4.5	Podsumowanie	78
3.5	Układ przeniesienia napędu	79
3.5.1	Aktualna postać układu przeniesienia napędu	79
3.5.2	Definicja kryteriów	80
3.5.3	Dobór silnika napędowego koła	80
3.5.4	Optymalizacja postaci konstrukcyjnej koła	84
3.5.5	Opracowanie łącznika koła z osią skrętną	87
3.5.6	Podsumowanie	90
4	Analiza porównawcza konstrukcji platformy Phoenix III	91
4.1	Korpus	91
4.2	Układ zawieszenia	94
4.3	Układ skręcania	96
4.4	Układ napędowy	98
4.5	Porównanie całości	100
5	Porównanie cech funkcjonalnych i użytkowych modeli platform mobilnych	102
5.1	Analiza stabilności	103
5.2	Analiza drgań	107
5.3	Analiza własności eksploatacyjnych	116
6	Podsumowanie	118
6.1	Wnioski i rezultaty	119
6.2	Kierunki dalszych prac	119
A	Analiza drgań fizycznej platformy Phoenix III	135
A.1	Zastosowany układ pomiarowy	135
A.2	Scenariusz realizowanego przejazdu	137
A.3	Uzyskane wyniki	138

Rozdział 1

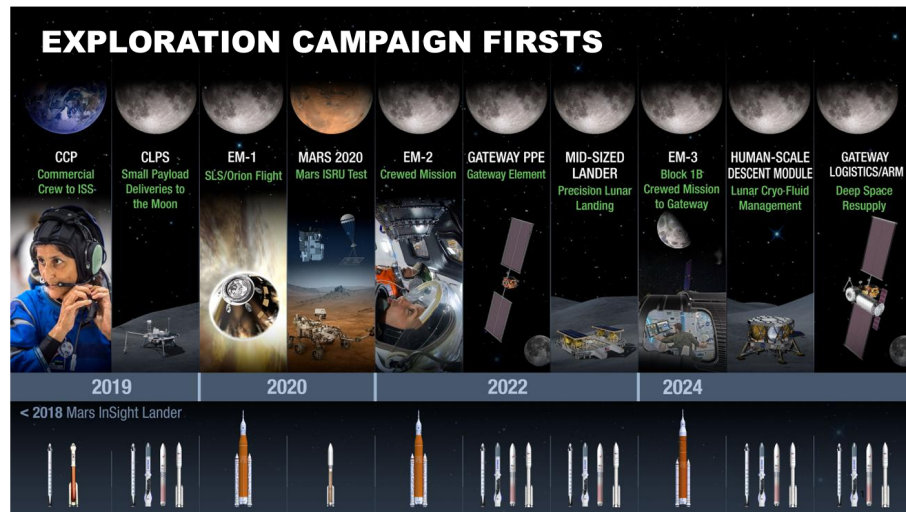
Wstęp

Eksploracja przestrzeni kosmicznej oraz innych planet stają się coraz głośniejszymi przedsięwzięciami realizowanymi przez międzynarodowe agencje kosmiczne, takie jak NASA (ang. The National Aeronautics and Space Administration) czy ESA (ang. The European Space Agency) [1, 66]. Przykładem tego może być opublikowany w 2023 roku raport *Revolution Space: Europe's Mission for Space Exploration* przygotowany przez niezależnych ekspertów na zlecenie ESA, w ramach którego nakreślone są kierunki rozwoju europejskiego programu kosmicznego [1]. O rozgłosie związanym z działaniami w sektorze kosmicznym świadczą między innymi liczby osób, które śledzą komunikaty związane z największymi przedsięwzięciami, takimi jak misja Artemis I czy uruchomienie teleskopu Webb'a (rys. 1.1).



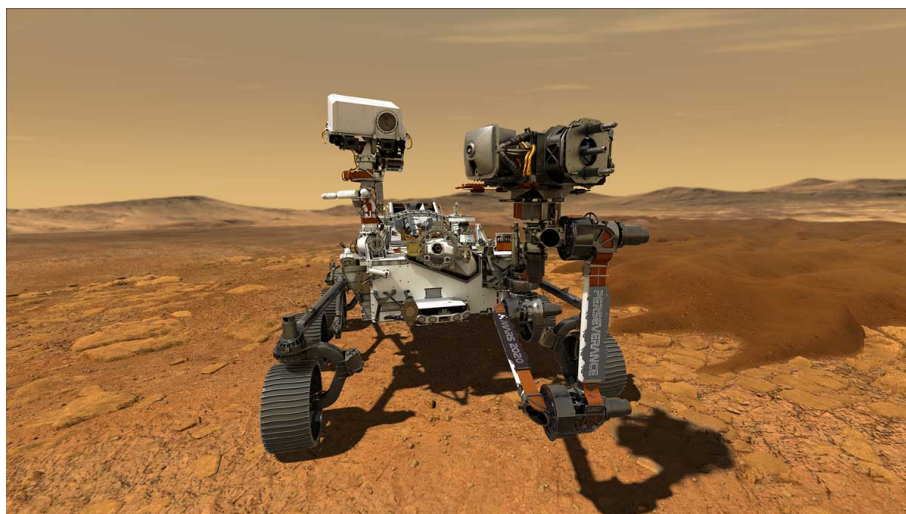
Rys. 1.1: Globalny zasięg komunikatów ESA [1]

Jednym z badań eksploracyjnych innych planet, asteroid czy księżyców jest pobieranie próbek gleby lub gazów atmosferycznych po to aby określić możliwości eksploatacyjne danej lokalizacji. Stąd też jednymi z głównych celów aktualnie planowanych misji kosmicznych są misje zakładające powrót ludzi na Księżyc czy kolonizacja Marsa, które zakładają ustanowienie między innymi stałych obiektów badawczych. Na rys. 1.2 przedstawiono plan misji związanych z Księżycem i Marsem zaprezentowany przez NASA w raporcie z 2018 roku [66].



Rys. 1.2: Planowane przez NASA misje związane z eksploracją Księżyca i Marsa [66]

W przypadku eksploracji innych globów, poza sondami orbitalnymi, najczęściej spotyka się mobilne platformy eksploracyjne, nazywane potocznie łazikami. Łazik marsjański czy księżycowy to robot mobilny, którego głównym zadaniem jest autonomiczne lub operatorskie przemieszczanie się w obrębie określonego obszaru w celu realizowania określonych scenariuszy misji. Najczęściej realizowanymi działaniami łazików jest pobieranie oraz analiza próbek regolitu, tj. luźnej warstwy wierzchniej powstałej wskutek wietrzenia skał czy wykonywanie odwiertów aby pobrać próbki z głębszych warstw podłoża. Na rys. 1.3 został pokazany łazik Perseverance aktualnie realizującego misję na Marsie.



Rys. 1.3: Łazik Perseverance realizujący misję na Marsie [65]

1.1. Zawody klasy Rover Challenge

Rosnące zapotrzebowanie na łaziki marsjańskie oraz rozwiązania techniczne z nimi związane stały się impulsem do zawiązania się The Mars Society, którego celem jest rozpowszechnianie wiedzy i rozwiązań technicznych związanych z podbojem Marsa. Cele te realizowane są przez liczne przedsięwzięcia, takie jak University Rover Challenge (URC), będące historycznie pierwszymi zawodami klasy Rover Challenge oraz European Rover Challenge (ERC) [33, 91].

Zawody University Rover Challenge są corocznym wydarzeniem mającym na celu sprawdzenie wiedzy i umiejętności zespołów z całego świata w zakresie projektowania, budowania oraz operowania mobilnymi platformami jezdnyimi przystosowanymi do działania w trudnych warunkach terenowych, mających symulować te znajdujące się na powierzchni Marsa. Początki zawodów sięgają roku 2006 kiedy to organizacja non-profit The Mars Society po raz pierwszy zorganizowała zawody na pustyni w stanie Utah na terenie the Mars Society's Mars Desert Research Station.

Początkowo zawody te nie cieszyły się dużym zainteresowaniem ze strony uczelni technicznych spoza Stanów Zjednoczonych Ameryki i swoją popularność zaczynały zdobywać w momencie wzrostu zainteresowania autonomicznymi platformami jezdnyimi przystosowanymi do działania w trudnych warunkach terenowych. Z czasem zawody zyskiwały rozpoznawalność na arenie międzynarodowej i przyciągały coraz więcej zespołów z Europy i Azji [91].

Poza częścią związaną z konkurencją pomiędzy zespołami, organizatorzy zawodów URC kładą duży nacisk na szerzenie wiedzy powiązanej z przemysłem kosmicznym i technologiami z nim związanymi. Organizatorzy zachęcają zespoły do prób opracowania zupełnie nowych rozwiązań problemów stawianych w trakcie zawodów. Podejście to umożliwia m.in. studentom nabywanie umiejętności i wiedzy, którą mogą wykorzystać w przyszłej karierze zawodowej.

W ślad za przykładem zaprezentowanym przez URC, zaczęto organizować kolejne rundy zawodów klasy Rover Challenge na całym świecie. Spośród bardziej rozpoznawalnych można wyróżnić zawody European Rover Challenge organizowane w Kielcach w Polsce, zawody Anatolian Rover Challenge organizowane w Turcji, zawody Australian Rover Challenge organizowane w Adelaide w Australii czy International Rover Challenge organizowane w Indiach.

1.2. Mobilna platforma eksploracyjna Phoenix

W ramach działalności Międzywydziałowego Studenckiego Koła Naukowego Zastosowania Metod Sztucznej Inteligencji AI-METH realizowany jest od 2018 roku projekt Silesian Phoenix [72, 85]. Celem projektu jest poszerzanie wiedzy związanej z projektowaniem, wytwarzaniem oraz użytkowaniem mobilnych platform eksploracyjnych. Urządzenia te stanowią serię łazików Phoenix.

Pierwszym zaprojektowanym łazikiem marsjańskim był łazik Phoenix I, który powstał w 2018 roku [72]. Konstrukcja ta bazowała na opracowanym wcześniej podwoziu gąsienicowym, do którego dodano ramię robotyczne oraz układ pobierania próbek gleby. Na rys. 1.4 zaprezentowano platformę Phoenix I, która w 2018 roku wzięła udział w zawodach ERC i w swoim debiucie zajęła 19. miejsce [72, 85].



Rys. 1.4: Platforma mobilna Phoenix I

Kolejną mobilną platformą z serii Phoenix był łożysk Phoenix II. W odróżnieniu od swojego poprzednika Phoenix II stanowił rozwiązanie bazujące na sześciokołowym układzie jezdny bazującym na zawieszeniu typu *rocker-buggy*. Na rys. 1.5 zaprezentowano Phoenix'a II w trakcie zawodów ERC 2019, w ramach których zajął 24. miejsce [72, 85]. Projekt Phoenix'a II obejmował nie tylko nowy układ jezdny, ale również nowe ramię robotyczne oraz układ pobierania próbek gleby, który został opatentowany [88].



Rys. 1.5: Platforma mobilna Phoenix II

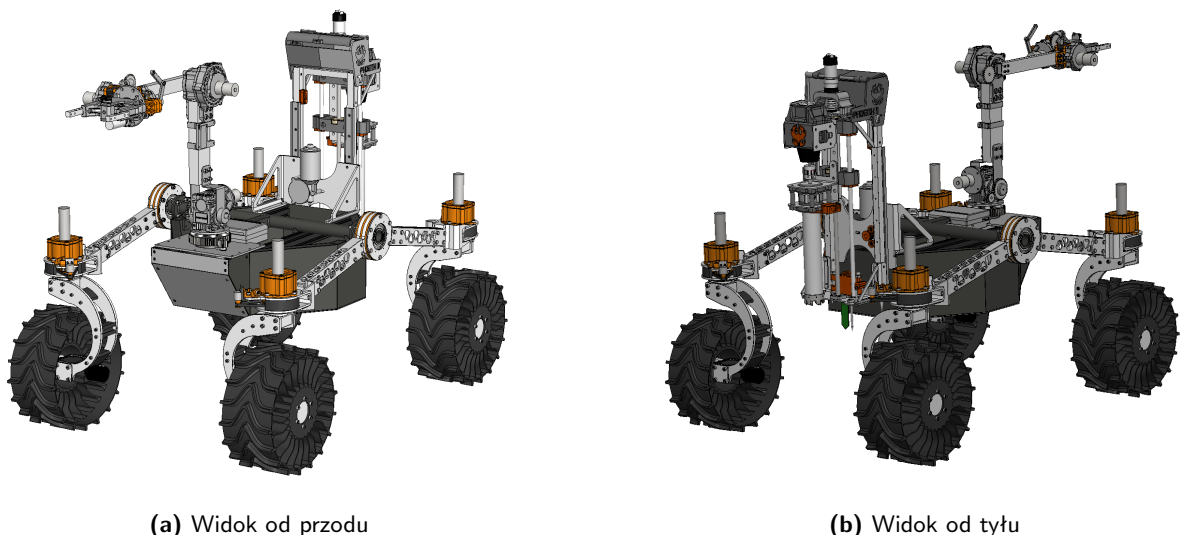
Bazując na doświadczeniach z poprzednich lat, zespół Silesian Phoenix postanowił w 2020 roku rozpocząć prace nad kolejną wersją Phoenix'a. Ze względu na panujące w tamtym okresie obostrzenia związane z pandemią wirusa SarsCov 2, prace nad rozwojem kolejnej platformy mobilnej były praktycznie niemożliwe. Dopiero w 2022 roku zespół ponownie przystąpił do projektu Phoenix III. Efekty podjętych działań i decyzji są obiektem zainteresowania niniejszej rozprawy doktorskiej.

1.3. Problem badawczy

Problemem badawczym jakiego podjął się autor w niniejszej dysertacji doktorskiej jest przeprowadzenie procesu optymalizacji parametrów konstrukcyjno-funkcjonalnych mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix. Główny cel procesu optymalizacji jaki postanowiono uzyskać to zredukowanie masy platformy jezdnej. W opinii autora zredukowanie masy całkowitej układu jezdnych łożysk pozwoli w znaczący sposób wpłynąć na główną funkcjonalność tego typu obiektu technicznego, jaką jest zdolność do przemieszczania się w trudnych warunkach terenowych.

Decyzja związana z tym aby to właśnie minimalizacja masy stała się głównym celem prowadzonej optymalizacji jest związana z obserwacją w jaki sposób ten właśnie parametr pośrednio lub bezpośrednio wpływa na postać konstrukcyjną poszczególnych układów. Można zaobserwować, że wraz ze wzrostem masy układu wzrasta wartość siły potrzebnej do wprawienia jej w ruch, co przekłada się na konieczność zastosowania większych silników trakcyjnych, generujących odpowiedni moment obrotowy, co z kolei ponownie zwiększa masę układu. Stosowanie większych napędów oraz duża masa całkowita platformy wymaga określonej ilości energii do przemieszczania się. Aby zapewnić określony czas operacyjny, platforma musi być w stanie przechowywać na swoim pokładzie określoną ilość energii zmagazynowanej w pakiecie baterii. Wzrost zapotrzebowania energii zwiększa rozmiar pakietu, co ponownie zwiększa sumaryczną masę. Ponadto wzrost masy wymaga zastosowania większych przekrojów elementów nośnych, co również dokłada dodatkową masę.

W ramach działalności projektu Silesian Phoenix, w 2019 roku opracowano projekt koncepcyjny nowej platformy eksploracyjnej Phoenix III. Opracowana platforma miała eliminować problemy związane z poprzednimi rozwiązaniami, jak choćby rezygnacja z sześciokołowego podwozia na rzecz układu *rocker* z czterema kołami czy niedostateczną sztywnością układu nośnego. Wizualizacje wstępnej koncepcji zaprezentowano na rys. 1.6.



Rys. 1.6: Koncepcja łożyska Phoenix III

Pomimo faktu powstania kompletnego projektu, szybko dostrzeżono jego niedoskonałości i potencjalne problemy związane z funkcjonowaniem tak opracowanej platformy. Głównym problemem jaki się pojawił była szacowana masa całkowita platformy. Zgodnie z wyliczeniami przeprowadzonymi z wykorzystaniem systemu CAD, główna część platformy, tj. platforma bez układu pobierania próbek

gleby oraz bez ramienia robotycznego, miałyby ważyć około 50 kg, natomiast w pełnej konfiguracji szacowana masa całkowita oscylowałaby w okolicach 62 kg.

Stanowi to istotny problem ponieważ masa ta nie obejmuje masy źródła zasilania w postaci pakietu baterii, który dobierany jest na podstawie zapotrzebowania energetycznego platformy, które to wzrasta wraz ze wzrostem masy platformy. Mając na uwadze zauważone problemy oraz okres pandemii, postanowiono o wstrzymaniu etapu produkcji i rozpoczęciu poszukiwań alternatywnych rozwiązań w celu lepszego dostosowania platformy do wymagań zawodów Rover Challenge.

Opisany problem badawczy postanowiono realizować za pośrednictwem pomniejszych etapów, które pozwoliłyby na usystematyzowanie prac. Pierwszym z wyróżnionych etapów jest określenie w jaki sposób poszczególne układy platformy mobilnej wpływają na siebie. Pozwoli to na ustalenie kolejności procesu optymalizacji, ponieważ już przed przystąpieniem do prac badawczych, autor postanowił, że proces optymalizacji będzie realizowany sekwencyjnie, a nie globalnie. Podejście to, zdaniem autora, pozwoli na zmniejszenie poziomu złożoności problemu jednocześnie umożliwiając ocenę wyników procesu optymalizacji na każdym etapie cząstkowym.

Kolejnym przewidzianym etapem badań jest sam proces optymalizacji. Dla każdego z podukładów platformy jezdnej konieczne jest określenie zakresu optymalizacji, kryteriów oceny uzyskanych rozwiązań oraz sposób w jaki będzie realizowany proces optymalizacji. W przypadku oceny uzyskanych rozwiązań należy również wziąć pod uwagę wymagania związane z technologią wykonania, która to również będzie determinowała wartości poszczególnych parametrów.

Autor zakłada, że w wyniku optymalizacji postaci konstrukcyjnej platformy jezdnej uda się również poprawić jej funkcjonalność. Jako, że główną funkcjonalnością optymalizowanego obiektu jest zdolność do przemieszczania się i przenoszenia dodatkowych modułów, to poprawna własności trakcyjnych czy manewrowości łożaka będzie miała pozytywny wpływ na konkurencyjność w trakcie zawodów Rover Challenge.

Dodatkowym celem jaki postawił sobie autor, jest uzyskanie wyróżniającego się spośród tej klasy obiektów wyglądu. Jest to dodatkowy aspekt, który postanowiono wziąć pod uwagę w realizowanym procesie. Co prawda walory estetyczne stanowią subiektywne odczucie i są niezwykle trudne do opisanie ilościowego, natomiast w odczuciu autora, kwestie związane z inżynierią formy i szeroko pojętym designem, również powinny stanowić kryterium, które jest brane w procesie projektowo-konstrukcyjnym, nawet jeżeli dotyczą one obiektów ściśle technicznych, a nie użytkowych. Optymalizowana platforma eksploracyjna jedynie przez ułamek czasu bierze udział w zawodach, przez pozostały okres czasu stanowi obiekt prezentujący zastosowane rozwiązania techniczne w ramach licznych wydarzeń popularnonaukowych. W przypadku takich wydarzeń aspekty wizualne projektu odgrywają kluczową rolę, przyciągając widzów i zachęcając ich do rozmowy. Dodatkowo, aspekty związane z designem są niezwykle istotne w trakcie rozmów z potencjalnymi sponsorami projektu, dla których design nieraz jest ważniejszy od uzyskiwanych wyników, ze względu na wyższy potencjał marketingowy.

1.4. Cel pracy

Celem niniejszej dysertacji było przeprowadzenie procesu optymalizacji mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III. Głównym celem realizowanej optymalizacji jest zredukowanie masy całkowitej platformy w celu uzyskania wymiernych korzyści, które zwiększą konkurencyjność platformy w czasie realizacji zadań na zawodach Rover Challenge. W przedstawionej dysertacji ograniczono się jedynie do optymalizacji głównego układu platformy, tj. układu odpowiedzialnego za przemieszczanie się.

Pobocznymi celami realizowanymi w ramach prowadzonych badań są między innymi opracowanie strategii optymalizacji postaci konstrukcyjnej obiektu typu mobilna kołowa platforma jezdna czy zbiór kryteriów oceny dla poszczególnych podukładów.

Opracowana strategia optymalizacji może być stosowana w przyszłości w celu usprawnienia procesu projektowania kolejnych wersji platformy z serii Phoenix. Natomiast utworzony zbiór kryteriów powinien usprawnić proces koncipowania przy opracowywaniu nowych rozwiązań czy modyfikacji już istniejących.

Kolejnym uzyskanym celem, który nie był przewidziany w momencie rozpoczęcia badań związanych z optymalizacją, było powstanie fizycznych elementów zgodnie z uzyskanymi wynikami, które stanowią weryfikację przyjętych założeń i bazę do dalszego rozwoju platformy.

1.5. Zakres pracy

Rozprawa doktorska dotyczy procesu optymalizacji cech konstrukcyjnych oraz funkcjonalnych nowo projektowanej mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III. Celem realizowanego procesu optymalizacji było zwiększenie funkcjonalności i konkurencyjności w kontekście udziału w zawodach klasy Rover Challenge. Dodatkowym, celem procesu projektowo-konstrukcyjnego było uzyskanie nowoczesnej formy projektowanej platformy.

Prezentowana praca została podzielona na 8 rozdziałów, w których zaprezentowano proces optymalizacji oraz uzyskane wyniki wraz z porównaniem z wcześniej opracowanymi platformami z serii Phoenix.

Rozdział pierwszy stanowiący wprowadzenie do tematyki poruszanej w ramach pracy doktorskiej. W ramach tego rozdziału określono cel rozprawy doktorskiej oraz jej zakres.

Rozdział drugi został poświęcony na przeprowadzenie przeglądu aktualnego stanu wiedzy na temat mobilnych platform eksploracyjnych tworzonych przez studenckie zespoły biorące udział w zawodach z serii Rover Challenge, stanowiących główny obiekt prowadzonych badań. Poza omówieniem poszczególnych modułów tworzących platformę, dokonano również przeglądu metod optymalizacji, które będą mogły znaleźć zastosowanie w ramach prowadzonych badań.

Rozdział trzeci stanowi główną część opisu realizowanych prac badawczych. W rozdziale tym zaprezentowano proces optymalizacji poszczególnych podzespołów układu jezdnego, od opracowania metodyki optymalizacji po wyniki przeprowadzonych działań.

Rozdział czwarty poświęcony został analizie porównawczej uzyskanych efektów optymalizacji z pierwotnym projektem opracowanym dla platformy Phoenix III na początku 2020 roku.

Rozdział piąty, w ramach którego przeprowadzono analizę porównawczą własności funkcjonalnych pierwotnej oraz zoptymalizowanej postaci konstrukcyjnej platformy eksploracyjnej.

Rozdział szósty stanowi podsumowanie nieśniejszej pracy doktorskiej oraz nakreśla kierunki dalszych prac związanych z rozwojem platformy Phoenix III.

Dodatek A stanowiący opis wyników pomiarów drgań na fizycznej platformie Phoenix III wykonanej zgodnie z opracowanym projektem po optymalizacji.

Rozdział 2

Przegląd istniejącego stanu wiedzy

W ramach tego rozdziału autor dokonuje badań literaturowych w celu określenia aktualnego stanu wiedzy dotyczącego podejmowanej tematyki. Przybliżone zostają podstawowe zagadnienia związane z procesem optymalizacji i koncipowania. W rozdziale przedstawiono przykładowe metody prowadzenia procesu, którego celem ma być znalezienie rozwiązania optymalnego. Korzystając z niektórych z przedstawionych metod, autor w dalszej części pracy przeprowadzi badania, w ramach których uzyskano nową, optymalną postać konstrukcyjną poszczególnych podzespołów platformy mobilnej Phoenix III.

Poza przeglądem literaturowym związanym z metodami optymalizacji, autor w ramach tego rozdziału dokonał rozeznania dotyczącego poszczególnych układów, które stanowią całość mobilnej platformy eksploracyjnej. Na podstawie przeprowadzonego przeglądu, możliwym było określenie wymagań i kryteriów oceny rozwiązań otrzymywanych w ramach późniejszych działań optymalizacyjnych.

2.1. Metody optymalizacji konstrukcji

Celem optymalizacji w kontekście budowy maszyn jest opracowanie takiej konstrukcji, która pod wybranym względem będzie możliwie najlepsza [23, 24]. Rozwiązanie takie nazywamy rozwiązaniem optymalnym. W celu uzyskania optymalnego rozwiązania na etapie konstruowania, konstruktor powinien podejmować decyzje, które powinny prowadzić do uzyskania możliwie najlepszego rozwiązania. W przypadku prostych zadań, decyzje te podejmowane są na podstawie analizy oraz doświadczenia. Natomiast w przypadku bardziej złożonych maszyn niezbędne staje się uściślenie i usystematyzowanie procesu podejmowania decyzji. Podejście to nazywane jest procesem optymalizacji [23, 58, 77].

Proces konstruowania polega na wyborze odpowiednich parametrów dla projektowanego obiektu, są to między innymi: wymiary geometryczne, tworzywo czy cechy dynamiczne. Czasami w procesie konstruowania mogą być brane również pod uwagę aspekty związane z procesem technologicznym. Uzyskany wynik można poddać ocenie poprzez określenie jego własności. Oceniane własności mogą należeć do grupy tych pożądanych (wysoka sprawność, niezawodność) lub do grupy właściwości niepożądanych (wysoka masa, duże gabaryty). W ramach optymalizacji konstrukcji staramy się osiągnąć jeden z dwóch celów: zmaksymalizować wartości własności pożądanych lub zminimalizować wartości własności niepożądanych [23, 24, 58, 77].

Poszukując optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego, należy rozwiązać równanie opisywane za pomocą funkcji nazywanej funkcją celu lub funkcją kryterium zapisywaną w postaci (2.1). Gdzie X to zbiór zmiennych decyzyjnych, a P to zbiór parametrów.

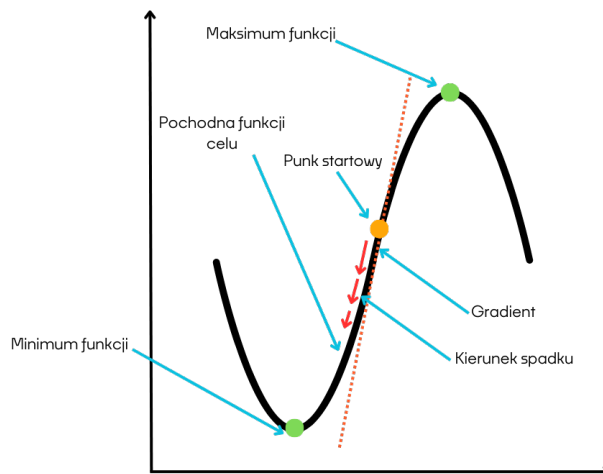
$$f(X, P) = optimum \quad (2.1)$$

Tak więc w procesie optymalizacji poszukuje się takich wartości zmiennych decyzyjnych dla których równanie (2.1) przyjmuje wartość minimalną lub maksymalną w zależności od przyjętych kryteriów.

2.1.1. Metody z użyciem modelu matematycznego

Metody gradientowe

Gradientowe metody optymalizacji stanowią ważny zestaw technik wykorzystywanych w problemach optymalizacyjnych, zwłaszcza w kontekście uczenia maszynowego czy zadań optymalizacji [70, 80]. Metody te opierają się na koncepcji gradientu funkcji celu, który wskazuje kierunek najszybszego wzrostu lub spadku funkcji (rys. 2.1) [39, 70, 80, 86].



Rys. 2.1: Graficzna interpretacja gradientu

Gradient funkcji to wektor zawierający pochodne cząstkowe funkcji względem jej zmiennych niezależnych. W skrócie, gradient wskazuje kierunek najszybszego wzrostu funkcji w danym punkcie. Jeśli chodzi o funkcję jednej zmiennej, gradient jest po prostu pochodną tej funkcji. Dla funkcji wielu zmiennych, gradient jest wektorem, którego składowe to pochodne cząstkowe funkcji względem poszczególnych zmiennych niezależnych [39, 80]. Oznacza to, że każda składowa gradientu określa, jak bardzo funkcja zmienia się w kierunku jednej zmiennej przy trzymaniu pozostałych zmiennych stałymi. Wzór ogólny dla gradientu funkcji $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ zapisuje się zgodnie z równaniem (2.2) [80]. Istotną cechą tych metod jest iteracyjne dostosowywanie parametrów w kierunku przeciwnym lub zgodnym do gradientu, co prowadzi do minimalizacji bądź maksymalizacji funkcji celu [70, 86].

$$\nabla f = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n} \right] \quad (2.2)$$

Pierwszym etapem w gradientowych metodach optymalizacji jest obliczenie gradientu funkcji celu względem parametrów modelu. Następnie, parametry modelu są aktualizowane przez pomnożenie gradientu przez współczynnik uczenia i odjęcie wyniku od aktualnych parametrów. Proces ten powtarza się iteracyjnie aż do osiągnięcia zadowalającego minimum lub spełnienia określonych kryteriów zakończenia [39]. W praktyce, różne warianty gradientowych metod optymalizacji, takie jak metoda gradientu prostego, metoda gradientu sprzężonego czy algorytmy oparte na spadku gradientu stochastycznego, są dostosowywane do różnych typów problemów, co pozwala na efektywne szukanie optymalnych parametrów modelu [70, 80].

Metoda Monte Carlo

W kontekście optymalizacji, metoda Monte Carlo może być wykorzystywana do rozwiązywania problemów, które są trudne do zdefiniowania analitycznie, a przestrzeń poszukiwań jest zbyt duża lub skomplikowana. Metoda ta pozwala na przeprowadzenie eksperymentów losowych w celu znalezienia optymalnych rozwiązań lub zbliżenia się do nich [51, 55, 78]. Poniżej znajduje się ogólny opis, jak metoda Monte Carlo może być stosowana w kontekście optymalizacji, natomiast na rys. 2.2 zaprezentowano ogólny schemat działania metody [55].

1. Definiowanie przestrzeni poszukiwań:

- Określenie zakresu i ograniczeń dla zmiennych decyzyjnych, które chcemy optymalizować.
- Ustalanie funkcji celu, którą chcemy zoptymalizować.

2. Losowe próbkowanie:

- Losowe generowanie zestawów wartości zmiennych decyzyjnych w obrębie określonych zakresów.
- Dla każdego zestawu wartości obliczanie wartości funkcji celu.

3. Analiza wyników:

- Analiza uzyskanych wyników, ze szczególnym uwzględnieniem wartości funkcji celu. Identyfikowanie zestawów zmiennych, które prowadzą do najlepszych (lub zbliżonych do najlepszych) wyników.

4. Aktualizacja poszukiwań:

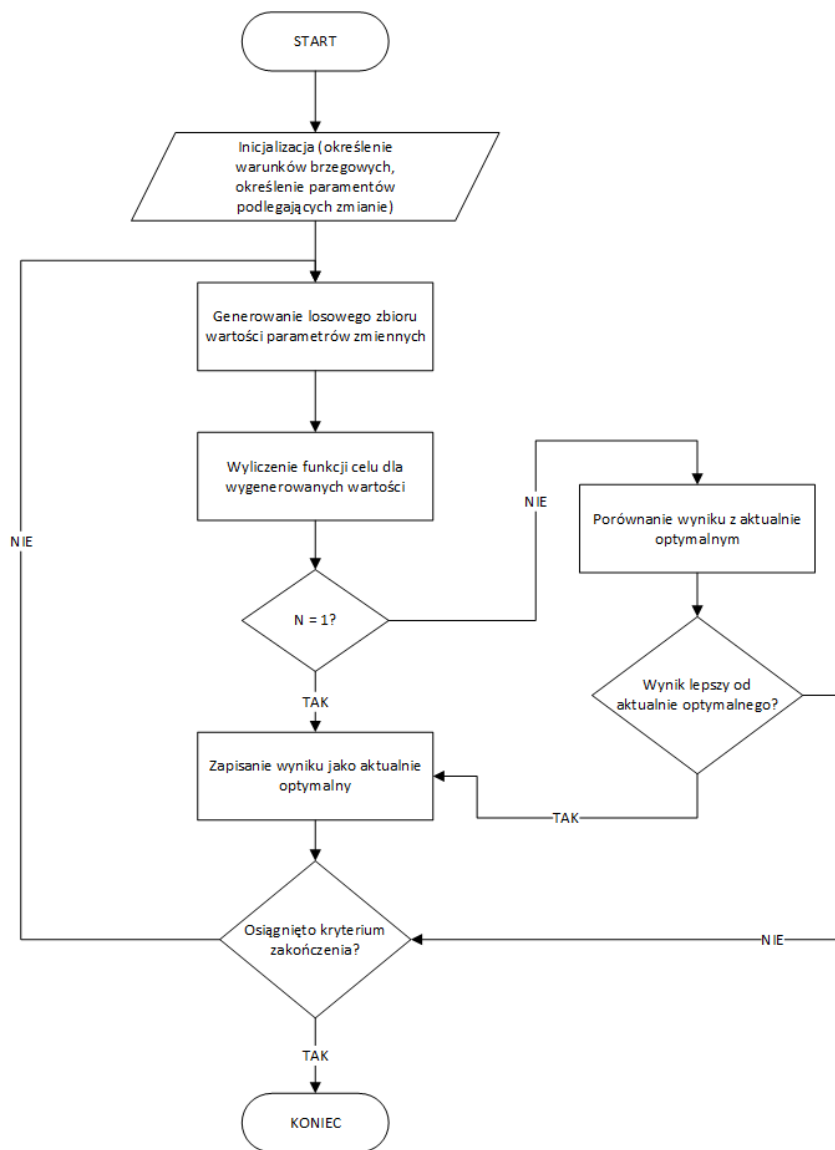
- Bazując na analizie wyników, dostosowywanie przestrzeni poszukiwań w kierunku obszarów, które wydają się obiecujące.
- Powtarzanie procesu losowego próbkowania i analizy w celu stopniowego zbliżania się do optymalnego rozwiązania.

5. Iteracje:

- Powtarzanie procesu wielokrotnie, aby uzyskać stabilne i zbieżne wyniki.

Warto zaznaczyć, że metoda Monte Carlo nie gwarantuje uzyskania globalnego minimum (lub maksimum), czyli ekstremum funkcji celu, ale może być użyteczna w przypadkach, gdzie tradycyjne metody optymalizacyjne mogą napotykać na trudności [78, 55]. Metoda ta szczególnie przydaje się w przypadku problemów optymalizacji, w których funkcja celu jest nieregularna, wielomodalna lub

zawiera wiele lokalnych minimów. Często jest stosowana jako narzędzie eksploracyjne, które pomaga w zrozumieniu struktury problemu i wstępnym przybliżeniu optymalnych rozwiązań [51, 78]. Metoda ta została zastosowana, w ramach optymalizacji korpusu, która została opisana w rozdziale 3.2.



Rys. 2.2: Schemat działania metody Monte Carlo [55]

Przeszukiwanie wyczerpujące

Przeszukiwanie wyczerpujące, znane również jako przegląd zupełny, to metoda algorytmiczna używana w informatyce do rozwiązywania problemów obliczeniowych poprzez przeszukanie wszystkich możliwych rozwiązań. Ta technika jest stosowana w różnych dziedzinach, takich jak sztuczna inteligencja, algorytmy optymalizacyjne, kryptografia czy analiza złożoności algorytmów. Jej główną zaletą jest pewność znalezienia optymalnego rozwiązania problemu, jeśli takie istnieje, jednakże kosztem tego jest czasochłonność, szczególnie przy dużych zbiorach danych [22, 81].

Podczas przeszukiwania wyczerpującego, algorytm dokonuje systematycznego sprawdzania każdej możliwej kombinacji lub rozwiązania problemu. Jest to tak zwana metoda *brute-force*, która nie wykorzystuje żadnych heurystyk ani uproszczeń. W przypadku problemów o niewielkich rozmiarach lub ograniczonej przestrzeni poszukiwań, może to być skuteczna strategia [22]. Jednakże w przypadku problemów o dużej złożoności obliczeniowej, takich jak np. problem komiwojażera czy problem plecakowy, przeszukiwanie wyczerpujące może być niepraktyczne ze względu na ogromną liczbę możliwych kombinacji [22, 81].

Mimo że przeszukiwanie wyczerpujące nie jest często wykorzystywane w praktycznych zastosowaniach ze względu na swoją czasochłonność, stanowi ważną bazę dla porównań wydajnościowych innych algorytmów [81]. Ponadto, w niektórych przypadkach, gdy rozmiar problemu jest stosunkowo niewielki lub kiedy istnieje potrzeba zagwarantowania optymalnego rozwiązania, przeszukiwanie wyczerpujące nadal może być użyteczne. Warto zauważyć, że rozwój technologii obliczeniowych, w tym wzrost mocy obliczeniowej oraz optymalizacje algorytmiczne, może sprawić, że przeszukiwanie wyczerpujące stanie się bardziej wykonalne nawet dla bardziej złożonych problemów w przyszłości [22, 81]. Przykładowy pseudokod dla przeszukiwania wyczerpującego zaprezentowano poniżej. Natomiast przykład wykorzystania tej metody zaprezentowano w rozdziale 3.3.4.

```
function exhaustive_search(a, b, f)
    best_solution = None
    best_value = -inf // Ustawiamy początkową wartość jako ujemną nieskończoność
    for x from a to b do
        current_value = f(x) // Obliczamy wartość funkcji dla bieżącego x

        if current_value > best_value then
            best_solution = x // Aktualizujemy najlepsze rozwiązanie
            best_value = current_value // Aktualizujemy najlepszą wartość
        end if
    end for
    return (best_solution, best_value)
end function
```

W powyższym pseudokodzie:

- a i b to granice przedziału, w którym szukamy rozwiązania;
- f to funkcja, dla której chcemy znaleźć maksimum;
- *best_solution* to bieżące najlepsze rozwiązanie;
- *best_value* to bieżąca najlepsza wartość funkcji.

2.1.2. Metody koncyptowania

Metody koncyptowania to różnorodne techniki i podejścia wykorzystywane w procesie generowania pomysłów, projektowania i rozwiązywania problemów. Te metody pomagają projektantom, inżynierom, twórcom i innym profesjonalistom w kreatywnym myśleniu, eksplorowaniu możliwości oraz opracowywaniu innowacyjnych rozwiązań.

Tablica morfologiczna

Tablica morfologiczna to narzędzie stosowane w procesie konceptualnego projektowania. Tablica morfologiczna jest techniką, która pomaga w strukturalnym generowaniu, analizie i wybieraniu pomysłów w trakcie projektowania [23].

Tablica morfologiczna składa się z dwóch głównych elementów: wierszy i kolumn. Wiersze reprezentują różne atrybuty, cechy lub komponenty problemu, których dotyczy projekt. Kolumny zawierają różne możliwe opcje lub warianty tych atrybutów (rys. 2.3). Poprzez krzyżowanie odpowiednich wierszy i kolumn, projektanci tworzą kombinacje atrybutów, które potencjalnie mogą prowadzić do nowych pomysłów czy rozwiązań [4].

Cechy, zmiennie problemowe	Przejawy cech/wartości zmiennych problemowych				
	1	2	3	...	m
A:	A1	A2	A3	...	Am
B:	B1	B2	B3	...	Bm
C:	C1	C2	C3	...	Cm
...
N:	N1	N2	N3	...	Nm

↓
Rozwiązanie:
A3-B3-C1-...-N2

Rys. 2.3: Przykład zastosowania tablicy morfologicznej [4]

Przykładowo, jeśli projektuje się nowy produkt, wiersze mogą reprezentować różne cechy takie jak kształt, materiał, kolor itp., a kolumny mogą zawierać różne opcje dla każdej z tych cech. Kombinowanie poszczególnych elementów w obrębie tabeli może prowadzić do nowatorskich pomysłów projektowych [4].

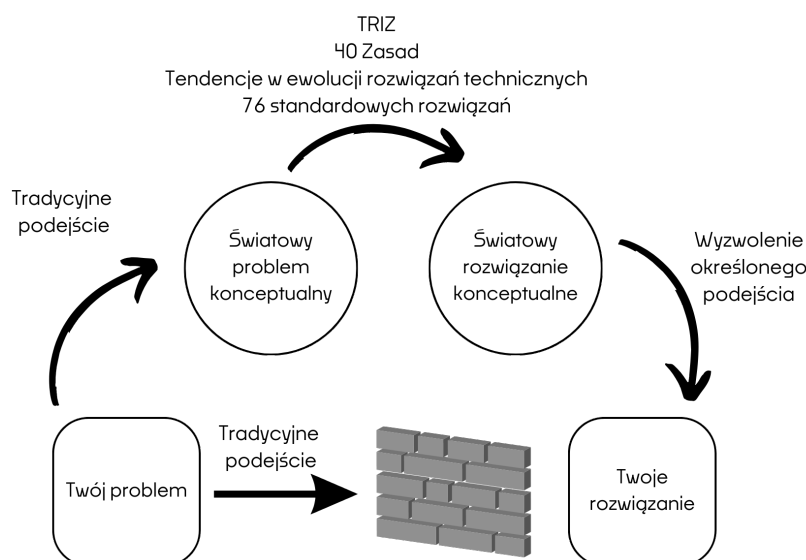
Tablica morfologiczna jest szczególnie użyteczna dla złożonych problemów, gdzie konieczne jest rozważenie wielu różnych aspektów jednocześnie. Pomaga również w systematycznym podejściu do generowania pomysłów oraz w analizie i porównywaniu różnych wariantów koncepcji [23, 24]. Metoda ta znalazła zastosowanie między innymi w procesie optymalizacji korpusu czy (rozdział 3.2) osi skrzętnej (rozdział 3.4).

Metoda TRIZ

Metoda TRIZ (Teoria Rozwinięcia Twórczego Problemów, ros. *Teoria Reszenija Izobretatielskich Zadacz*) to systematyczna metoda inżynierska opracowana w ZSRR przez genialnego wynalazcę i inżyniera Gienricha Altshullera w latach 40. XX wieku [3, 14, 37]. TRIZ ma na celu wspomaganie procesu innowacyjnego i kreatywnego rozwiązywania problemów. Metoda ta obejmuje zestaw narzędzi i zasad, które pomagają identyfikować wzorce rozwoju technicznego, a także dostarczają struktury i podejścia do rozwiązywania problemów technicznych oraz inżynierskich [37, 47].

Podstawowym założeniem TRIZ jest to, że w historii rozwoju techniki istnieją pewne powszechne wzorce ewolucji, które można wykorzystać do rozwiązania nowych problemów. TRIZ opiera się na analizie wielu patentów oraz innowacji, a także na wyodrębnieniu istniejących rozwiązań, które można zastosować w nowych kontekstach (rys. 2.4) [3, 37].

Metoda TRIZ oferuje różne narzędzia, takie jak matryce sprzeczności, drzewa ewolucji technicznej, reguły przeciwdziałania sprzecznościom czy analiza 40 zasad wynalazku Altshullera. Narzędzia te pomagają inżynierom i wynalazcom myśleć w sposób systematyczny, identyfikować potencjalne rozwiązania oraz przełamywać ograniczenia i sprzeczności w projektach inżynierskich [14, 47].



Rys. 2.4: Idea zastosowania metody TRIZ [92]

TRIZ jest szeroko stosowany w dziedzinie inżynierii, innowacji produktowej, a także w zarządzaniu jakością i doskonaleniu procesów. Metoda ta znalazła zastosowanie w różnych branżach na całym świecie, wśród firm stosujących TRIZ wymieniane są Samsung, Boeing, Hewlett-Packard, IBM, Motorola, Raytheon czy Xerox.

2.2. Przegląd układów mobilnych platform eksploracyjnych

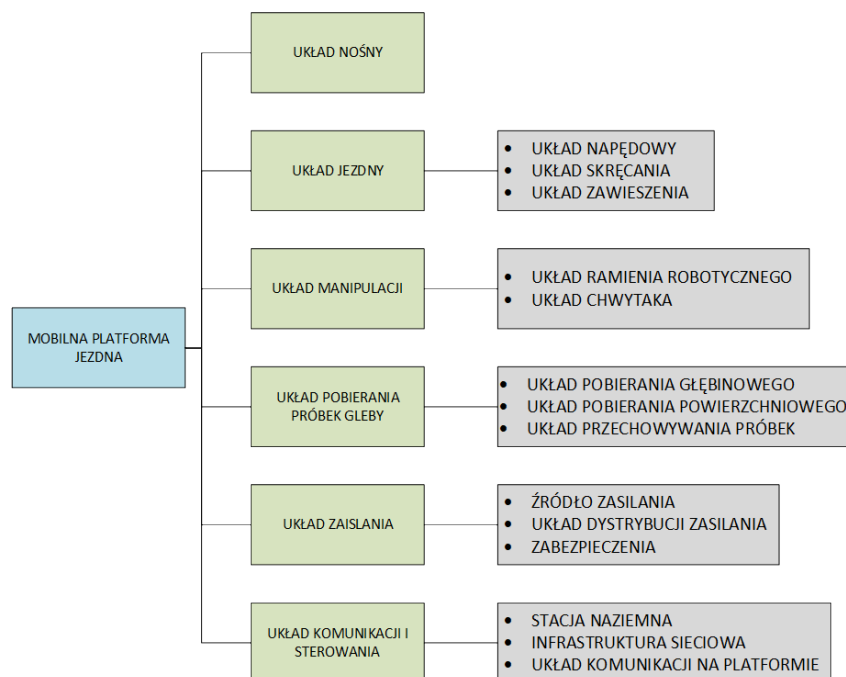
Prace projektowe nad konstrukcją mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III rozpoczęły się w 2020 roku lecz szybko zostały przerwane ze względu na pandemię. Po zniesieniu obostrzeń covidowych, ponownie przystąpiono do działań. W celu uniknięcia problemów, które miały miejsce w poprzednich wersjach łożników, postanowiono podejść do procesu projektowo-konstrukcyjnego w sposób bardziej zorganizowany oraz wykorzystując nowoczesne narzędzia modelowania i optymalizacji.

W celu uporządkowania prac projektowych, w pierwszej kolejności dokonano podziału platformy na podukłady i określenia ich wpływu na własności funkcjonalne gotowego robota. Na podstawie zapisów regulaminów poszczególnych edycji zawodów klasy Rover Challenge można wyszczególnić sześć głównych układów platformy mobilnej [5, 7, 13, 34, 41, 93]:

- układ nośny
- układ jezdny,
- układ manipulacyjny,
- układ pobierania próbek gleby,
- układ zasilania,
- układ komunikacji i sterowania.

W ramach każdego z powyższych układów można wyszczególnić kolejne podukłady odpowiedzialne za realizację określonych zadań. Na rys. 2.5 zaprezentowano strukturę mobilnej platformy eksploracyjnej przystosowanej do realizacji misji w trakcie zawodów klasy Rover Challenge.

W dalszej części rozdziału dokonano omówienia poszczególnych układów platformy oraz zdefiniowano zbiory cech konstrukcyjnych oraz funkcjonalnych, które będą podlegały procesowi optymalizacji.



Rys. 2.5: Struktura mobilnej platformy eksploracyjnej

2.2.1. Wymagania ogólne

Zgodnie z wymaganiami regulaminowymi zaprojektowana platforma powinna spełniać określone wymagania związane z masą oraz wymiarami gabarytowymi. W tab. 2.1 zestawiono ograniczenia regulaminowe dla poszczególnych zawodów klasy Rover Challenge.

Tab. 2.1: Zestawienie ograniczeń gabarytowych dla łazików marsjańskich [5, 7, 13, 34, 41, 93]

Zawody	Dopuszczalna masa	Wymiary gabarytowe
University Rover Challenge	50 kg (70 kg)	1,2 m × 1,2 m × 1,2 m
European Rover Challenge	50 kg (70 kg)	1,2 m × 1,2 m × 1,2 m
Anatolian Rover Challenge	60 kg	1,5 m × 1,5 m × 1,5 m
Canadian International Rover Challenge	50 kg (70 kg)	brak ograniczeń
International Rover Challenge	60 kg (75 kg)	1,5 m × 1,2 m
Australian Rover Challenge	50 kg (70 kg)	1,6 m × 1,6 m × 1,6 m

Wartości mas podane w tab. 2.1 w nawiasach stanowią maksymalną dopuszczalną masę dla danych zawodów, natomiast druga podana wartość to wartość masy, od której naliczane są punkty karne. Z zestawienia wynika, że projektowana platforma nie powinna przekraczać masy 50 kg i mieścić się w sześcianie o długości boku równej 1,2 m. Zachowanie tych parametrów umożliwi udział w każdym z wymienionych zawodów bez obaw o utratę punktów.

Poza ograniczeniami związanymi z gabarytami platformy, w ramach regulaminu wymagane jest, aby platforma była wyposażona w urządzenie pozwalające na manipulowanie elementami otoczenia, takimi jak przełączniki czy zawory. Ponadto wymagane jest posiadanie systemu umożliwiającego pobranie próbek gleby. W momencie przystąpienia do działań związanych z optymalizacją platformy, oryginalny projekt platformy Phoenix III posiadał układ ramienia robotycznego oraz układ pobierania próbek gleby przeniesiony z poprzedniej wersji platformy Phoenix II. W związku z autor zdecydował, że układy te nie będą rozważane w niniejszej pracy ponieważ wymagają one wpiętych zaprojektowania z dostosowaniem do platformy Phoenix III.

2.2.2. Układ nośny

Układ nośny stanowi jeden z podstawowych układów łazika stanowiący bazę montażową dla wszystkich kolejnych układów. W kwestii układów nośnych najczęściej spotykanymi rozwiązaniami są układy ramowe [53, 57, 73]. Układ taki ma szereg zalet, między innymi: łatwość w projektowaniu i wykonaniu, niskie koszty wykonania, dużą podatność na zmiany oraz sztywność. Jednak układ ten jest ciężki, ponieważ w większości przypadków wykonywany jest ze stopów aluminium [53] lub stali. Bardzo rzadko spotyka się platformy, które w swojej budowie w znaczący sposób wykorzystywały materiały kompozytowe czy polimery [57].

Innym sposobem zaprojektowania układu nośnego jest zastosowanie konstrukcji samonośnej, czyli wykorzystanie tzw. *monocoque*. Jest to rodzaj układu nośnego, w którym to już same poszycie stanowi strukturę nośną. Podejście to pozwala w znaczący sposób obniżyć masę całkowitą układu przy zapewnieniu odpowiednich własności wytrzymałościowych oraz sztywności. Jest to jednak rozwiązanie znacznie droższe w implementacji i trudniejsze w zaprojektowaniu.

2.2.3. Układ jezdny

Układ jezdny stanowi niewralgiczny układ łoża marsjańskiego, pozwalający na realizację podstawowej funkcji tego typu robota mobilnego, czyli eksploracji terenu. W zależności od tego w jaki sposób został zaprojektowany i wykonany układ jezdny, łożak może zyskać dużą przewagę w trakcie manewrowania po terenie „marsjańskim” lub „księżycowym”. W związku z tym poprawne zaprojektowanie i dobór elementów tego układu jest jednym z najważniejszych etapów projektowania mobilnej platformy eksploracyjnej.

W skład standardowego układu jezdnego wchodzi następujące podzespoły:

- układ napędowy,
- układ skręcania,
- układ zawieszenia.

Układ napędowy

Jako układ napędowy rozumie się główny układ wykonawczy pozwalający na przemieszczanie się platformy. Podobnie jak w przypadku samochodów, dla platform mobilnych można również wyróżnić różne postacie układu napędowego. W przypadku robotyki mobilnej najczęściej spotykanym układem jest taki w ramach którego każde z kół jest niezależnie napędzane własnym silnikiem elektrycznym.

W przypadku platform mobilnych stosowane są trzy podstawowe typy układu przeniesienia napędu: gąsienicowy (2.6a) kołowy (2.6b) oraz kroczący (2.6c). Na rys. 2.6 zaprezentowano wymienione typy układów.



(a) Przykład platformy gąsienicowej - AgileX [61]



(b) Przykład platformy kołowej - Leo [50]



(c) Przykład platformy kroczącej [87]

Rys. 2.6: Rozwiązania konstrukcyjne układu przeniesienia napędu

Do zalet układu kołowego można zaliczyć przede wszystkim prostotę takiego układu, pod kątem konstrukcyjnym jak również pod względem sterowania. W przypadku kiedy robot ma za zadanie pokonać głównie płaski teren, wówczas układy kołowe sprawdzają się najlepiej [12, 15, 79].

Układ kołowy eliminuje również większość problemów związanych z utrzymywaniem równowagi, jak występuje w przypadku układów kroczących. Poza tym układy kołowe są najbardziej wydajne pod względem energetycznym i zazwyczaj pozwalają na pokonanie największego dystansu [12, 21, 35].

Pomimo szeregu zalet, układy kołowe mają również swoje wady. Do głównych wad wykorzystania kół można zaliczyć trudności z pokonywaniem wyższych przeszkód terenowych, jak również problemy z utratą własności jezdnych na luźnej i osypującej się nawierzchni, gdzie koła mają tendencję do zakopywania się. Zastosowanie np. kół pneumatycznych generuje dodatkowy problem z możliwością przebicia koła. Natomiast w przeciwieństwie do układów gąsienicowych czy kroczących, uszkodzenie koła nie eliminuje całkowicie platformy z użytku i w większości przypadków platforma zachowuje podstawowe możliwości przemieszczania się [21, 79, 98].

Układy kroczące posiadają szereg zalet względem układów kołowych. Platformy kroczące charakteryzują się większymi możliwościami w kontekście pokonywania trudnego terenu oraz eliminują problemy związane z zakopywaniem się czy utratą przyczepności na luźnej nawierzchni. Roboty kroczące radzą sobie również lepiej w momencie poruszania się w dół po pochyłym terenie [15, 8, 54, 84].

Do głównych problemów związanych z implementacją układów kroczących można zaliczyć ich złożoność pod względem konstrukcyjnym oraz pod kątem sterowania. Kolejnym z problemów jest możliwość utraty równowagi w trakcie pokonywania przeszkód, w szczególności, gdy więcej niż jedna z nóg jest uniesiona w powietrzu. Złożoność układu powoduje wzrost energochłonności, a tym samym spadek wydajności takiej platformy w porównaniu do platform kołowych. W momencie uszkodzenia którejś z nóg, zazwyczaj kończy się to uniemożliwieniem dalszego użytkowania platformy [30, 54, 84].

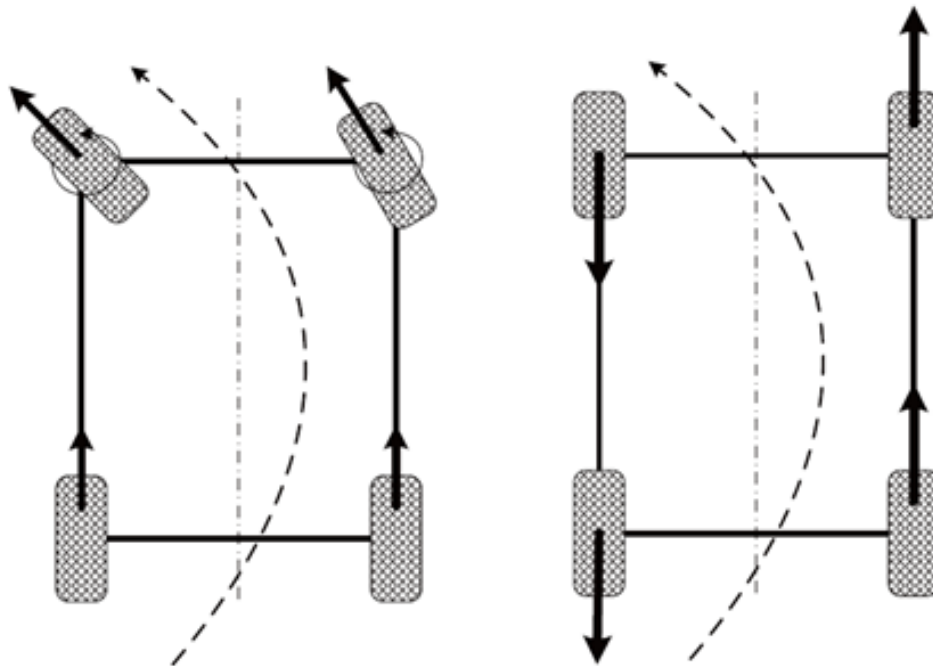
Natomiast układy gąsienicowe odznaczają się największą powierzchnią styku z podłożem, co znacząco redukuje nacisk powierzchniowy wywierany przez pojazd, jednocześnie poprawiając możliwości manewrowania na luźnej nawierzchni. Platformy gąsienicowe charakteryzują się również bardzo dobrymi możliwościami pokonywania nierówności terenu oraz wspinania się na wzniesienia o znacznym kącie pochylecia zbocza [15, 21, 84].

Największą wadą układu gąsienicowego jest wykonywanie manewru zakręcania. Ze względu na duże powierzchnie kontaktu platformy z podłożem skręcanie odbywa się na zasadzie kontrolowanej utraty przyczepności. W związku z dużą powierzchnią styku, potrzebne są znaczne wartości siły do wykonania takiego manewru. Tego typu skręcanie uniemożliwia również precyzyjne kontrolowanie kąta o jaki obraca się platforma, ponieważ jest to mocno uzależnione od rodzaju podłoża, po którym porusza się robot. Napęd gąsienicowy wykazuje zadowalającą efektywność w przypadku poruszania się po luźnej nawierzchni, natomiast sprawność takiego układu drastycznie spada gdy poruszania się po innych rodzajach nawierzchni [62, 79, 84].

Ponadto gąsienice są podatne na zacinanie się w trakcie pracy. Zacięcia mogą być spowodowane zużywaniem się elementów układu lub dostaniem się w układ obiektu takiego jak np. kamień. Zablockowanie którejkolwiek z gąsienic uniemożliwia dalsze użytkowanie platformy.

Układ skręcania

Oprócz możliwości jazdy na wprost, platforma mobilna musi mieć również możliwość skręcania. W przypadku robotów mobilnych o podwoziu kołowym istnieje kilka sposobów realizacji tego zadania. Najprostszym sposobem skręcania jest skręcanie różnicowe. W rozwiązaniu tym zakłada się, że skręcanie platformą odbywa się poprzez odpowiednie różnicowanie prędkości i kierunku obrotu na poszczególnych silnikach napędzających koła [90, 99]. W odróżnieniu od klasycznego układu skręcania stosowanego w pojazdach kołowych, tj. układu bazującego na geometrii Ackerman'a, układ ten nie wymaga fizycznego wychylenia kąтового żadnego z kół, a tym samym nie ma potrzeby zastosowania specjalnych aktuatorów, co zmniejsza poziom skomplikowania układu. Podstawowe założenia skręcania pojazdem z wykorzystaniem geometrii Ackerman'a oraz skręcania różnicowego zaprezentowano na rys. 2.7.



Rys. 2.7: Schematy działania układów skręcania: po lewej układ Ackermana, po prawej układ z skręcaniem różnicowym [99]

Od strony konstrukcyjnej implementacja skręcania różnicowego na platformie sprowadza się jedynie do sztywnego zablokowania pozycji kątowej kół. Natomiast pozostałe działania, które muszą zostać wykonane, aby umożliwić taki sposób skręcania, związane są z opracowaniem odpowiedniego algorytmu sterowania. Jednak rozwiązanie poza oczywistymi zaletami ma również swoje wady. Jedną z najistotniejszych jest fakt stosunkowo niedużej precyzji sterowania, w szczególności w sytuacji jazdy po luźnej nawierzchni, jaką można zastać na symulowanym polu marsjańskim w trakcie zawodów Rover Challenge [99, 102].

Poza tym, w trakcie skręcania różnicowego musi dojść do zerwania przyczepności, co wiąże się z wprowadzaniem do układu dużych sił skręcających cały pojazd. Podobnie jak w przypadku zastosowania skręcania różnicowego konieczne jest zapewnienie odpowiednich warunków geometrycznych

związanych z rozstawem kół. Dla takiego systemu ważne jest to, aby koła były rozstawione na planie kwadratu lub prostokąta, dzięki czemu środek obrotu platformy wypada w środku geometrycznym robota, przez co siły działające na platformę są mniejsze [99, 102].

Kolejną możliwością rozwiązania kwestii skręcania jest wykorzystanie osi skrętnych, tj. układu, który będzie w stanie zmienić pozycję kątową koła w trakcie jazdy. Mając możliwość zmiany położenia kąтового kół można zastosować skręcanie z wykorzystaniem układu Ackerman'a lub skręcanie w miejscu. W przypadku zastosowania układu Ackerman'a istnieje możliwość skręcania na jednej lub obu osiach. Użycie takiego systemu skręcania pozwala na płynne pokonywanie zakrętów w trakcie jazdy i umożliwia skręcanie z różnymi promieniami skrętu. Pewnym minusem tego rozwiązania jest konieczność poruszania się do przodu lub do tyłu, aby wykonać manewr skręcania, co może być kłopotliwe w przypadku ciasnych przestrzeni [90, 99].

Inną możliwością wykorzystania osi skrętnych w robocie mobilnym jest zastosowanie strategii skręcania w miejscu. Manewr ten polega na ustawieniu kół pod odpowiednim kątem, zależnym od geometrii platformy, tak aby możliwe było wykonanie obrotu wokół osi pionowej platformy. Jest to rozwiązanie wykorzystujące zalety skręcania różnicowego, skręcanie w miejscu. Natomiast poprzez ustawienie kół pod kątem eliminuje się problemy związane z koniecznością zrywania przyczepności oraz eliminowane są wymagania, co do odpowiedniego rozłożenia kół [102]. Na rys. 2.8 zaprezentowano platformę eksploracyjną z widocznym układem osi skrętnej.

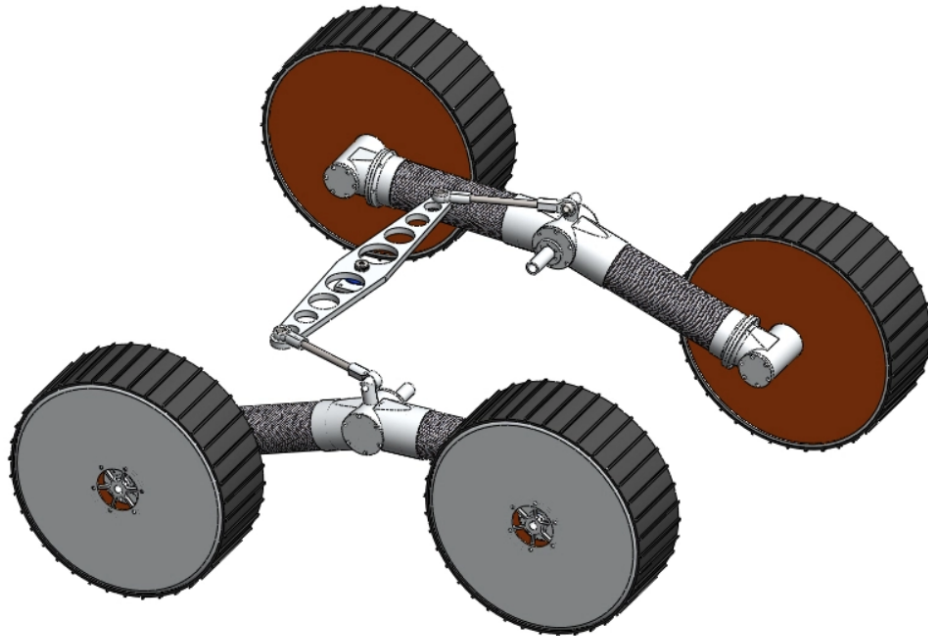


Rys. 2.8: Układ osi skrętnej zastosowany w platformie KALMAN [2]

Układ zawieszenia

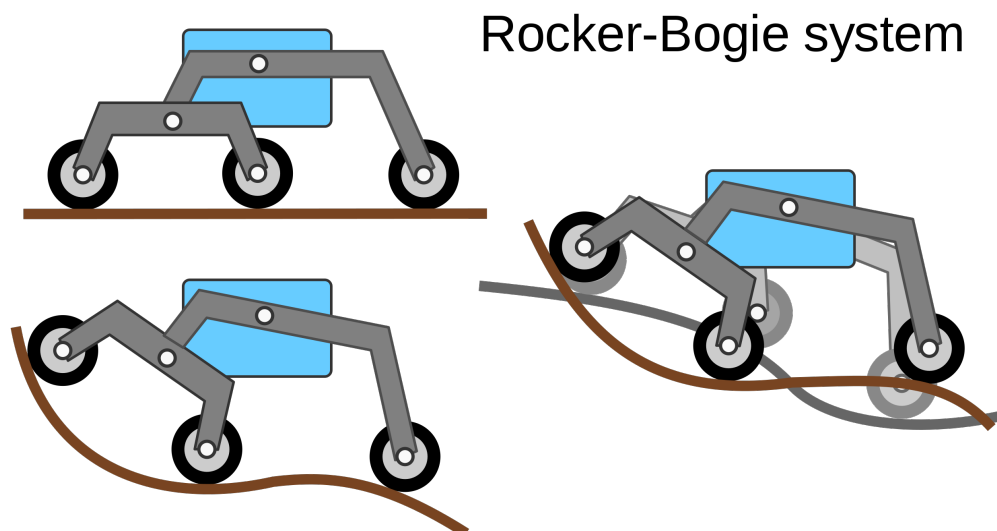
Ostatnim elementem układu jezdny jest układ zawieszenia. Rolą układu zawieszenia w łożkach marsjańskich jest zapewnienie stałego kontaktu kół z podłożem niezależnie od ukształtowania terenu, jak również umożliwić pokonywanie przeszkód terenowych. Aktualnie w przypadku mobilnych platform eksploracyjnych najczęściej spotyka się dwa rozwiązania: dla platform czterokołowych - zawieszenie typu *rocker*, dla platform sześciokołowych - zawieszenie typu *rocker-bogie*.

Zawieszenie typu *rocker* charakteryzuje się prostą konstrukcją składającą się z dwóch ramion (ang. *rockers arm*) połączonych przegubowo z układem nośnym platformy. Oba ramiona są połączone ze sobą poprzez mechanizm dyferencjału, najczęściej w postaci sztywnej belki, w celu sprzęgnięcia ruchu obrotowego poszczególnych ramion i stabilizacji nadwozia [53, 63]. Na rys. 2.9 zaprezentowano schemat układu zawieszenia typu *rocker*. Taki układ zawieszenia zapewnia stały i równomierny kontakt kół z podłożem oraz umożliwia pokonywanie przeszkód większych od średnicy kół przy zachowaniu równowagi platformy [95].



Rys. 2.9: Układ zawieszenia typu *rocker* [69]

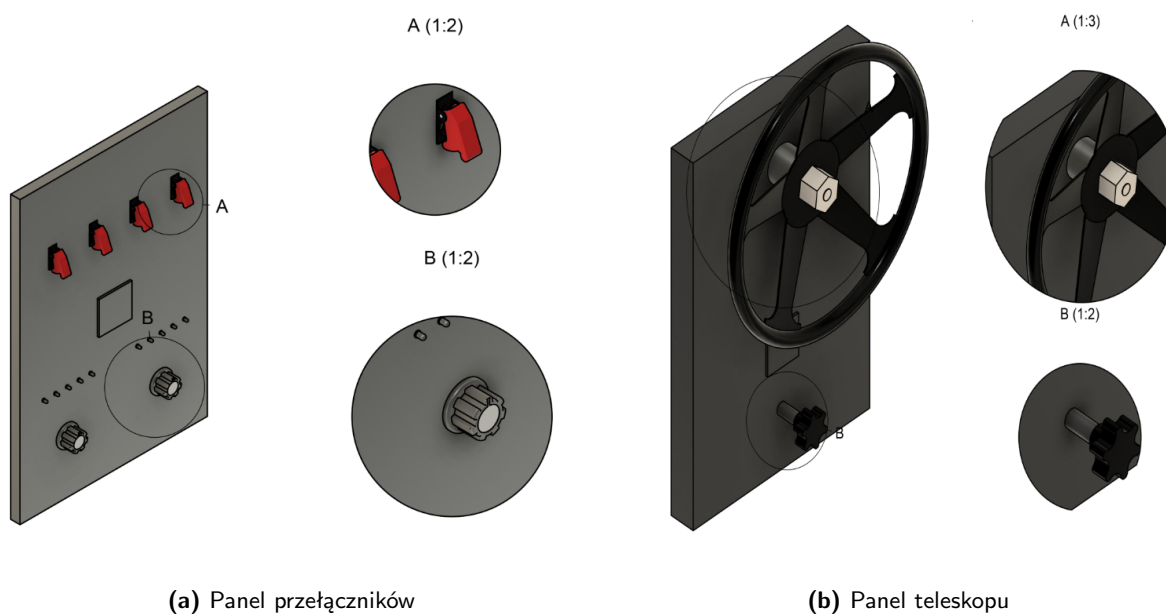
Układ zawieszenia typu *rocker-bogie* jest układem zawieszenia opracowanym w 1988 roku przez NASA dla łożków marsjańskich. Sposób działania układu zawieszenia opiera się na wykorzystaniu większego ramienia połączonego z nadwoziem zgodnie z ideą układu *rocker* oraz zastosowania dodatkowego układu *bogie* montowanego w miejscu jednego z kół [25, 67]. Układ *bogie* stanowi kolejny układ *rocker*, lecz tym razem oś obrotu znajduje się na końcu pierwszego ramienia. Użycie tego typu zawieszenia zwiększa liczbę kół zastosowanych w platformie, jednocześnie zwiększona liczba kół równomierniej rozprowadza obciążenie oraz pozwala pokonywać przeszkody o wysokości dwukrotnie większej niż średnica koła przy równoczesnym kontakcie wszystkich kół z podłożem [49, 60, 95]. Schemat układu *rocker-bogie* zaprezentowano na rys. 2.10.



Rys. 2.10: Schemat działania układu zawieszenia typu *rocker-bogie* [97]

2.2.4. Układ manipulacji

Kolejnym istotnym z punktu widzenia zawodów klasy Rover Challenge jest układ manipulacji. W ramach zawodów wymaga się, aby robot miał możliwość wejścia w interakcję z elementami otoczenia, takimi jak przełączniki, pokrętki czy zawory. W celu realizacji tych zadań łazik wyposażony zostaje w ramię robotyczne, często nazywane również manipulatorem. Na rys. 2.11 zaprezentowano postacie paneli operatorskich wykorzystywanych w ramach zawodów ARC.

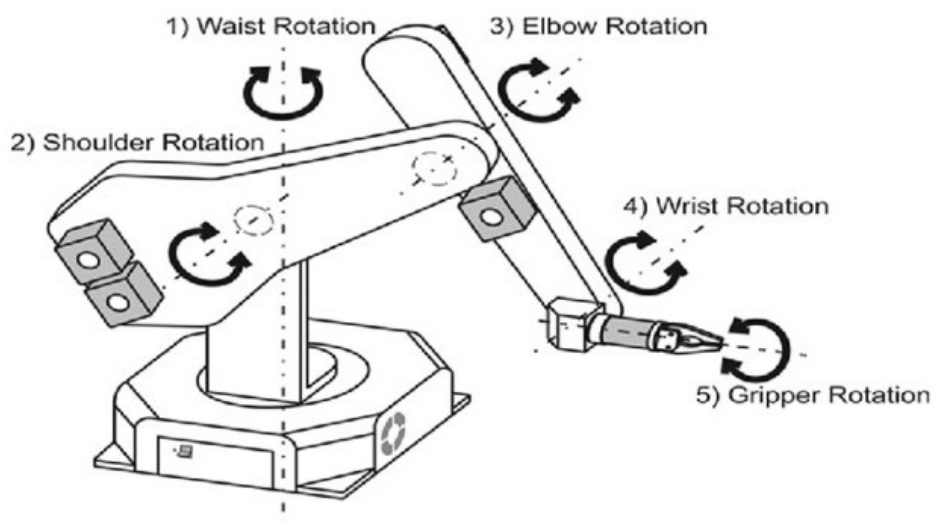


(a) Panel przełączników

(b) Panel teleskopu

Rys. 2.11: Panele operatorskie wykorzystywane w trakcie zawodów ARC [5]

Opracowany układ manipulacji musi umożliwiać realizację wszystkich przewidzianych zadań. Z analizy regulaminów zawodów wymagane jest ramię robotyczne posiadające co najmniej pięć stopni swobody (ang. Degrees of Freedom w skrócie DOF) [16, 74]. Na rys. 2.12 zaprezentowano schemat ramienia o pięciu stopniach swobody wraz z zaznaczonymi poszczególnymi stopniami.



Rys. 2.12: Schemat ramienia robotycznego o pięciu stopniach swobody [31]

Projektując ramię robotyczne, które ma być zainstalowane na platformie mobilnej, istotne jest zapewnienie odpowiedniej „sztywności”. Przez sztywność ramienia rozumiane jest to, jak duże luzy występują w poszczególnych węzłach kinematycznych. Docelowo dąży się do eliminowania luzów, które w trakcie przemieszczania się platformy mogą spowodować, że ramię wpadnie w niekontrolowane drgania, które mogą doprowadzić do zmiany położenia poszczególnych segmentów ramienia lub nawet mogą doprowadzić do uszkodzeń ramienia czy platformy [31, 74, 101].

W celu wyeliminowania luzów można zastosować odpowiednie przekładnie. W warunkach przemysłowych stosowane są głównie przekładnie harmoniczne lub przekładnie cykloidalne, które charakteryzują się bardzo małymi luzami oraz możliwością uzyskiwania dużych przemieszczeń w niewielkich rozmiarach przekładni [82, 101]. Poza doborem odpowiednich przekładni istotną rolę odgrywa również dobór silnika, który będzie napędzał daną oś manipulatora. W zależności od zastosowanego rodzaju napędu, koniecznym będzie zastosowanie dodatkowych elementów, takich jak enkodery pozwalające na określenie położenia poszczególnych członów ramienia, czy sterowniki pozwalające na pełną kontrolę nad danym członem [16, 101].

W kontekście całej platformy położenie i masa ramienia są również istotne. Ze względu na konieczność przenoszenia stosunkowo dużych obciążeń, manipulator stanowi masywny obiekt, którego położenie ma znaczny wpływ na położenie środka ciężkości platformy oraz jej stabilność w trakcie jazdy. Stąd też dąży się do tego, aby minimalizować masę ramienia, tym samym pozytywnie wpływając na własności jezdne.

Niemniej ważnym elementem układu manipulacji jest chwytak montowany w kłasi manipulatora. W zaleźności od projektu i wykonania, chwytak może spełniać wiele funkcji w trakcie realizowania misji [36, 89]. Poza standardowymi działaniami związanymi z przełęczaniem przycisków czy przekręcaniem pokręteł, dobrze opracowany chwytak może stanowić element układu pobierania próbek. Na rys. 2.13 zaprezentowano najczęściej spotykane warianty chwytaków pojawiające się na zawodach Rover Challenge.



(a) Najczęściej spotykana postać chwytaka



(b) Zmodyfikowana wersja chwytaka z dwoma palcami

Rys. 2.13: Przykłady postaci konstrukcyjnych chwytaków [91]

Ze względu na brak ramienia robotycznego zaprojektowanego dla platformy Phoenix III i konieczności projektowania takiego układu od podstaw, autor zdecydował nie zajmować się tym układem w ramach opisywanych prac badawczych.

2.2.5. Układ pobierania próbek gleby

W celu realizacji części naukowej zawodów, każda z platform jest wyposażona w system pozwalający na pobranie i przechowywanie próbek gleby, które na późniejszych etapach poddawane są analizie. W ramach konkurencji wymagane jest zazwyczaj pobranie próbki regolitu - warstwy wierzchniej podłoża, oraz próbki głębinowej pobieranej z głębokości co najmniej 5 cm. Podczas niektórych zawodów np. ERC dodatkowo wymagane jest również pozyskanie próbki skały [56, 64].

W zależności od przygotowania pola marsjańskiego, poziom zbitcia gleby może się znacząco różnić, w związku z czym częstą praktyką jest posiadanie dwóch układów pobierania próbek. Jeden pozwalający na pozyskanie próbek powierzchniowych oraz drugi umożliwiający wykonanie odwiertu [56, 76].

Dla próbek regolitu, większość rozwiązań bazuje na zastosowaniu standardowego czepaka zamontowanego na końcu ramienia robotycznego [56]. Na rys. 2.14 przedstawiono łazik Tytan z widocznym czepakowym systemem do zbierania regolitu.



Rys. 2.14: Łazik Tytan z czepakowym systemem pobierania próbek [32]

W celu uzyskania próbek głębinowych większość zespołów opracowuje system wiertniczy pozwalający na wykonanie odwiertu z jednoczesnym pobieraniem próbki [64]. W kontekście wiertnic obserwuje się dwa podejścia: jedno bazujące na całkowicie osobnym module doczepianym do platformy, natomiast drugie podejście bazuje na module wiertnicy montowanym na manipulatorze. W przypadku systemów pobierania próbek głębinowych, niezwykle istotnym aspektem jest zachowanie pierwotnego ułożenia warstw pobieranej próbki [56, 76]. Na rys. 2.15 przedstawiono łazik SCORPIO wraz z układem wiertniczym.



Rys. 2.15: Przykład wiertnicy zastosowanej w łaziku SCORPIO [71]

Tak jak w przypadku ramienia robotycznego, autor zdecydował, że ze względu na brak układu zaprojektowanego do współpracy z platformą Phoenix III, układ pobierania próbek nie będzie przedmiotem prowadzonych badań.

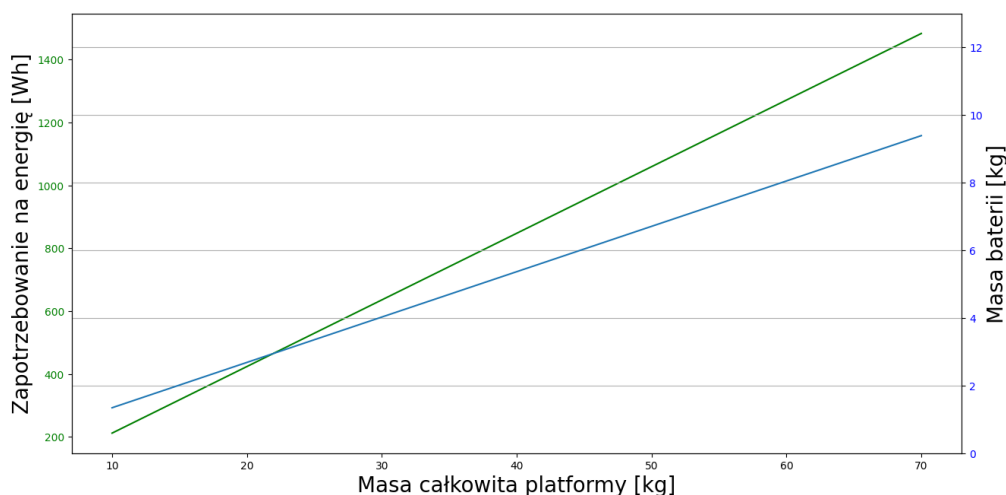
2.2.6. Układ zasilania

Kolejnym układem mobilnej platformy eksploracyjnej jest układ zasilania odpowiedzialny za doprowadzenie zasilania do wszystkich podukładów. W zależności od energochłonności poszczególnych modułów, układ zasilania musi posiadać odpowiednie zabezpieczenia, takie jak zabezpieczenia przeciw odwrotnej polaryzacji (ang. reverse polarity protection), przeciw zbyt wysokiemu napięciu (ang. overvoltage protection) czy zabezpieczenia termiczne (ang. overheat protection) [29].

Poza kwestiami związanymi z układem elektrycznymi i elektronicznymi, układ zasilania łazika ma wpływ na kwestie związane z funkcjonowaniem platformy w trakcie realizacji misji. Głównym powodem takiej sytuacji jest fakt, że jednym z elementów układu zasilania jest bateria, czyli jeden z najcięższych elementów platformy. Masa baterii ma wpływ na położenie środka ciężkości platformy, a tym samym na stabilność pojazdu w trakcie pokonywania nierówności terenu. To jak duża bateria potrzebna będzie do zasilenia platformy, w dużej mierze uzależnione jest od zapotrzebowania poszczególnych modułów na energię [29, 64]. Ze względu na fakt, że najczęściej i najintensywniej wykorzystywanym układem platformy jest układ jezdny, toteż odpowiednie zoptymalizowanie tego układu może znacząco obniżyć masę całkowitą platformy, a tym samym łączne zapotrzebowanie na energię. Jak wynika z równania na siłę toczenia 2.3, wraz z wzrostem masy układu będzie wzrastała siła oporu toczenia, a tym samym zapotrzebowanie na energię, aby ją pokonać. Na wykresie przedstawionym na rys. 2.16 można zaobserwować zależność pomiędzy masą łazika, ma zapotrzebowaniem na energię, jedynie biorąc pod uwagę układ jezdny oraz masą samego źródła energii.

$$F_t = m \cdot g \cdot f_t \quad (2.3)$$

gdzie: F_t - siła oporu toczenia, g - przyspieszenie grawitacyjne, f_t - współczynnik oporu toczenia.



Rys. 2.16: Zależność pomiędzy masą platformy oraz zapotrzebowaniem na energię

2.2.7. Układ komunikacji i sterowania

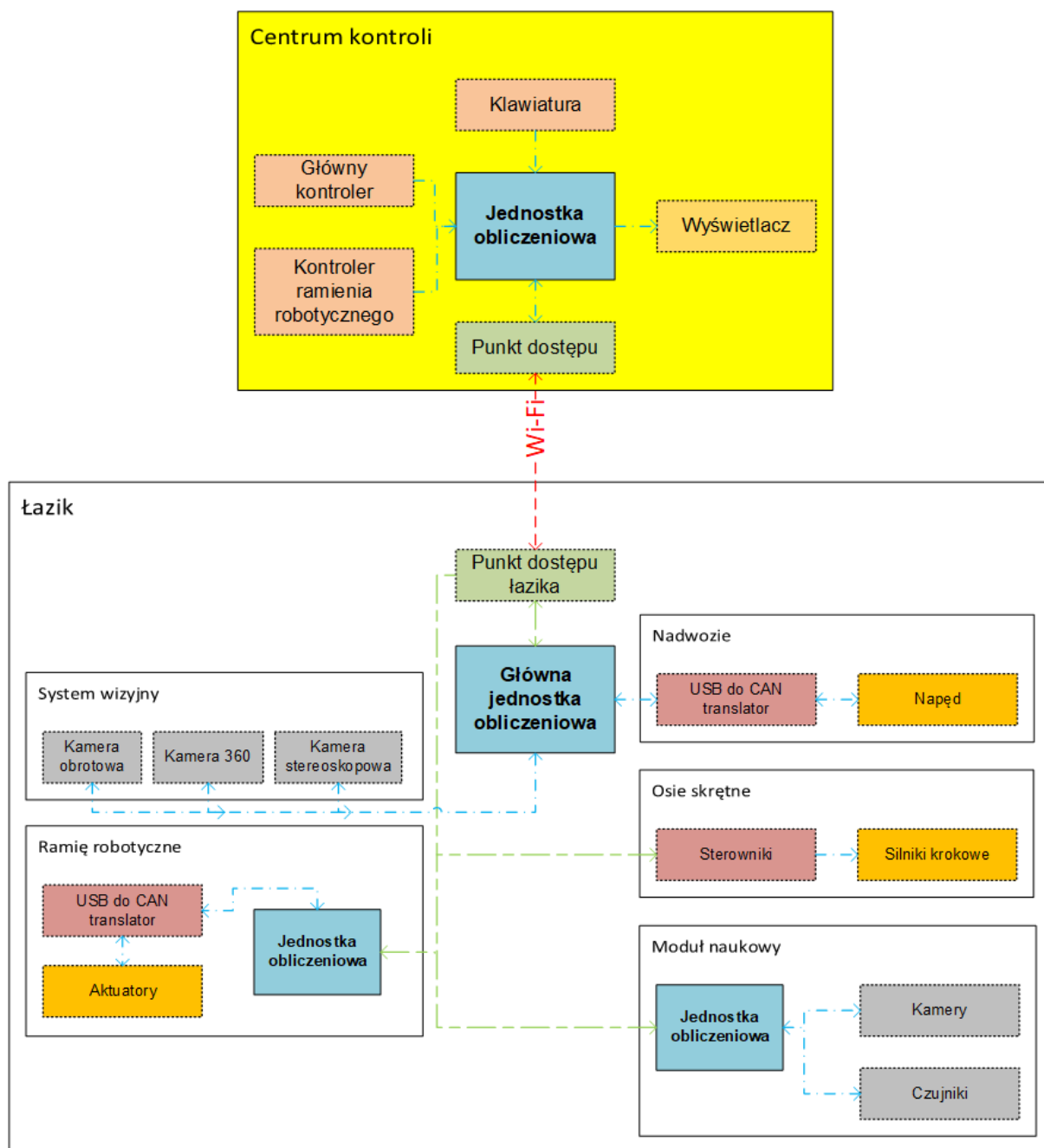
Ostatnim z analizowanych układów jest układ komunikacji i sterowania platformą. Zadaniem tego układu jest przekazywanie poleceń operatora do poszczególnych jednostek wykonawczych oraz przekazywanie informacji o stanie platformy z powrotem do operatora. W ramach udziału w zawodach, komunikacja ta odbywa się za pośrednictwem sieci bezprzewodowych. W celu utworzenia stosownej sieci, platforma musi być wyposażona w odpowiednie urządzenia sieciowe, takie jak punkty dostępu (ang. access point), przełączniki sieciowe (ang. switch) czy anteny. Poza urządzeniami zainstalowanymi na platformie konieczne jest posiadanie odpowiedniej infrastruktury sieciowej w stacji kontroli łazika.

Przesyłane polecenia interpretowane są przez jednostki obliczeniowe zainstalowane na platformie. Zazwyczaj są to jedno płytkowe układy obliczeniowe (ang. Single Board Computer SBC), takie jak Raspberry Pi czy Nvidia Jetson. Układy te pozwalają na realizację wszystkich podstawowych funkcjonalności platformy, a jednocześnie są one kompaktowe i nie wymagają doprowadzenia dużych ilości energii do poprawnego działania. W tab. 2.2 zaprezentowano specyfikacje przykładowych układów stosowanych w konstrukcjach łazików marsjańskich.

Tab. 2.2: Specyfikacja techniczna przykładowych SBC [43, 68, 75]

Parametr	Raspberry Pi 4	Odroid M1	Nvidia Jetson Nano
CPU	Quad-core Cortex A72 @ 1,5 GHz	Rockchip RK3568 @1,99 GHz	Quad-core ARM A57 @ 1,43 GHz
GPU	nie dotyczy	Mali-G52 MP2	128-core Maxwell
Pamięć RAM	do 8 GB LPDDR4	do 8 GB LPDDR4	4 GB 64-bit LPDDR4
Pamięć ROM	microSD	microSD, eMMC, SATA 3.0, NVME M.2 SSD	microSD
Magistrale	GPIO, I2C, SPI, UART	GPIO, I2C, I2S, SPI, UART	GPIO, I2C, I2S, SPI, UART

W ramach omawianego układu można zaliczyć również system wizyjny, w skład którego wchodzi kamera, pozwalające operatorowi widzieć to „co widzi” łazik. Przykładowa strukturę systemu komunikacji i sterowania zaprezentowano na rys. 2.17.



Rys. 2.17: Przykładowa struktura systemu komunikacji i sterowania

Rozdział 3

Optymalizacja mobilnej platformy eksploracyjnej

Zapoznawszy się z aktualnym stanem wiedzy dotyczącym budowy mobilnych platform eksploracyjnych oraz metodami optymalizacji w kontekście postaci konstrukcyjnej, przystąpiono do głównej części realizowanych badań. W ramach przeprowadzonych badań, opisanych w niniejszym rozdziale, przeprowadzono prace mające na celu zoptymalizowanie postaci konstrukcyjnej platformy Phoenix III. W ramach przeprowadzonych badań w pierwszej kolejności określono zakres i sposób realizacji procesu optymalizacji oraz zdefiniowano główne cele, które autor zamierza osiągnąć w wyniku realizowanych działań.

W wyniku przeprowadzonych badań, uzyskano nową, optymalną postać konstrukcyjną łożaka, która ma zostać docelowo wykonana fizycznie w celu weryfikacji poprawności przeprowadzonych działań.

3.1. Opracowanie metodyki optymalizacji platformy

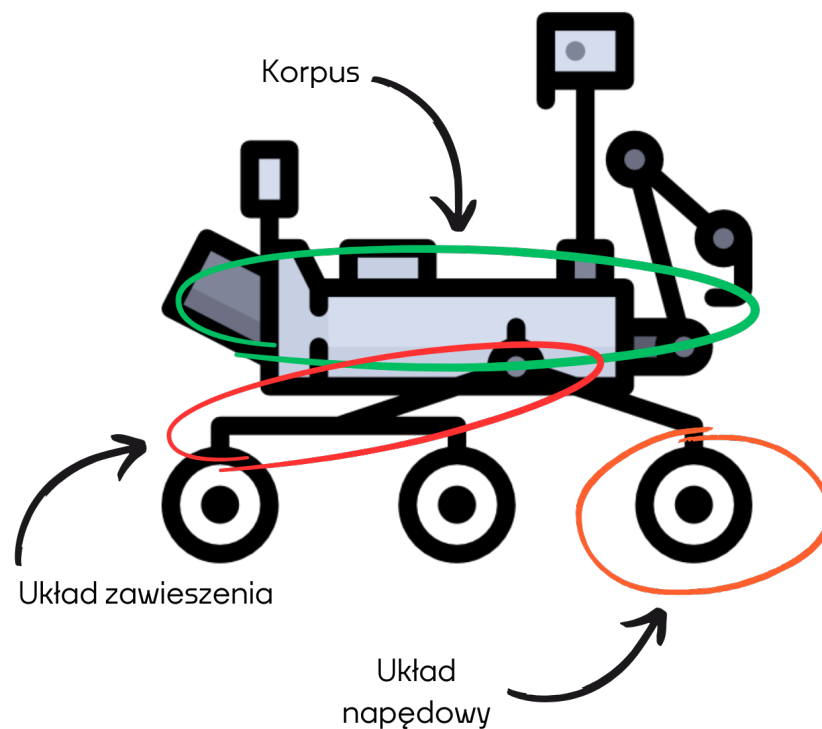
Przed przystąpieniem do faktycznego procesu optymalizacji, w pierwszej kolejności należało określić zakres optymalizacji oraz nakreślić ogólne kryteria. Tak, jak było to wspomniane we wstępie do pracy oraz co można wywnioskować z przeprowadzonego przeglądu literaturowego jedną z najbardziej kluczowych cech mobilnej platformy eksploracyjnej jest jej masa. W zależności od tego ile waży łożak, należy dobierać parametry wielu układów, jak choćby moc silników napędowych czy pojemność pakietu bateryjnego do zasilania platformy. W opinii autora zredukowanie masy platformy pozwoli na opracowanie konstrukcji, która będzie lżejsza od aktualnie posiadanego modelu.

Poza aspektami typowo technicznymi, w ramach realizowanych badań autor postanowił położyć również nacisk na walory estetyczne związane z projektowanym obiektem. Według autora jest to również istotny aspekt, w szczególności biorąc pod uwagę, że projektowana platforma jedynie przez krótki okres czasu bierze czynny udział w zawodach, natomiast przez pozostały okres stanowi obiekt pokazowy, biorący udział w wydarzeniach popularnonaukowych. W takim przypadku przemyślany design pozwala na przyciągnięcie uwagi widzów, co może przekładać się na późniejsze kontakty z firmami, które mogą stać się partnerem w realizacji działań SKN czy ich sponsorami.

Kolejnym etapem było opracowanie sposobu prowadzenia procesu optymalizacji. Jest to istotne ze względu na to, że zoptymalizowane podukłady muszą ze sobą współpracować i w wielu przypadkach

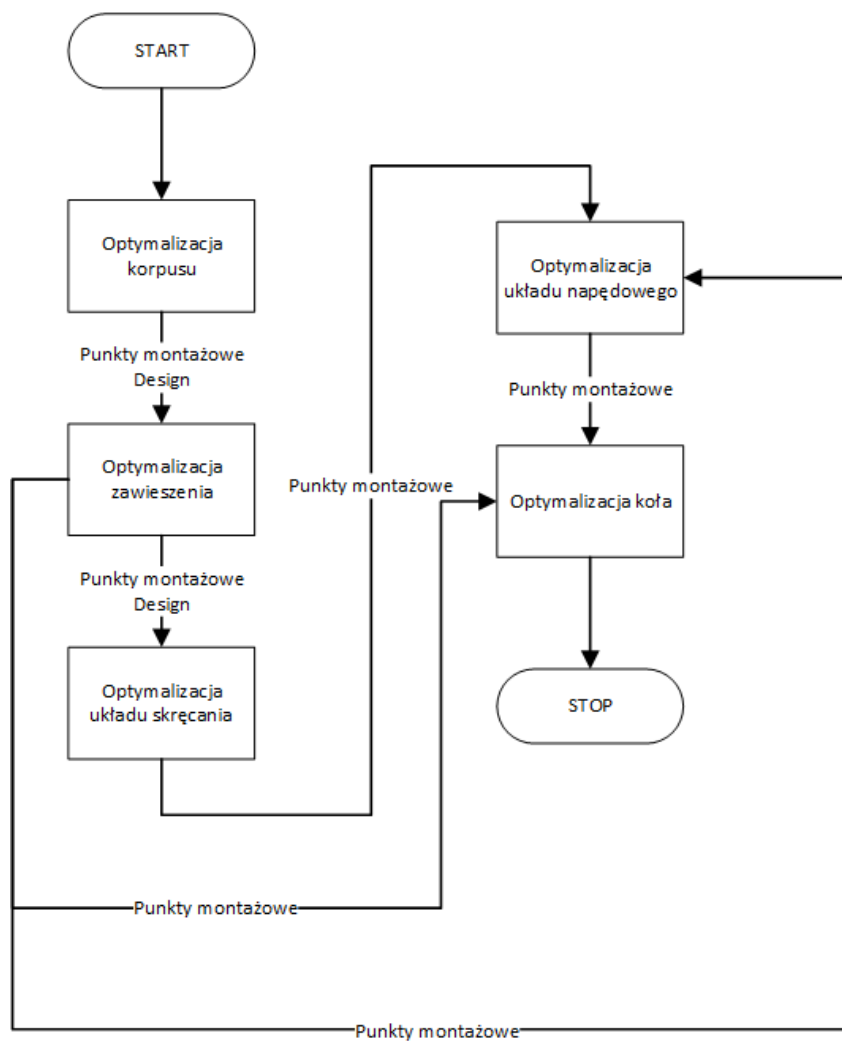
postać konstrukcyjna jednego układu ma wpływ na cechy konstrukcyjne współpracującego układu. W ramach niniejszej dysertacji, rozpatrywane są trzy podukłady tworzące układ jezdny platformy (rys. 3.1). Są to:

1. Korpus - stanowiący układ nośny i punkty mocowania wszystkich pozostałych układów;
2. Układ zawieszenia - układ odpowiedzialny za stabilizację łazika w trakcie pokonywania nierówności terenu;
3. Układ napędowy - który odpowiada za wprawienie łazika w ruch i umożliwienie mu manewrowania.



Rys. 3.1: Optymalizowane podukłady mobilnej platformy jezdnej

Tak jak już wspomniano, wymienione trzy układy są ze sobą powiązane, korpus jest układem do którego mocowane są pozostałe układy, w tym układ zawieszenia. Stąd też optymalizując korpus należy przewidzieć sposób montażu elementów układu zawieszenia, tak aby umożliwiała poprawną pracę układu. Do elementów zawieszenia montowane są układy jezdne. Tutaj również należy przewidzieć odpowiedni sposób łączenia tych układów. Mając na uwadze te zależności, autor postanowił przeprowadzić proces optymalizacji w sposób sekwencyjny. Oznacza to, że poszczególne układy będą optymalizowane pojedynczo w określonej kolejności. Ze względu na omawianą hierarchię, autor przyjął, że pierwszym optymalizowanym układem będzie korpus, następnie układ zawieszenia i na koniec układ napędowy. Przy czym w przypadku układu napędowego, układ ten podzielono na kolejne podukłady: układ napędu koła, układ skręcania oraz koło. Na rys. 3.2 zaprezentowano przyjęty sposób optymalizacji sekwencyjnej z poszczególnymi etapami.



Rys. 3.2: Opracowany sposób optymalizacji sekwencyjnej platformy jezdnej

Uwzględnione w schemacie informacje o punktach montażowych odnoszą się do konieczności zapewnienia możliwości zmontowania poszczególnych elementów ze sobą. I tak w przypadku korpusu, konieczne jest zapewnienie punktów montażowych dla zawieszenia, które to musi zapewniać punkty montażowe dla układu skręcania oraz mocowania kół.

3.2. Proces optymalizacji korpusu

Zgodnie z przyjętym algorytmem optymalizacji platformy jezdnej, badania rozpoczęto do optymalizacji korpusu. Korpus łoża stanowi układ do którego mocowane są niemal wszystkie pozostałe podzespoły, jak choćby zawieszenie czy elementy układu komunikacji (anteny). Poza umożliwieniem montażu elementów na zewnątrz łoża, korpus musi przede wszystkim zapewniać odpowiednią przestrzeń wewnątrz. Wewnątrz korpusu muszą zmieścić się elementy takie jak bateria, jednostka obliczeniowa czy przełącznik sieciowy.

3.2.1. Aktualna postać konstrukcyjna korpusu

Zgodnie z projektem platformy Phoenix III opracowanym w 2019 r., korpus ma postać ramy przestrzennej wykonanej z konstrukcyjnych profili aluminiowych oraz stalowej rury. W celu ograniczenia przestrzeni do ramy przykręcona jest obudowa wykonana z giętej blachy. Postać konstrukcyjną korpusu zaprezentowano na rys. 3.3.

Opracowany korpus pozwala na zamontowanie niezbędnych modułów dodatkowych takich jak ramię robotyczne czy wiertnicę, jednocześnie zapewniając wystarczającą przestrzeń wewnątrz na pozostałe elementy elektroniki. Opracowany wirtualny model pozwolił na oszacowanie masy układu na około 6,5 kg.

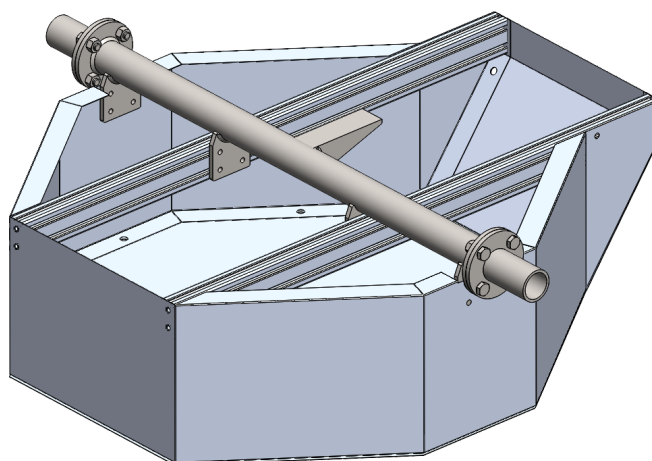
Opracowany model stanowi bazę do wykonania optymalizacji. Tak, jak wspomniano wcześniej, głównym celem realizowanego procesu jest zredukowanie masy. Ze względu na to, że korpus stanowi nie tylko główne punkty montażowe, ale jednocześnie narzuca ogólną postać całej platformy, stąd też jest to jeden z najistotniejszych elementów, który wymaga szczególnej uwagi przy projektowaniu czy optymalizacji.

3.2.2. Definicja kryteriów

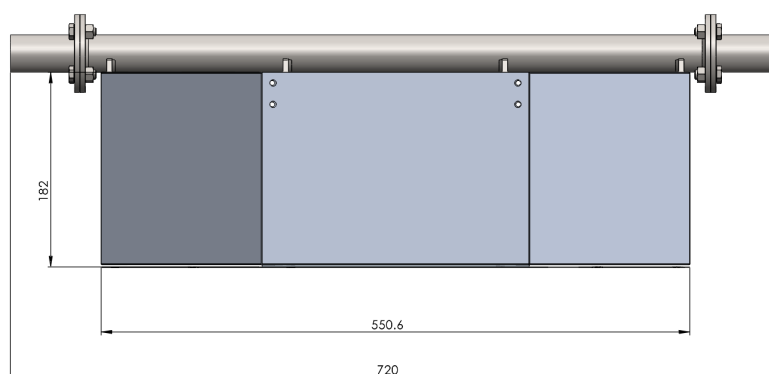
Przed przystąpieniem do właściwej optymalizacji, autor postanowił zdefiniować kryteria, które zoptymalizowana postać korpusu musi spełniać. Główne kryteria to:

- masa korpusu mniejsza niż ta w aktualnym projekcie, tj. mniejsza niż 6,5 kg,
- możliwość montażu ramienia robotycznego i wiertnicy, nie ma wymogu aby oba układy były zainstalowane jednocześnie,
- umożliwienie montażu ramion zawieszenia,
- zapewnienie przestrzeni wewnętrznej umożliwiającej montaż elementów elektroniki sterującej oraz baterii (minimalna wymagana przestrzeń wewnątrz korpusu, oszacowana na podstawie wymienionych elementów, ma postać prostopadłościanu o wymiarach 500 mm x 320 mm x 170 mm),
- zapewnienie montażu anten systemu komunikacji,
- nowoczesny design w stylu high tech lub science-fiction.

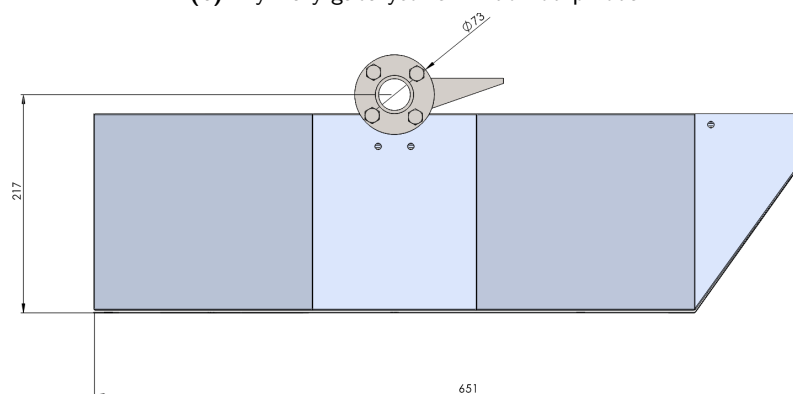
Wymagania te będą stanowiły podstawę do oceny możliwych rozwiązań powstających na etapie konceptowania czy optymalizacji.



(a) Widok izometryczny



(b) Wymiary gabarytowe - widok od przodu



(c) Wymiary gabarytowe - widok z boku

Rys. 3.3: Wirtualny model korpusu opracowany w 2019 r.

3.2.3. Etap koncyptowania

Na początkowym etapie procesu optymalizacji, autor postanowił przeprowadzić proces koncyptowania w celu określenia pola możliwych do wykorzystania rozwiązań. W przypadku korpusu, autor postanowił wykorzystać dwie techniki koncyptowania - tablice morfologiczną oraz metodę 40 zasad stosowaną w podejściu TRIZ (rozdział 2.1.2). Autor zakłada, że tablica morfologiczna oraz TRIZ pozwolą na znalezienie nowych wcześniej nie rozpatrywanych rozwiązań, a które mogą stanowić interesujące alternatywy dla aktualnej postaci korpusu.

W celu opracowania tablicy morfologicznej, autor wyselekcjonował trzy główne cechy determinujące podstawowe cechy konstrukcyjne korpusu. Są to: tworzywo, postać konstrukcyjna oraz design.

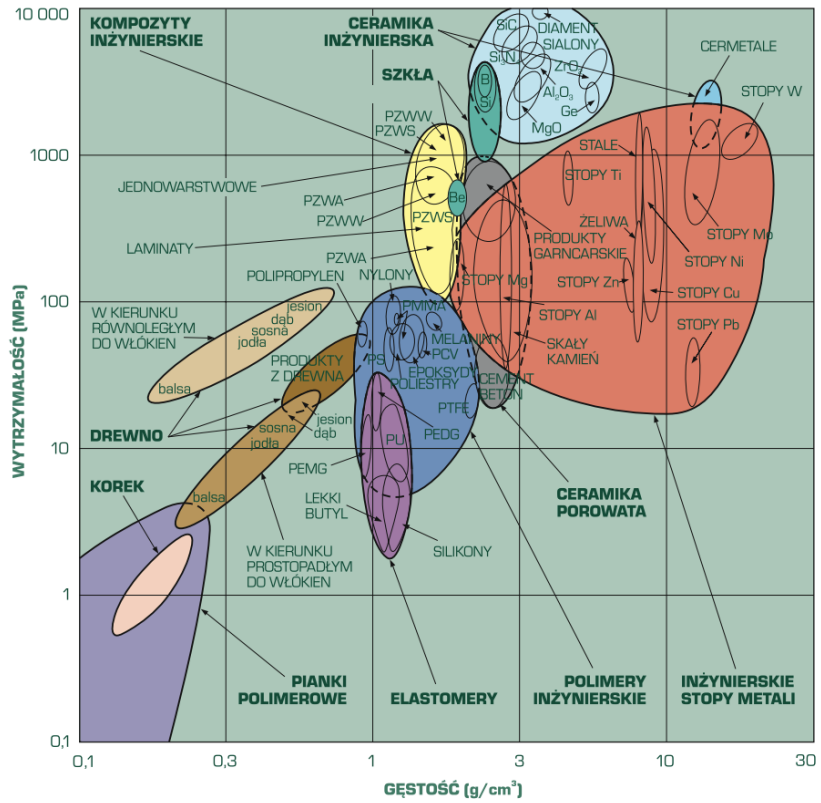
Tworzywo

Tworzywo stanowi jedną z kluczowych cech konstrukcyjnych, mającą duży wpływ na masę korpusu. Dla opisywanego przypadku postanowiono rozważyć cztery typy tworzywa, które mogą posłużyć do wykonania elementów korpusu. Pierwszym rozważanym tworzywem jest stal. Jest to tworzywo o stosunkowo dużej gęstości oraz o dużej sztywności (rys. 3.4) i można je poddawać wielu procesom technologicznym, takim jak gięcie, spawanie, itp. [26]. Poza tym elementy stalowe dostępne są w wielu różnych postaciach - profile, arkusze blach, itp. Powoduje to, że jest to tworzywo w szczególności nadające się do projektowania konstrukcji ramowych.

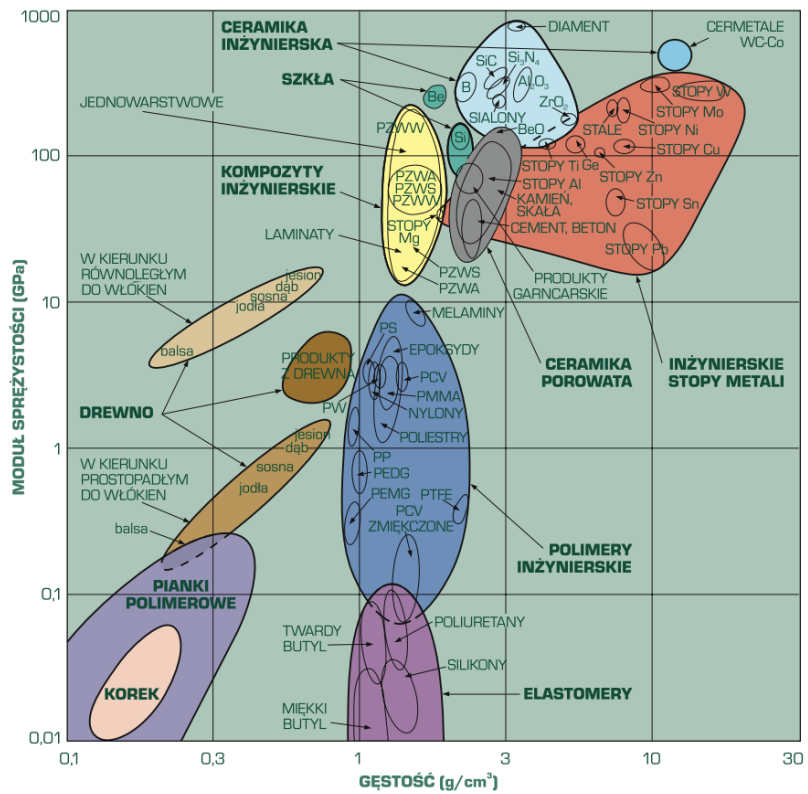
Następnym rozważanym tworzywem są stopy aluminium, podobnie jak stal, elementy aluminiowe dostępne są w wielu postaciach i można je poddawać różnym procesom technologicznym. Przewagą stopów aluminium nad stalą jest mniejsza gęstość, a co za tym idzie mniejsza masa [26]. Tutaj również główne zastosowanie elementów aluminiowych związane jest z układami ramowymi.

Kolejnym rozważanym tworzywem jest kompozyt węglowo-epoksydowy lub szklano-epoksydowy. Podobnie jak metale, kompozyty odznaczają się dużą sztywnością ale przy masie niższej niż w przypadku metali [26]. Na rynku dostępne są gotowe elementy kompozytowe w postaci standardowych profili czy arkuszy, natomiast istnieje możliwość stosunkowo swobodnego kształtowania postaci elementów wykonywanych jako elementy kompozytowe w procesie laminowania.

Ostatnią rozważaną grupą tworzyw są polimery. Jest to grupa materiałów o mniejszej wytrzymałości i sztywności od wcześniej wspomnianych (rys. 3.4), natomiast są to tworzywa stosunkowo lekkie i łatwe w kształtowaniu w różnych procesach przetwórstwa tworzyw sztucznych, jak również wykorzystując technologie przyrostowe [26].

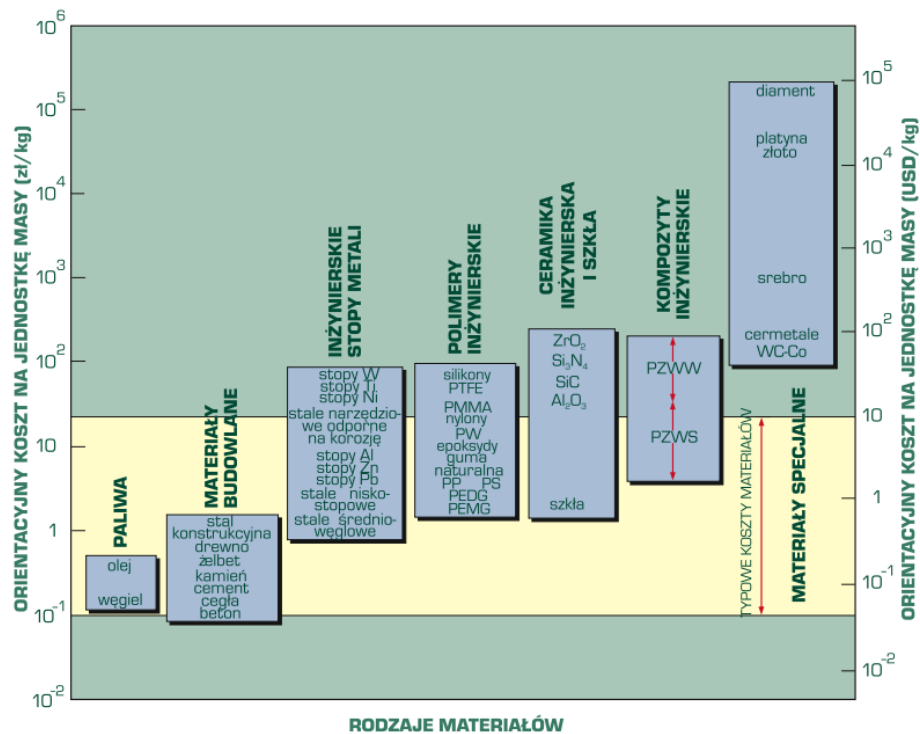


(a) Zależność wytrzymałość - gęstość



(b) Zależność moduł sprężystości - gęstość

Rys. 3.4: Mapy Ashby'ego dla różnych grup materiałów [26]



Rys. 3.5: Orientacyjne koszty różnych grup materiałowych odniesione do 1 kg materiału [26]

Postać konstrukcyjna

Kolejną cechą braną pod uwagę przy tworzeniu tablicy morfologicznej jest postać konstrukcyjna układu nośnego. Tak jak wspomniano w rozdziale 2., w przypadku robotów mobilnych spotykane są konstrukcje ramowe lub struktury samonośne. Przy projektowaniu konstrukcji ramowych, konstruktor jest znacznie bardziej ograniczony co do ostatecznej formy korpusu, dodatkowo w konstrukcjach ramowych konieczne jest dodanie poszycia, które izoluje komponenty platformy od środowiska zewnętrznego, jednocześnie dokładając kolejną masę do układu.

W przypadku struktury samonośnej, w ramach której to poszycie stanowi element przenoszący obciążenie i nie ma konieczności stosowania dodatkowych elementów. Zazwyczaj rozwiązanie to pozwala zmniejszyć masę projektowanego elementu, przy jednoczesnym zapewnieniu wymaganej nośności. Dodatkowo układy samonośne charakteryzują się dużą sztywnością i mogą przyjmować bardziej swobodne kształty w porównaniu z układami ramowymi.

Design

Trzecią rozpatrywaną cechą jest design korpusu. W większości przypadków łaziki marsjańskie biorące udział w zawodach klasy Rover Challenge są konstrukcjami bazującymi na bryle prostopadłościanu, a związane jest to głównie ze stosowanymi tworzywami (jak wspomniano: stę lub stopy aluminium). Stosując inne tworzywa oraz bardziej odważne podejście do projektowania formy, można uzyskać formy mniej techniczne, a bardziej swobodne, które charakteryzują się, w opinii autora, znacznie świeższym i nowocześniejszym wyglądem i stanowią ciekawą alternatywę dla klasycznych kształtów łazików.

Tablica morfologiczna

Na podstawie wymienionych wcześniej cech konstrukcyjnych utworzono tablicę morfologiczną, którą zaprezentowano w tab. 3.1. W opracowanej tablicy zastosowano następującą notację:

- A - tworzywo
 - A1 - stal,
 - A2 - stopy aluminium,
 - A3 - materiał kompozytowy,
 - A4 - polimery,
- B - postać konstrukcyjna
 - B1 - struktura ramowa,
 - B2 - struktura samonośna,
- C - design
 - C1 - techniczny, prostopadłościenny,
 - C2 - swobodne kształty.

Tab. 3.1: Tablica morfologiczna opracowana dla układu nośnego

Cecha	Wariant			
Tworzywo	A1	A2	A3	A4
Postać konstrukcyjna	B1		B2	
Design	C1		C2	

Bazując na opracowanej tablicy morfologicznej wyselekcjonowano sześć wariantów możliwych do zastosowania rozwiązań. Na wstępie ze względu na największą gęstość odrzucono rozwiązane bazujące na stali, w związku z czym uzyskane rozwiązania prezentują się następująco:

1. **W1:** A2 - B1 - C1,
2. **W2:** A3 - B1 - C1,
3. **W3:** A3 - B2 - C1,
4. **W4:** A3 - B2 - C2,
5. **W5:** A4 - B1 - C1,
6. **W6:** A4 - B2 - C2

Analiza wielokryterialna

Aby dokonać wyboru wariantu, który w sposób optymalny będzie spełniał założone kryteria, postanowiono dokonać analizy wielokryterialnej otrzymanych rozwiązań z wykorzystaniem metody sumy ważonej, w ramach której poszukiwane będzie rozwiązanie o najmniejszej wartości funkcji celu. W tym celu opracowano zbiór kryteriów oceny poszczególnych rozwiązań. Wybrane kryteria to:

- **K1** - masa - określana na podstawie gęstości tworzywa (3.4),
- **K2** - wytrzymałość - określana na podstawie właściwości tworzywa (3.4a),
- **K3** - sztywność - określana na podstawie właściwości tworzywa (3.4b),
- **K4** - koszt - szacowany koszt wykonania układu na podstawie rys. 3.5 oraz kosztów technologii wykonania,
- **K5** - design - subiektywna ocena formy.

Dla każdego opracowanego wariantu przypisano wartości poszczególnych kryteriów i zestawiono w tab. 3.2.

Tab. 3.2: Wartości poszczególnych kryteriów dla wybranych wariantów

Wariant	K1	K2	K3	K4	K5
W1	2,80	200	80	8	0,5
W2	1,80	500	70	10	0,6
W3	1,80	500	70	12	0,6
W4	1,80	500	70	15	0,9
W5	1,20	50	1	5	0,6
W6	1,20	50	1	8	0,7

W celu umożliwienia zsumowania poszczególnych ocen dokonano procesu unitaryzacji wartości, uwzględniając wpływ poszczególnych kryteriów na końcowy wynik. W przypadku gdy wyższa wartość oceny ma pozytywny wpływ na końcowy wynik, wówczas mamy do czynienia ze stymulantą (\uparrow), natomiast w przypadku gdy wyższa wartość pogarsza końcowy wynik, wówczas mamy do czynienia z destymulantą (\downarrow). Zunitaryzowane wartości ocen wraz z informacją o charakterze danego kryterium zestawiono w tab. 3.3.

Tab. 3.3: Zunitaryzowane wartości poszczególnych kryteriów dla wybranych wariantów

Wariant	K1 \downarrow	K2 \uparrow	K3 \uparrow	K4 \downarrow	K5 \uparrow
W1	0,43	0,40	1,00	0,63	0,50
W2	0,67	1,00	0,88	0,50	0,60
W3	0,67	1,00	0,88	0,42	0,60
W4	0,67	1,00	0,88	0,33	0,90
W5	1,00	0,10	0,01	1,00	0,60
W6	1,00	0,10	0,01	0,65	0,70

W kolejnym etapie poszczególnym kryteriom przyporządkowano odpowiednie wagi, zapisane w nawiasach kwadratowych w tab. 3.4, określające jak bardzo istotne, według autora, jest dane kryterium. Następnie pomnożono oceny poszczególnych rozwiązań oraz wagi kryteriów, aby uzyskać końcową sumę stanowiącą wartość poszukiwanej funkcji oceny. Uzyskane wyniki zestawiono w tab. 3.4.

Tab. 3.4: Wyniki analizy wielokryterialnej

Wariant	K1 [40]	K2 [15]	K3 [15]	K4 [10]	K5 [20]	Suma
W1	17,2	6,0	15,0	6,30	10,0	54,5
W2	26,8	15,0	13,2	5,0	12,0	72,0
W3	26,8	15,0	13,2	4,2	12,0	71,2
W4	26,8	15,0	13,2	3,3	18,0	76,3
W5	40,0	1,5	0,15	10,0	12,0	63,65
W6	40,0	1,5	0,15	6,5	14	62,15

Jak można zauważyć, zgodnie z wynikami przeprowadzonej analizy wielokryterialnej, rozwiązanie W4 bazujące na samonośnej strukturze kompozytowej uzyskało najwyższą wartość oceny, a tym samym stanowi rozwiązanie optymalne przy wybranych przez autora kryteriach. Warianty bazujące na wykorzystaniu polimerów również uzyskały satysfakcjonujący wynik analizy, co może okazać się istotne w dalszych etapach optymalizacji.

Metoda TRIZ

W ramach procesu koncipowania, autor postanowił zastosować technikę 40 chwytów wynalazczych Altshullera. Aby zastosować metodę TRIZ określono parametr, którego wartość ma ulec degradacji - masa obiektu ruchomego, jako główny cel prowadzonej optymalizacji oraz parametr który ma ulec powiększeniu - niezawodność. Takie podejście pozwoli na jednoczesne zredukowanie masy platformy przy jednoczesnej poprawie kwestii niezawodności. Na podstawie wybranych parametrów oraz macierzy sprzeczności technicznych metody TRIZ odnaleziono punkt przecięcia obu parametrów i odczytano następujące tzw. „chwyt wynalazcze“ (rys. 3.6) [92]:

- Zasada stosowania materiałów kompozytowych:
 - Zastąpić materiały jednorodne materiałami kompozytowymi.

Uzyskane sugestie dotyczące zmian projektowych, pokrywają się wynikami uzyskanymi w ramach analizy z wykorzystaniem tablicy morfologicznej, co potwierdza słuszność zastąpienia metali na rzecz materiałów kompozytowych w konstrukcji korpusu.

3.2.4. Optymalizacja postaci geometrycznej

Z przeprowadzonego procesu koncipowania wynikało, że w celu uzyskania optymalnej postaci konstrukcyjnej korpusu łożnika, konieczne było zaprojektowanie korpusu od podstaw jako samonośną strukturę kompozytową. W celu uzyskania optymalnego, pod względem kształtu, korpusu w procesie projektowania autor postanowił zastosować numeryczne techniki optymalizacji.

W celu uzyskania optymalnego kształtu korpusu postanowiono posłużyć się optymalizacją numeryczną z wykorzystaniem algorytmu przeszukiwania przestrzeni rozwiązań Monte Carlo (rozdział 2.1.1). W procesie poszukiwania optymalnego kształtu przyjęto następujące założenia:

- korpus musi pomieścić wewnątrz siebie niezbędne elementy platformy, dlatego określono wymiary prostopadłościanu, który musi zmieścić się w korpusie. Wymiary rzeczoności prostopadłościanu to 500 mm x 320 mm x 170 mm;

		Parametr degradowany										
		P	1	2	3	...	Q	R	S	...	c	d
Parametr powiększany	1	Masa obiektu ruchomego			F8TY		3QIV	13BR	SRZQ		QZIJ	Z3Ob
	2	Masa obiektu nieruchomego					J6IQ	AS83	IQS		2QZ	1SFZ
	3	Długość obiektu ruchomego	8FTY					FTS	WS3			UE7Q
	⋮											
	Q	Jakość substancji	Z6IV	RQIZ	TEZI			I3Se	D2S		8Z	DT3R
	R	Niezawodność	38Ae	3A8S	F9E4		L5e3		W3BN		BDR	1ZTc
	S	Dokładność pomiarowa	WZQS	SZPQ	SQ5G		26W	5B1N			S2AY	AYSW
	⋮											
	c	Stopień automatyzacji	SQIZ	SQZA	EDHS		ZD	BRW	SQAY			5CZQ
	d	Produktywność	ZQOb	SRF3	I4Sc		Zc	1ZAc	1AYS		5CZQ	

Rys. 3.6: Fragment macierzy sprzeczności technicznych metody TRIZ

- uzyskany kształt powinien posiadać jak najmniejsze pole powierzchni. Pozwoli to zapewnić jak najmniejszą masę gotowego elementu wykonywanego jako laminat kompozytowy;
- uzyskana postać geometryczna powinna cechować się parametrami umożliwiającymi jego wykonanie. W przypadku procesu laminowania konieczne jest zadbanie o odpowiednie pochylenia, umożliwiając wyjęcie elementu z formy.

Aby wygenerować podstawowy kształt elementów korpusu autor zdecydował się wykorzystać krzywe Bezier'a [59]. Krzywe te zostały wybrane ze względu na łatwość ich implementacji w systemach CAD oraz stosunkowo prosty opis matematyczny wymagany w przypadku optymalizacji numerycznej. Bazując na dwóch krzywych wykreślonych na płaszczyznach prostopadłych do siebie i posiadających punkt przecięcia (rys. 3.7a) możliwym jest wykonanie powierzchni przeciąganej (ang. *sweep surface*), w ramach której jedna krzywa stanowi profil, natomiast druga krzywa jest krzywą prowadząca [96, 100]. Proces tworzenia powierzchni typu *sweep* zaprezentowano na rys. 3.7.

Aby przeprowadzić proces optymalizacji opracowano algorytm z wykorzystaniem języka programowania obiektowego Python, którego zadaniem jest określenie współrzędnych punktów kontrolnych krzywej Bezier'a. W ramach opracowanego algorytmu wprowadzono proste tworzące obszar zabroniony. Obszar ten reprezentuje przestrzeń potrzebną na montaż elementów wewnątrz łożyska, który jest odpowiednio powiększony aby umożliwić ukształtowanie powierzchni. W każdej iteracji algorytm losuje wartości współrzędnych poszczególnych punktów kontrolnych, na podstawie których wyrysowywana jest krzywa zgodnie równaniem wielomianu Bernstein'a (3.1) [40].

$$B_n(x) = \sum_{v=0}^n \beta_v \cdot b_{v,n}(x) \quad (3.1)$$

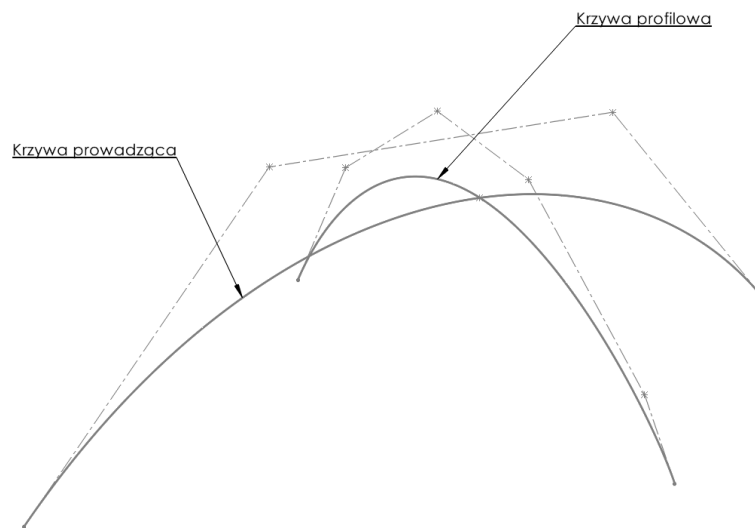
gdzie:

- $B_n(x)$ - wielomian Bernstein'a o n stopniach swobody;
- n - stopień swobody krzywej;
- β_v - współczynnik Bernstein'a;
- v - położenie punktu wzdłuż krzywej;

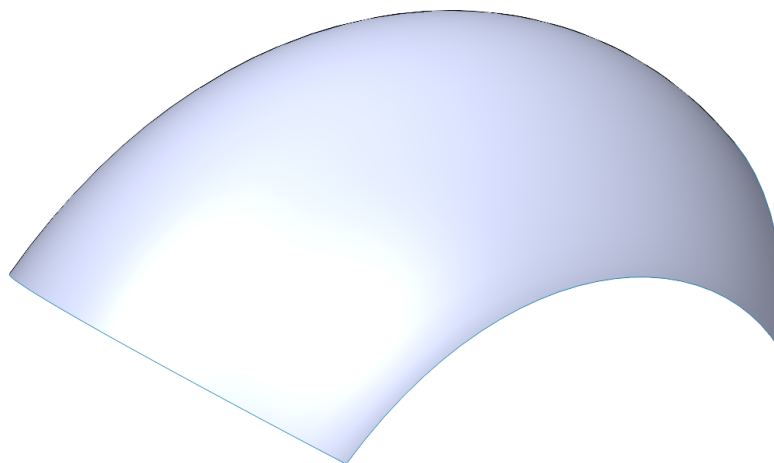
- $b_{v,n}(x)$ - wielomian bazowy Bernstein'a, opisywany równaniem (3.2).

$$b_{v,n}(x) = \binom{n}{v} x^v (1-x)^{n-v} \quad (3.2)$$

W kolejnym kroku sprawdzane jest czy wyznaczona krzywa nie posiada punktów przecięcia z obszarem zabronionym. W przypadku wystąpienia przecięcia, rozwiązanie takie jest od razu eliminowane. Następnie dla krzywych, które nie przecinają się z obszarem zabronionym wyliczana jest długość krzywej [40]. Celem algorytmu jest znalezienie krzywej, która spełnia wymagania i jednocześnie jest najkrótsza.



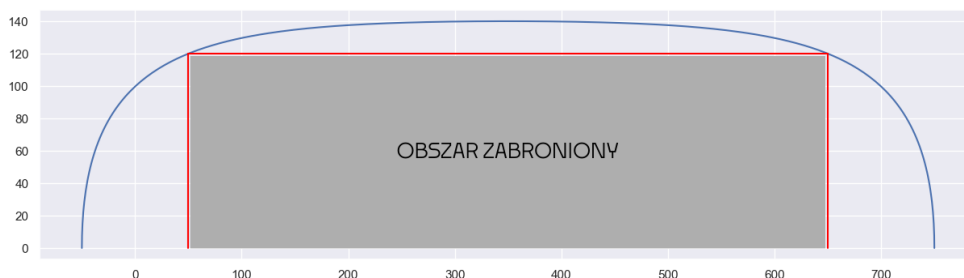
(a) Krzywe tworzące płąt powierzchni



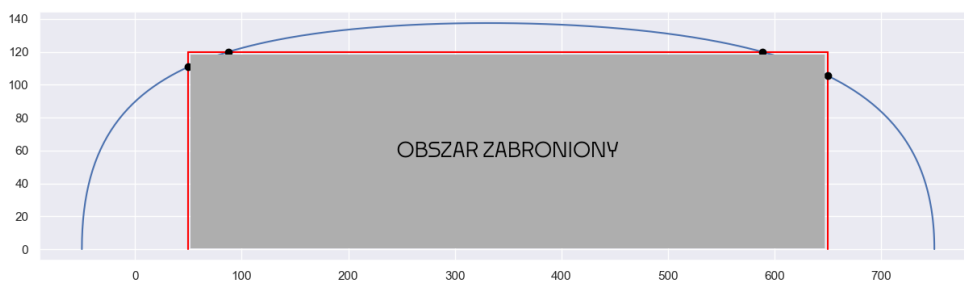
(b) Wynikowa powierzchnia typu *sweep*

Rys. 3.7: Procedura tworzenia powierzchni typu *sweep*

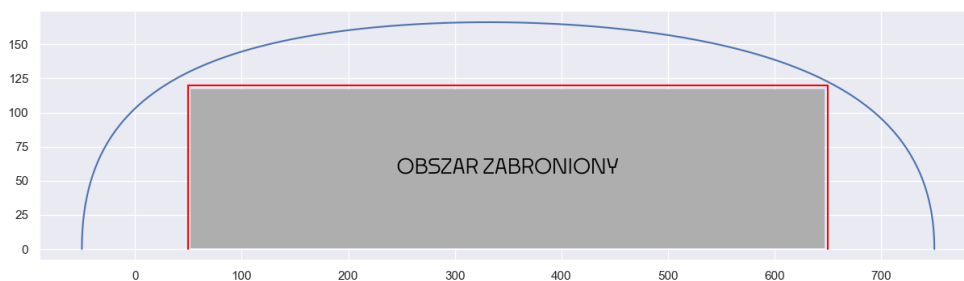
Na rys. 3.8 zaprezentowano przykładowe wyniki uzyskiwane za pośrednictwem opracowanego algorytmu dla krzywej prowadzącej, natomiast na rys. 3.9 dla krzywej profilowej. Na prezentowanych wykresach, kolorem niebieskim zaznaczono uzyskaną krzywą, natomiast obszar zabroniony oznaczono prostokątem.



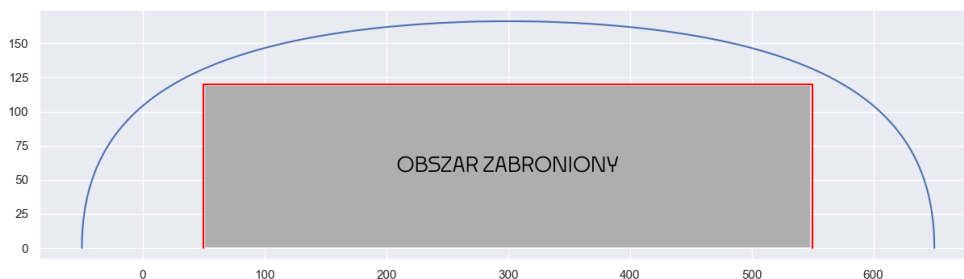
(a) Wynik o długości krzywej $L = 945,578$ mm - wynik optymalny



(b) Wynik o długości krzywej $L = 953,934$ mm (widoczne punkty przecięcia z obszarem zabronionym)

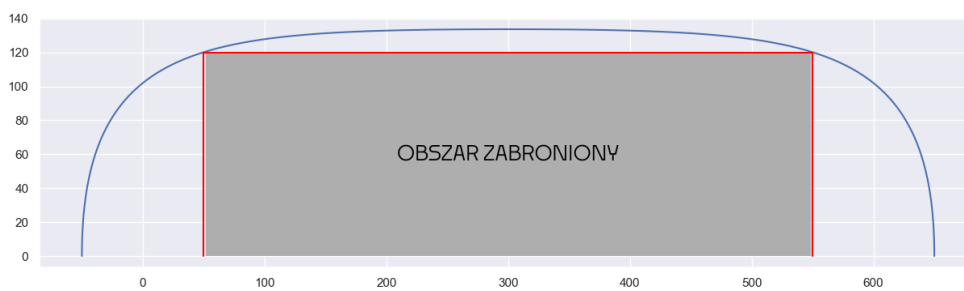


(c) Wynik o długości krzywej $L = 970,026$ mm (widoczna asymetria uzyskanej krzywej)

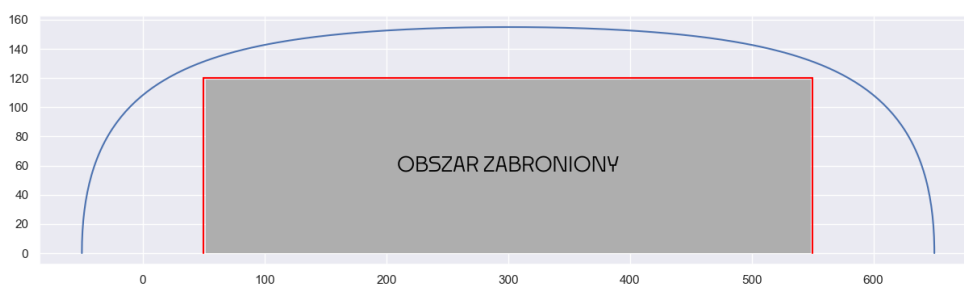


(d) Wynik o długości krzywej $L = 981,835$ mm

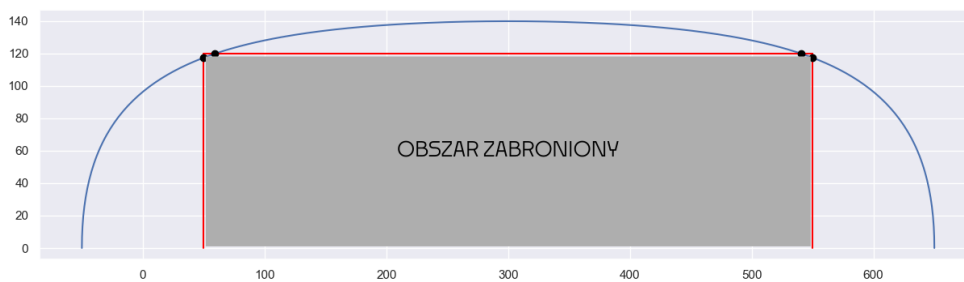
Rys. 3.8: Przykładowe wyniki uzyskane dla krzywej prowadzącej



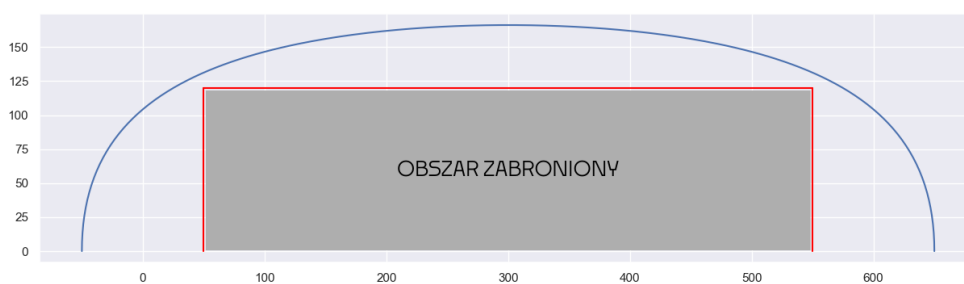
(a) Wynik o długości krzywej $L = 847,746$ mm - wynik optymalny



(b) Wynik o długości krzywej $L = 863,723$ mm



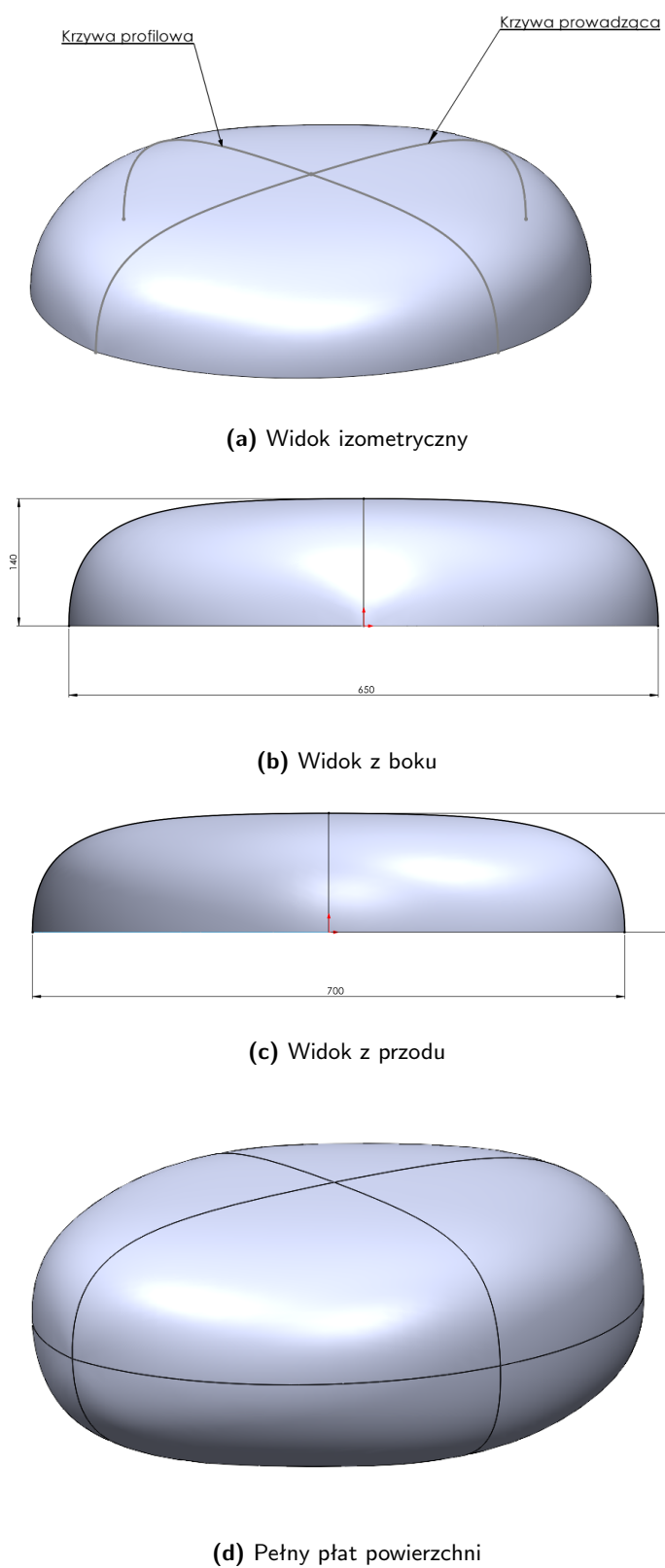
(c) Wynik o długości krzywej $L = 840,450$ mm (widoczne punkty przecięcia z obszarem zabronionym)



(d) Wynik o długości krzywej $L = 862,082$ mm

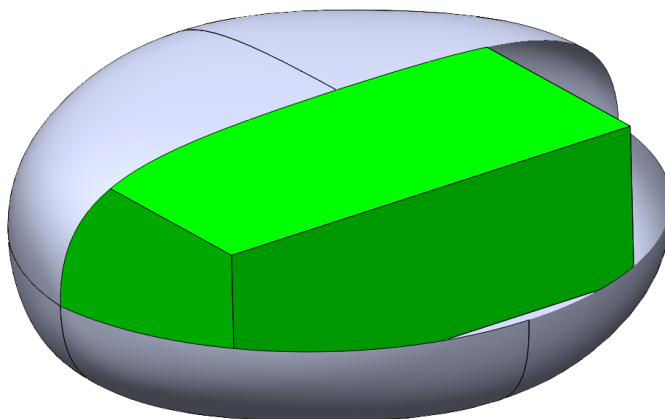
Rys. 3.9: Przykładowe wyniki uzyskane dla krzywej profilowej

Na podstawie uzyskanych wyników odczytano współrzędne punktów kontrolnych, zamodelowano krzywe i opracowano podstawowy płat powierzchni w środowisku CAD. Uzyskany model płatu powierzchni zaprezentowano na rys. 3.10. Uzyskany kształt będzie stanowił bazę do dalszych operacji modelowania w celu uzyskania modeli docelowych elementów korpusu.



Rys. 3.10: Płat powierzchni uzyskany w procesie optymalizacji

Dodatkowo do modelu wprowadzono prostopadłościan mający na celu symulowanie wewnętrznych elementów zainstalowanych we wnętrzu korpusu. Wygenerowany płat powierzchni wraz ze wstawionym obszarem zabronionym zaprezentowano na rys. 3.11.

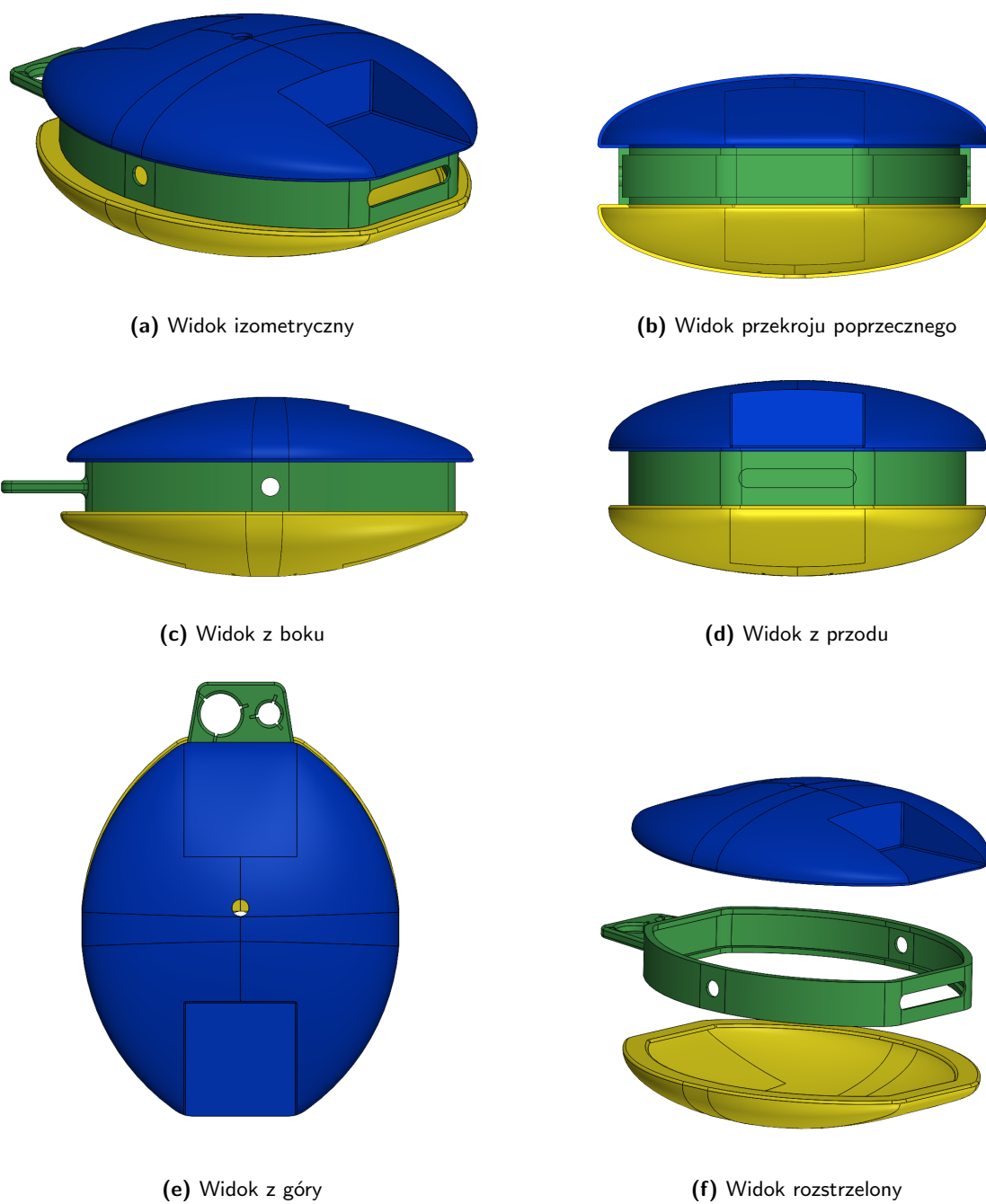


Rys. 3.11: Opracowany kształt korpusu wraz ze wstawionym modelem obszaru zabronionego

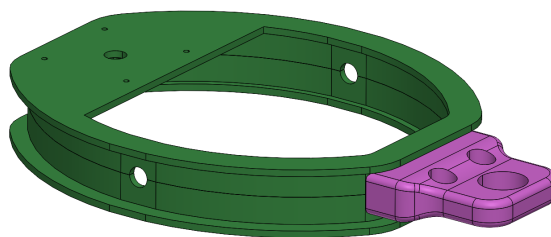
Na podstawie uzyskanego modelu powierzchniowego, stanowiącego wstępny zarys postaci konstrukcyjnej korpusu, rozpoczęto prace związane z uszczegóławianiem modelu. W pierwszej kolejności autor podjął decyzję o podzieleniu uzyskanego kształtu na trzy obiekty: pokrywę górną, pokrywę dolną oraz środkowy pas. Taki podział umożliwi łatwy montaż elementów w całość, jednocześnie zapewniając dostęp do wnętrza korpusu. Dodatkowo wydzielenie środkowego pasa pozwala na opracowanie punktów montażowych dla ramion zawieszenia. Wstępną wersję opracowanego modelu korpusu zaprezentowano na rys. 3.12.

Na podstawie wykonanych wstępnych modeli trzech podstawowych elementów korpusu kontynuowano proces uszczegóławiania projektu. Analizując postać konstrukcyjną środkowego pasa, autor postanowił, że element środkowego pasa zostanie wykonany jako element drukowany 3D. Rozwiązanie to pozwoli ograniczyć koszty związane z zaprojektowaniem i wykonaniem oprzyrządowania technologicznego niezbędnego do wykonania elementu o tak złożonym kształcie, który miałby być wykonany w procesie laminowania. Zastosowanie technologii przyrostowych nie powinno mieć znacznego wpływu na masę elementów, a znacząco uprości proces wytwarzania elementu. W związku ze zmianą sposobu wykonania elementu środkowego pasa, konieczne było wprowadzenie modyfikacji do projektu mających na celu optymalizację postaci elementu pod kątem wykonania w technologii FDM.

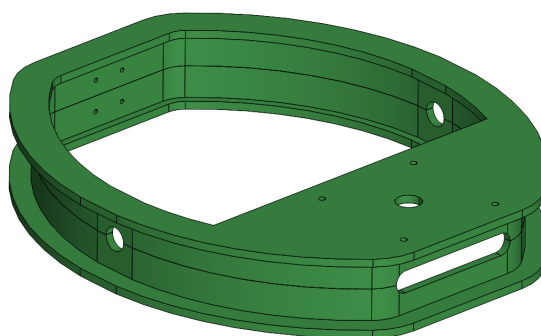
W ramach wprowadzonych zmian, środkowy pas podzielono na dwa elementy. Zabieg ten pozwala na uniknięcie konieczności stosowania materiału podporowego w trakcie procesu drukowania. Zabieg ten pozwala nie tylko skrócić czas wykonania poszczególnych elementów, ale również obniża koszty. Dodatkowo uchwyt anteny, który pierwotnie był połączony ze środkowym pasem, został wydzielony jako osobny element w celu zoptymalizowania procesu wykonania elementów. Montaż uchwyty anten będzie realizowany za pomocą połączeń śrubowych ze środkowym pasem. Postać zmodyfikowanych elementów środkowego pasa przedstawiono na rys. 3.13.



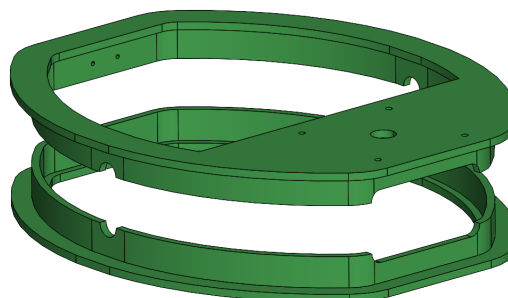
Rys. 3.12: Wstępna postać korpusu



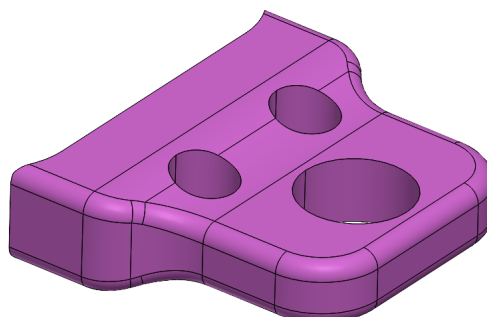
(a) Widok środkowego pasa z uchwytem anten



(b) Elementy środkowego pasa



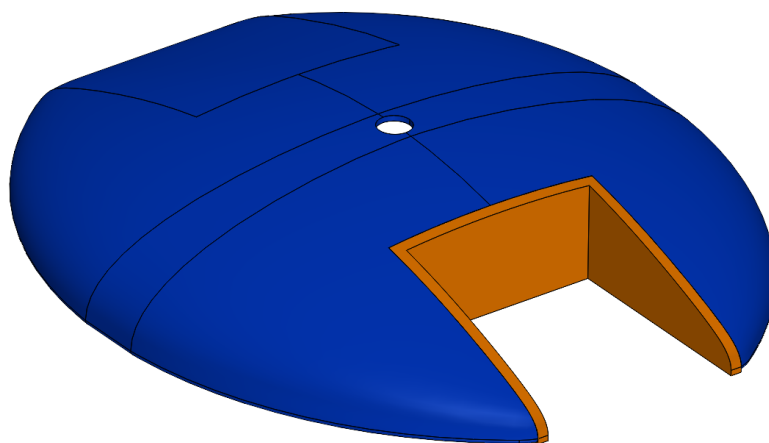
(c) Widok rozstrzelony



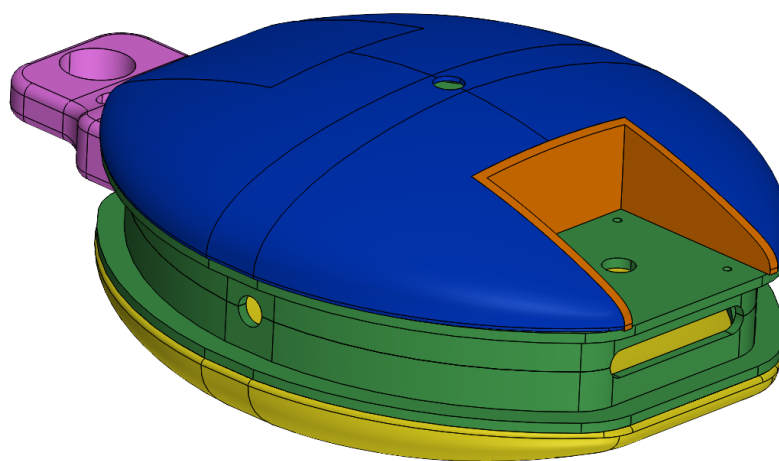
(d) Uchwyt anten stanowiący osobny element

Rys. 3.13: Postać środkowego pasa po modyfikacji

W przypadku górnej pokrywy, również dokonano modyfikacji mających na celu optymalizację wykonania elementu. Wprowadzone modyfikacje polegały na wyodrębnieniu miejsca pod montaż manipulatora jako odrębnego elementu. Aby móc wykonać tego typu zabieg, dodatkowo zamodelowano odpowiednią płytę będącą częścią środkowego pasa, widoczną na rys. 3.13a. Sposób realizacji modyfikacji pokrywy górnej zaprezentowano na rys. 3.14. Natomiast na rys. 3.15 przedstawiono postać całego korpusu po wprowadzeniu omawianych modyfikacji.

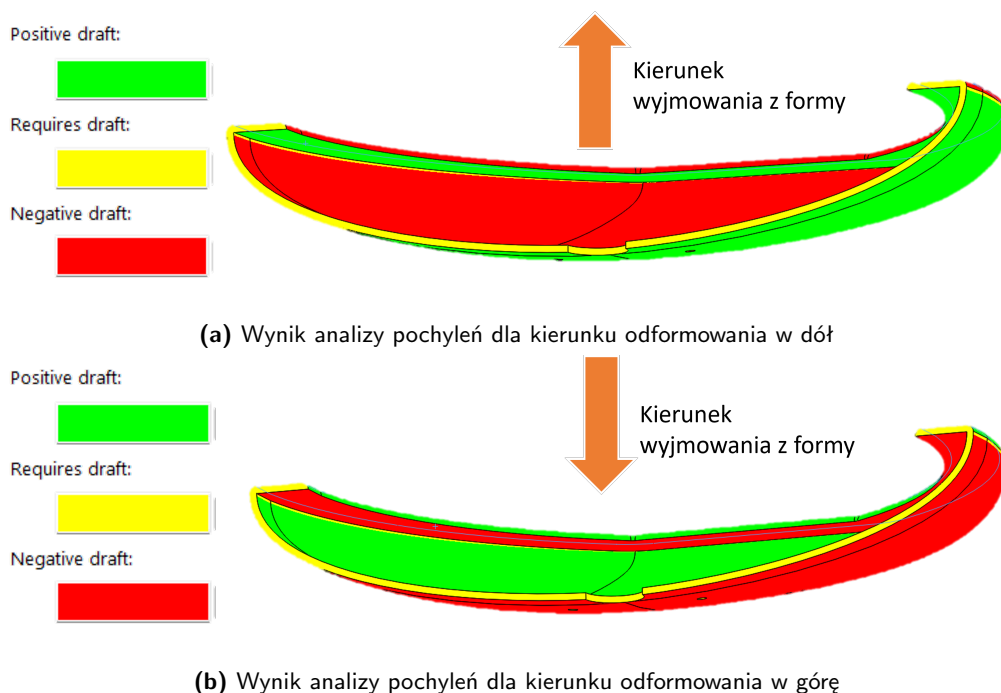


Rys. 3.14: Wynik modyfikacji pokrywy górnej



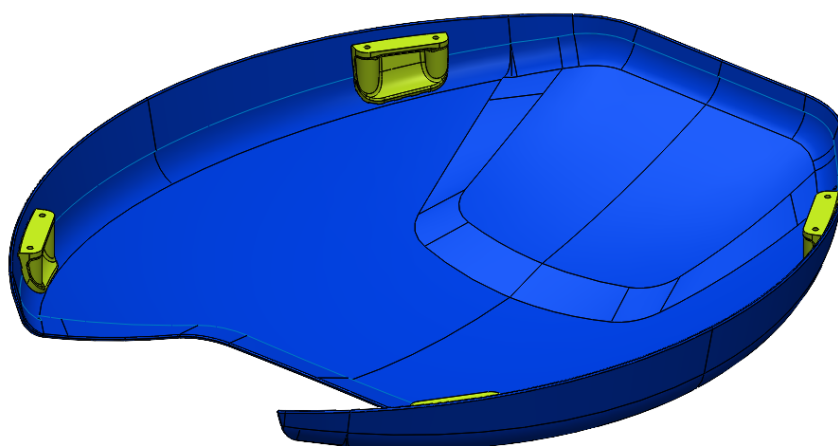
Rys. 3.15: Wirtualny model układu nośnego po modyfikacjach

Po zakończeniu etapu wstępnego opracowania modeli, przystąpiono do weryfikacji technologiczności poszczególnych elementów. W tym celu dokonano analizy pochyleń, aby określić czy zaprojektowane elementy będą możliwe do odformowania w procesie laminowania. Na rys. 3.16 zaprezentowano wynik uzyskany dla dolnej pokrywy. Jak można zauważyć część elementu związana z wargą, w aktualnej postaci posiada ujemną zbieżność (na rysunku oznaczone kolorem czerwonym) co powoduje, że element nie może zostać wykonany za pomocą niedzielonych form.

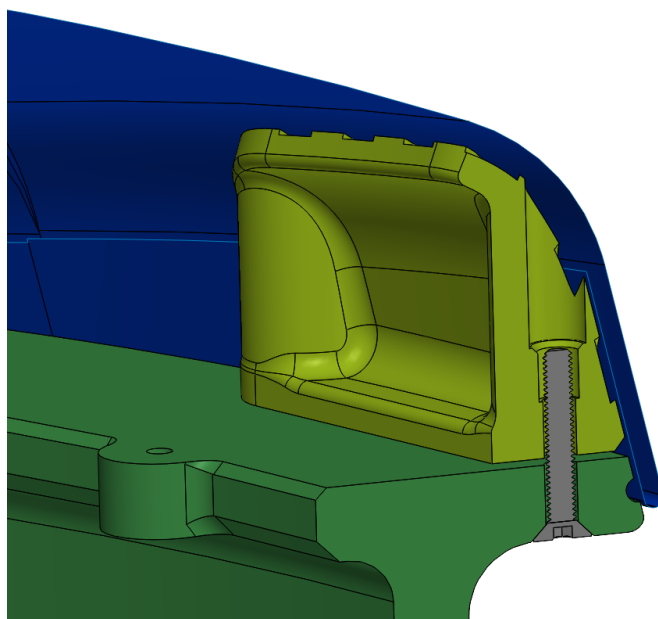


Rys. 3.16: Wyniki analizy pochyleń dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$ wykonane za pomocą narzędzia *Draft Analysis* w środowisku SolidWorks

W celu wyeliminowania wyżej wspomnianego problemu, dokonano kolejnych modyfikacji w opracowanym wirtualnym modelu korpusu. W wyniku dalszych modyfikacji uzyskano ostateczną postać konstrukcyjną pokrywy. Aby wyeliminować konieczność stosowania wargi umożliwiającej połączenie pokryw ze środkowym pasem, autor zdecydował się na wklejane elementy montażowe, widoczne na rys. 3.17. Natomiast na rys. 3.18 zaprezentowano sposób w jaki wykonane jest połączenie poszczególnych elementów układu nośnego.

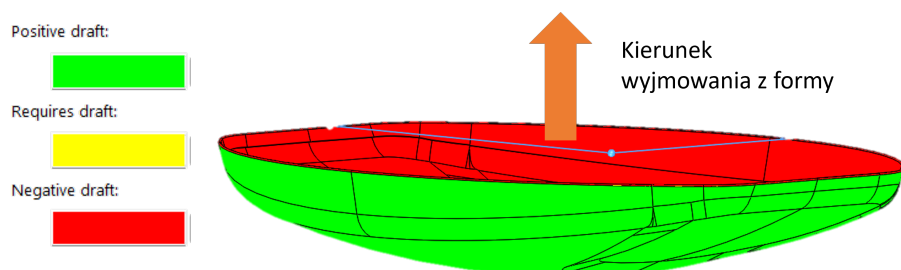


Rys. 3.17: Elementy montażowe wklejane do pokrywy

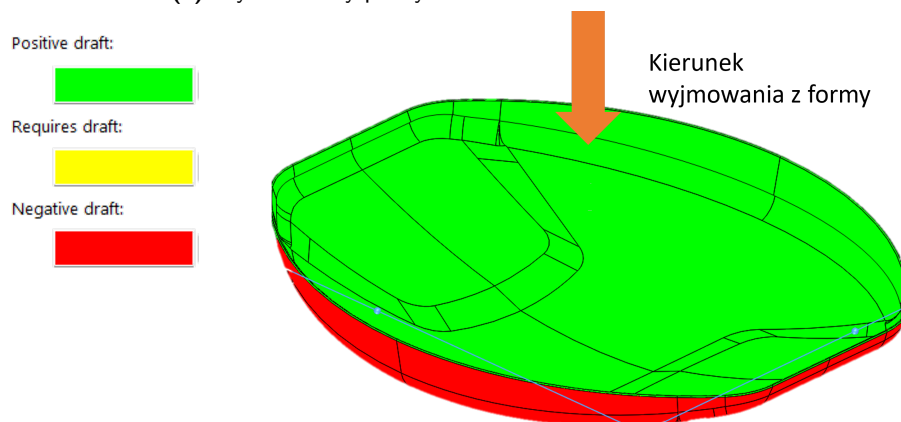


Rys. 3.18: Sposób wykonania połączenia pokrywy ze środkowym pasem

Wprowadzona modyfikacja umożliwia wykonanie elementu pokrywy za pomocą prostych niedzielonych form w jednym procesie technologicznym, co potwierdzają wyniki analizy pochyleń przeprowadzone dla zmodyfikowanej pokrywy. Uzyskane wyniki analizy zaprezentowano na rys. 3.19.



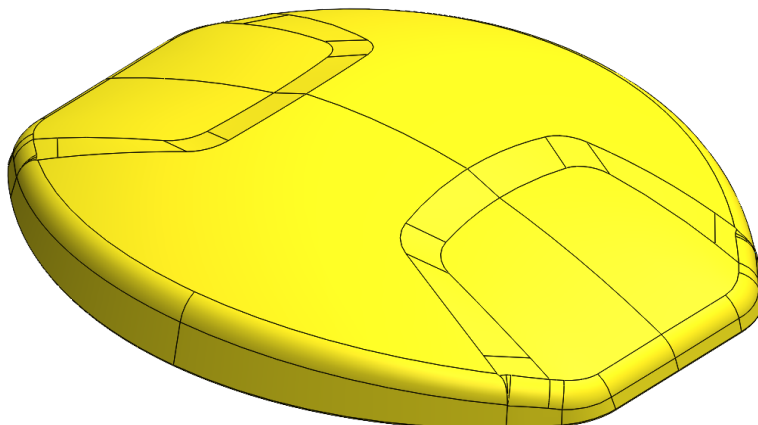
(a) Wynik analizy pochyleń dla kierunku odformowania w dół



(b) Wynik analizy pochyleń dla kierunku odformowania w górę

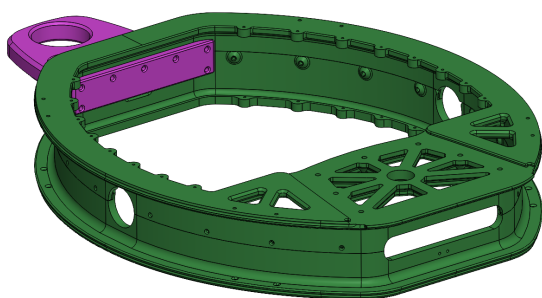
Rys. 3.19: Wyniki analizy pochyleń zmodyfikowanej pokrywy dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$

W ramach wprowadzonych modyfikacji, zmianie uległa również postać pokrywy górnej oraz dolnej. Aby umożliwić wykonanie obu pokryw za pomocą tego samego zestawu form, wprowadzono odpowiednie przetłoczenia z przodu i z tyłu pokrywy. Przetłoczenia te służą jako linie prowadzące do cięcia, które jest konieczne do wykonania aby uzyskać przestrzeń pod montaż ramienia robotycznego. Docelową postać pokrywy zaprezentowano na rys. 3.20.

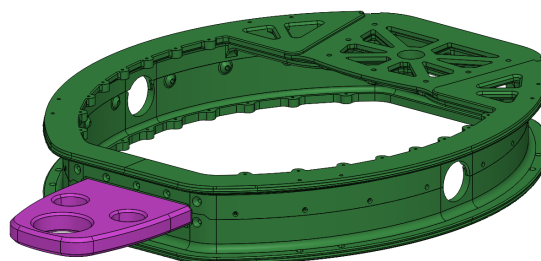


Rys. 3.20: Docelowa postać pokrywy dolnej z widocznymi przetłoczeniami

W przypadku środkowego pasa również dokonano kilku modyfikacji związanych z uproszczeniem procesu składania elementów w całość. W tym celu zamodelowano połączenie zakładkowe połówek pasa, które zabezpieczane są za pomocą połączeń śrubowych. Dodatkowo w celu zmniejszenia masy środkowego pasa, zamodelowano szereg wycięć w płycie montażowej ramienia robotycznego. Poza tym modyfikacji uległ sposób montażu uchwyty anten. Aby zapewnić większą stabilność, zdecydowano się na montaż uchwyty od wewnątrz za pośrednictwem większej, niż poprzednio powierzchni montażowej. Wszystkie modyfikacje wprowadzone w obrębie środkowego pasa zaprezentowano na rys. 3.21.



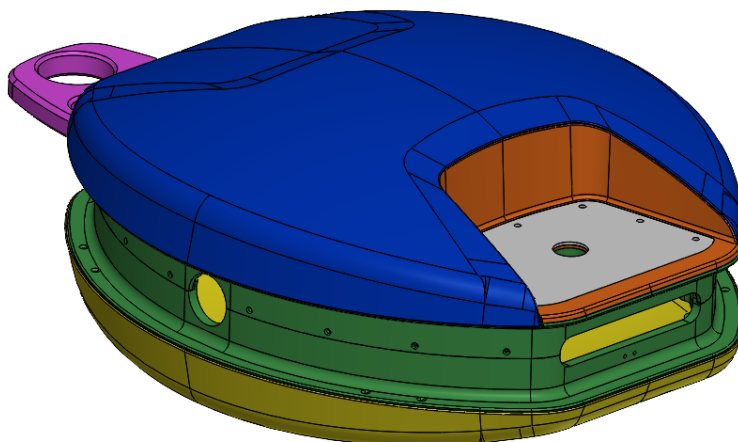
(a) Widoczne modyfikacje płyty montażowej ramienia robotycznego



(b) Zmodyfikowany montaż uchwyty anten

Rys. 3.21: Docelowa postać środkowego pasa

Docelowa postać opracowanego korpusu została zaprezentowana na rys. 3.22.



Rys. 3.22: Docelowa postać korpusu

3.2.5. Podsumowanie

Po zakończeniu prac projektowych nad elementami układu nośnego, dokonano konsultacji z firmą Cosmotech [18], aby określić czy projekt jest możliwy do wykonania z wykorzystaniem niedzielonych form zgodnie z założeniami przyjętymi przez autora. Zgodnie z założeniami przyjętymi w trakcie procesu projektowo-konstrukcyjnego uzyskano kształt, który jest technologicznie osiągalny. W tab. 3.5 zestawiono informacje o szacowanej wadze poszczególnych elementów korpusu z środowiska CAD. Jak można zauważyć szacowana masa całkowita przy założeniu zastosowania kompozytu o grubości 4 mm wynosi około 5 kg, co daje redukcję masy o 23% w porównaniu do wcześniejszego projektu korpusu (6,5 kg). Na podstawie uzyskanego wyniku można uznać, że zrealizowany proces optymalizacji przyczynił się do znaczącej redukcji masy korpusu, jednocześnie zapewniając przewagę w ramach zawodów Rover Challenge, poprzez możliwość uzyskiwania dodatkowych punktów za masę platformy poniżej regulaminowego limitu wagi.

Tab. 3.5: Szacowane masy poszczególnych elementów korpusu

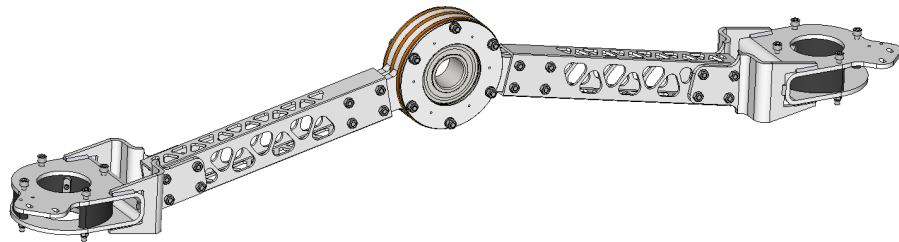
Element	Tworzywo	Masa [kg]
Środkowy pas - część górna	Polilaktyd (PLA)	0,9
Środkowy pas - część dolna	Polilaktyd (PLA)	0,8
Pokrywa górna	Kompozyt węglowo-epoksydowy	1,3
Pokrywa dolna	Kompozyt węglowo-epoksydowy	1,5
Uchwyt anteny	Polilaktyd (PLA)	0,3
Płyta manipulatora	Polilaktyd (PLA)	0,2
	RAZEM	5,0

3.3. Optymalizacja układu zawieszenia

3.3.1. Aktualna postać ramienia zawieszenia

Po opracowaniu wirtualnego modelu korpusu, który stanowi element odniesienia do montażu pozostałych elementów platformy, przystąpiono do procesu optymalizacji układu zawieszenia. Zgodnie z pierwotnym projektem łożnika Phoenix III, postanowiono wykorzystać układ zawieszenia typu *rocker*, który opisano w rozdziale 2.2.3.

Głównym elementem tego typu zawieszenia jest ramię, które łączy oba koła ze sobą oraz stanowi miejsce montażu elementów układu skręcania. W pierwotnym projekcie platformy Phoenix III, planowano wykonanie ramion wykorzystując profile prostokątne ze stopu aluminium. W celu zmniejszenia masy ramion zastosowano szereg wycięć. Poza samymi profilami nośnymi, ramię zawieszenia składa się z końcówki służącej do zamontowania koła oraz stanowiącej punkt montażowy układu osi skrętnej. Kolejnym elementem wchodzącym w skład ramienia zawieszenia jest środkowa część stanowiąca punkt obrotu zawieszenia. Pierwotną postać ramienia zawieszenia zaprezentowano na rys. 3.23. Na podstawie opracowanego modelu oszacowano masę pojedynczego ramienia na 2,6 kg.



Rys. 3.23: Pierwotna postać konstrukcyjna ramienia zawieszenia

3.3.2. Definicja kryteriów

W celu przeprowadzenia optymalizacji ramienia zawieszenia zdefiniowane zostały następujące kryteria, które muszą zostać spełnione aby uznać projekt za optymalny. Rzeczone kryteria to:

- masa ramienia mniejsza niż 2,6 kg;
- ramię musi być zdolne do przeniesienia obciążeń:
 - statycznego na poziomie 250 N, wynikającego z szacowanej masy platformy, przyjętej zgodnie z regulaminami zawodów, tj. około 50 kg;
 - dynamicznego na poziomie 625 N, wynikający z przyspieszeń występujących w trakcie pokonywania nierówności terenu, takich jak wpadnięcie koła w krater. Na potrzeby obliczeń autor przyjął przyspieszenie w trakcie takiego zdarzenia na poziomie $2,5 \text{ m/s}^2$, wartość ta wynika z badań przeprowadzonych w ramach projektu PBL związanego z systemem wibroizolacji [38];

zapewniając przemieszczenia w kierunku pionowym oraz prostopadłym do powierzchni bocznej nie większe niż 0,35 mm;

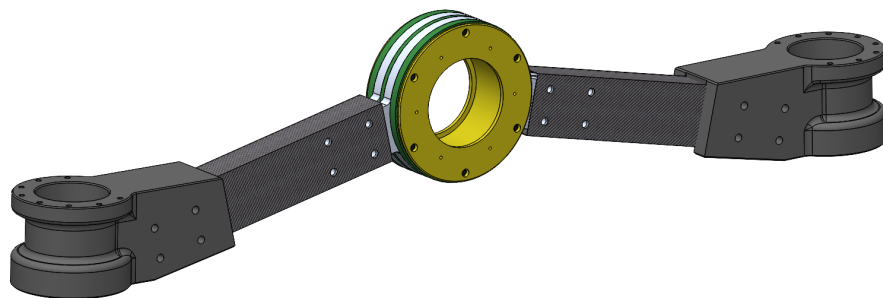
- zachowanie rozstaw osi końcówek ramienia równy 840 mm;
- umożliwienie montażu osi skrętnej.

3.3.3. Proces optymalizacji ramienia

Przystępując do procesu optymalizacji ramienia zawieszenia, autor w pierwszej kolejności postanowił wykorzystać metodę TRIZ w celu określenia możliwych do realizacji kierunków działań. Tak, jak w przypadku korpusu zdecydowano się zmniejszać masę obiektu ruchomego przy jednoczesnym zwiększaniu jego niezawodności. I tutaj również proponowanym rozwiązaniem jest zastąpienie konwencjonalnych materiałów materiałami kompozytowymi.

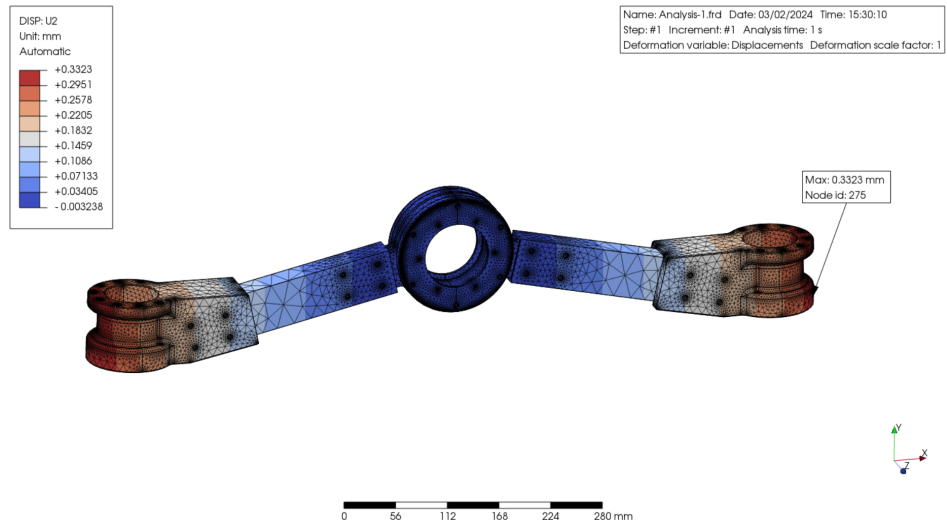
Mając to na uwadze przystąpiono do wprowadzenia pierwszych zmian w postaci konstrukcyjnej ramienia. Na początkowym etapie modelowania zespół środkowego węzła, stanowiący punkt montażu ramienia z korpusem, autor postanowił pozostawić w niezmienionej formie, a skupić główną uwagę na samych belkach ramienia oraz główkach ramienia, stanowiących miejsce montażu osi skrętnych. Jeśli chodzi o samą kwestię montażu ramienia z opracowanym korpusem, to autor postanowił zastosować element pośredni w postaci tulei, która zostanie na sztywno zamocowana do korpusu, natomiast ramię będzie mogło się na niej swobodnie obracać.

Najszybszą i najprostszą modyfikacją jaką można było poddać belki ramienia to zastąpienie profili aluminiowych profilami wykonanymi z kompozytu węglowo-epoksydowego. Natomiast w przypadku główek ramienia, postanowiono zaprojektować je od podstaw w taki sposób aby możliwe było ich wykonanie za pomocą technologii obróbki przyrostowej. Postać zmodyfikowanego ramienia zawieszenia zaprezentowano na rys. 3.24.



Rys. 3.24: Pierwsza koncepcja ramienia zawieszenia z zastosowaniem kompozytu

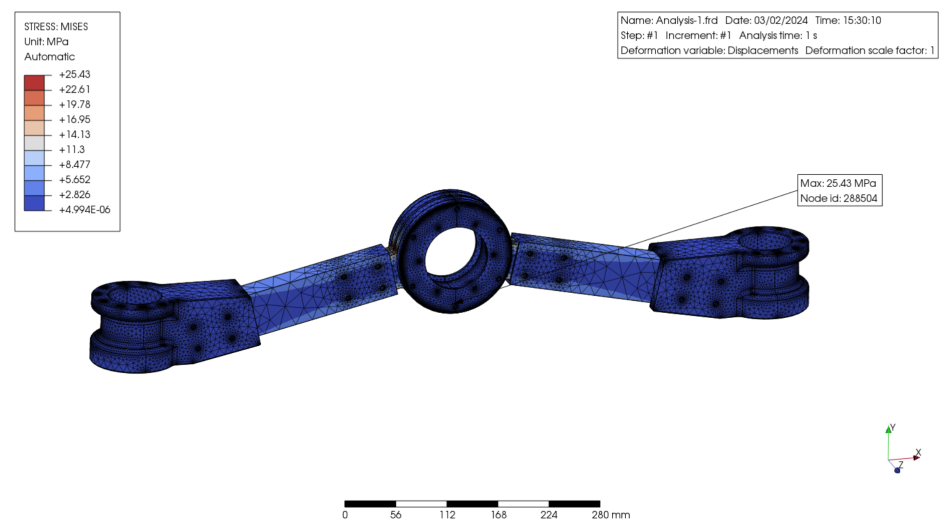
Wprowadzone modyfikacje pozwoliły uzyskać szacowaną masę całego ramienia wynoszącą około 1,95 kg, co daje łączną masę układu zawieszenia około 3,90 kg. Jest to zmniejszenie masy o 1,30 kg względem pierwotnego projektu. Na podstawie uzyskanego wirtualnego modelu przeprowadzono analizę z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES) w celu zweryfikowania czy ramię zawieszenia będzie w stanie przenieść wymagane obciążenie zachowując odpowiednią sztywność. Wyniki przeprowadzonego badania zaprezentowano na rys. 3.25 i 3.26 oraz w tab. 3.6 zestawiono parametry materiałowe zastosowane w analizie i w tab. 3.7 wyniki analizy MES przeprowadzonej z wykorzystaniem środowiska PrePoMax [28].



(a) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Y

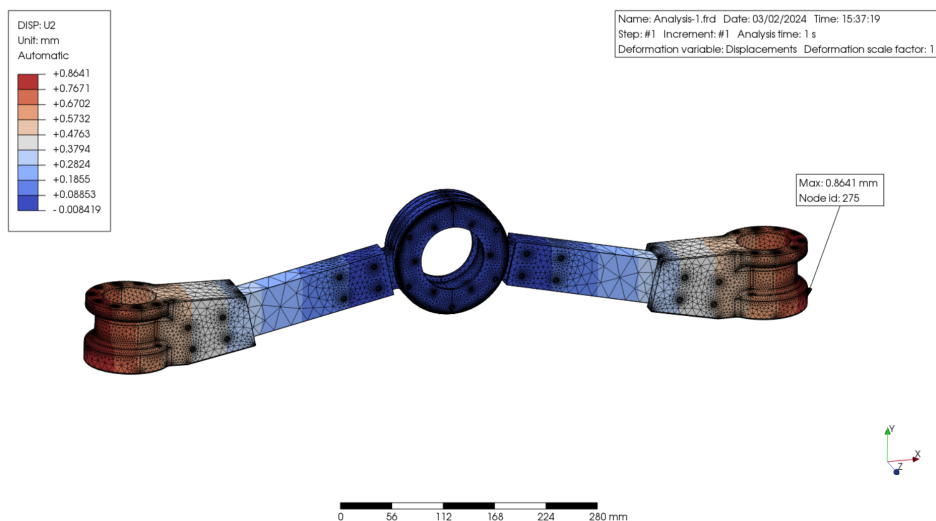


(b) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Z



(c) Wyniki analizy MES dla naprężeń zredukowany według Hubera-Misesa

Rys. 3.25: Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 250 N



(a) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Y

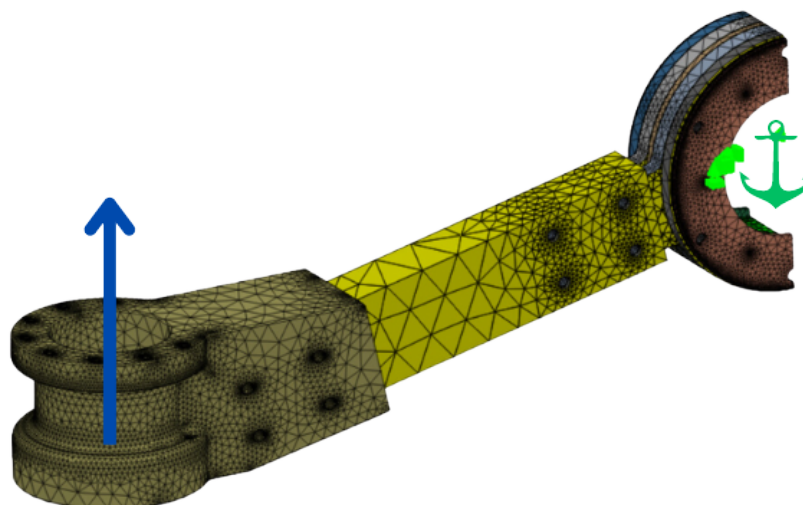


(b) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Z



(c) Wyniki analizy MES dla naprężeń zredukowany według Hubera-Misesa

Rys. 3.26: Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 625 N



Rys. 3.27: Przyjęte w analizie warunki brzegowe (kolor zielony) i sposób obciążenia (kolor niebieski)

Tab. 3.6: Parametry materiałowe zastosowanych w analizie tworzyw

Tworzywo	Moduł Young'a [MPa]	Współczynnik Poissona	Gęstość [kg/m³]
Stop aluminium 1060	69000	0,330	2705
ABS	2000	0,394	1115
Kompozyt węglowo-epoksydowy	95500	0,286	1410

Na podstawie wyników uzyskanych w ramach analizy MES, można stwierdzić, że zmodyfikowane ramię zawieszenia nie spełnia wszystkich przyjętych kryteriów, tj. nie zostało spełnione kryterium związane z zachowaniem maksymalnego przemieszczenia przy obciążeniu ramienia siłą równą 625 N. Zgodnie z otrzymanymi wynikami ramię nie zapewnia wystarczającej sztywności w przypadku obciążenia dla przypadku dynamicznego i przemieszczenie w osi Y przekracza zakładany zakres przemieszczeń.

Po analizie uzyskanego rozwiązania, autor doszedł do wniosku, że poza niespełnieniem jednego z kryteriów uzyskana forma zbyt znacząco odbiega od stylistyki zastosowanej we wcześniej opracowanym korpusie. W związku z tym autor zdecydował się na wprowadzenie dodatkowego kryterium związanego ze zgodnością stylu z opracowanym wcześniej korpusem. Tak więc podjęto kolejną próbę zmodyfikowania postaci konstrukcyjnej ramienia.

W celu zachowania spójnego designu z korpusem, autor przyjął założenie, aby w miarę możliwości wszystkie elementy tworzące ramię zawieszenia zostały wykonane z kompozytu węglowo-epoksydowego. Mając to na uwadze przystąpiono do procesu modelowania, w wyniku którego opracowano wirtualny model ramienia. Nowo zaprojektowane ramię składa się z dwóch identycznych

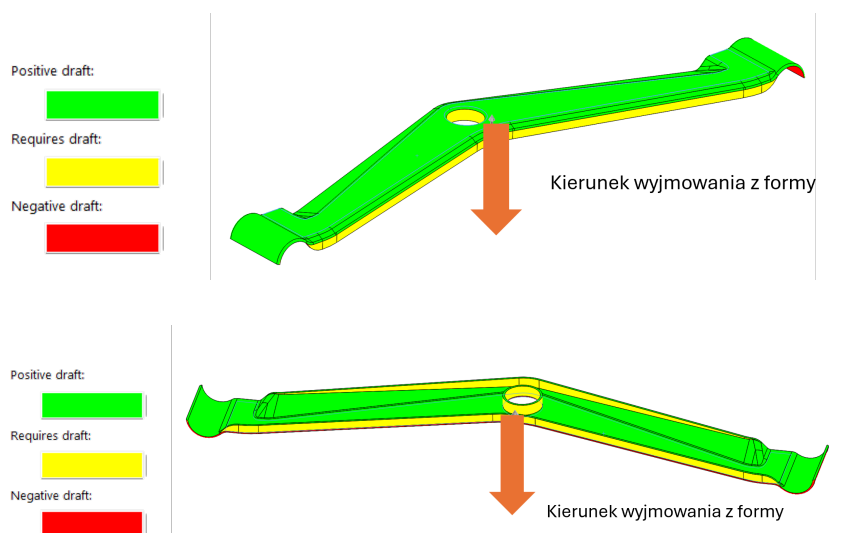
Tab. 3.7: Zestawienie wyników dla zmodyfikowanego ramienia zawieszenia

	Obciążenie	
	250 N	625 N
Przesunięcie w kierunku X	0,0935 mm	0,2433 mm
Przesunięcie w kierunku Y	0,3323 mm	0,8641 mm
Przesunięcie w kierunku Z	0,00638 mm	0,01657 mm
Naprężenia zredukowane Hubera-Misesa	25,43 MPa	66,12 MPa

połówek, przedstawionych na rys. 3.28, które wraz z tulejami, wykonanymi ze stopu aluminium, wklejanymi w główkach ramienia, stanowią kompletny element.

Podział ramienia na dwie połówki podyktowany został względami technologicznymi. Dzięki takiemu zabiegowi możliwe jest wykonanie wszystkich czterech połówek ramienia za pomocą jednej formy, co znacząco upraszcza proces produkcji jednocześnie znacząco redukując koszty. Podobnie, jak w przypadku korpusu dla wirtualnego modelu połówki ramienia przeprowadzono analizę pochyłości w celu zapewnienia możliwości wyjęcia gotowego elementu z formy. Wyniki przeprowadzonej analizy zaprezentowano na rys. 3.29. Jak można zauważyć opracowany element posiada wymagane pochylenia umożliwiające jego wyjęcie z formy w obu kierunkach rozformowywania, co oznacza, że nie powinno być problemów na etapie produkcji.

**Rys. 3.28:** Postać opracowanej połówki ramienia zawieszenia



Rys. 3.29: Wyniki analizy pochyleń dla połówki ramienia dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$

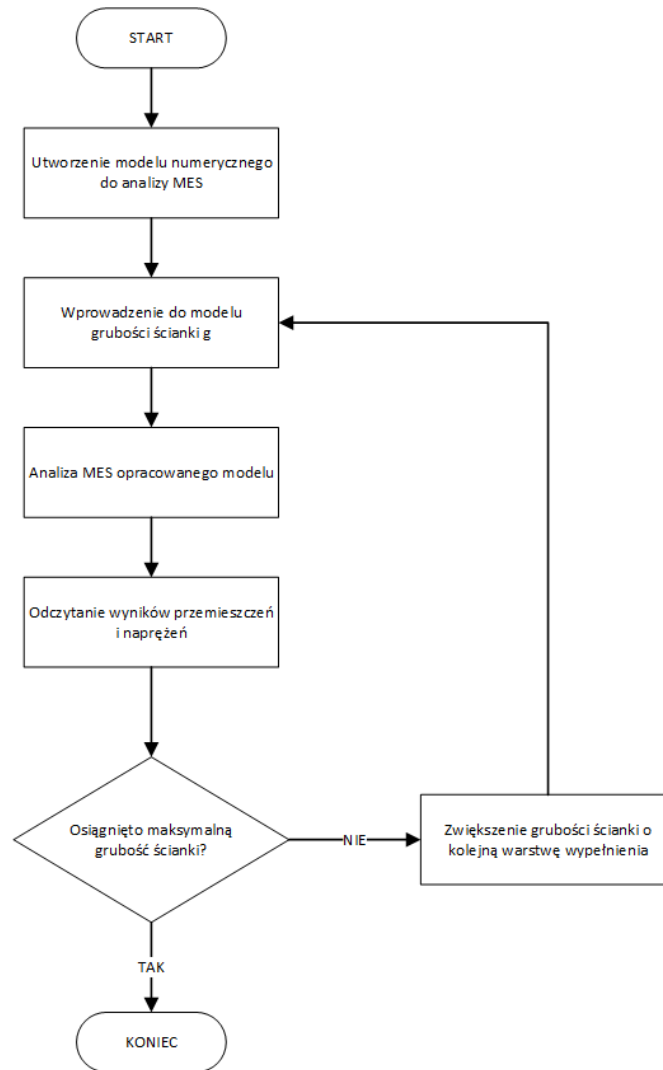
3.3.4. Optymalizacja grubości ścianki profilu ramienia

Mając opracowaną postać nowego ramienia zawieszenia, przystąpiono do procesu optymalizacji grubości ścianki profilu ramienia. Celem tego etapu było uzyskanie elementu o odpowiedniej sztywności jednocześnie zachowując jak najniższą jego masę.

Optymalizację grubości ścianki, ze względu na dość ograniczoną przestrzeń możliwych rozwiązań, postanowiono przeprowadzić za pośrednictwem metody przeszukiwania wyczerpującego, które opisano w rozdziale 2.1.1. Dla opracowanego modelu ramienia przyjęto następujące założenia:

- minimalna grubość kompozytu - 1 mm;
- maksymalna grubość kompozytu - 5 mm;
- jednorodna grubość na całym elemencie;
- gradacja grubości ścianki wynosząca 0,5 mm, założenie to związane jest z przyjętą do zastosowania matą wypełniającą kompozyt, której grubość wynosi 0,5 mm. Co powoduje, że z każdą iteracją grubość ścianki ramienia zwiększana jest o jedną warstwę wypełnienia.

Schemat procesu przeszukiwania przestrzeni rozwiązań zaprezentowano na rys. 3.30.



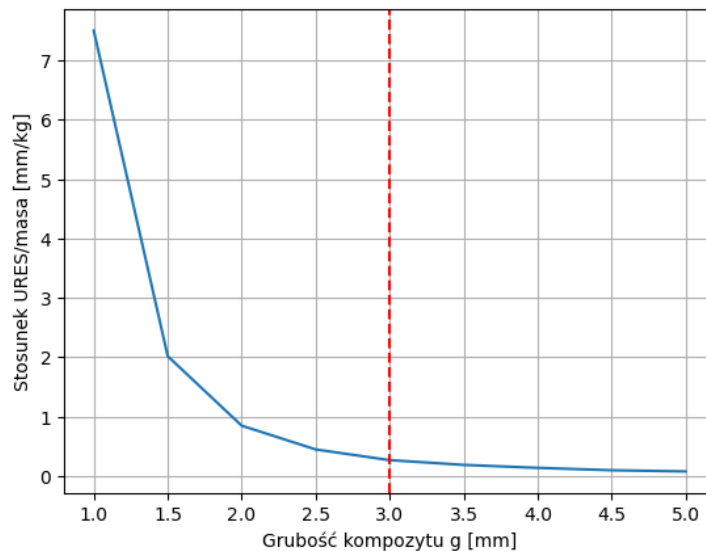
Rys. 3.30: Schemat przeszukiwania przestrzeni rozwiązań dla optymalizacji grubości ścianki profilu ramienia

Mając na względzie wyniki analiz poprzedniej wersji ramienia, do procesu poszukiwania optymalnej grubości kompozytu postanowiono zdefiniować badanie z obciążeniem 650 N, aby uzyskać pewność, że zaprojektowany element spełni wszystkie założenia. Wyniki przeprowadzonego przeszukiwania zestawiono w tab. 3.8, natomiast na rys. 3.31 przedstawiono wykres ukazujący tempo zmiany stosunku wypadkowego przemieszczenia elementu (URES) do jego masy. Uzyskane wyniki zostały odczytane z symulacji MES wykonanej w środowisku PrePoMax.

Jak można zauważyć na rys. 3.31 w okolicach grubości kompozytu równej około 3 mm wykres zaczyna się zauważalnie wypłaszczać, a co za tym idzie wraz z dalszym zwiększaniem grubości kompozytu nie obserwuje się znacznego wzrostu sztywności elementu. W związku z tym, pomimo że element o grubości 2,5 mm również spełnia kryteria związane z przemieszczeniami, to do dalszych działań, autor zdecydował się na zastosowanie kompozytu o grubości 3 mm, który wydaje się być odpowiednim kompromisem pomiędzy masą elementu a jego sztywnością. W dalszej kolejności przeprowadzono analizy MES dla ramienia z docelową grubością kompozytu. Uzyskane wyniki zestawiono w tab. 3.9 oraz na rys. 3.32 i 3.33. Zastosowany schemat utwierdzenia oraz obciążenia pozostał taki sam jak w przypadku poprzednich analiz.

Tab. 3.8: Wyniki przeszukiwania przestrzeni możliwych rozwiązań dla grubości ścianki ramienia g

g [mm]	U_x [mm]	U_y [mm]	U_z [mm]	σ [MPa]	Masa [kg]	URES [mm]	URES/Masa
1,00	0,2719	1,1590	1,9230	104,90	0,30	2,26	7,50
1,50	0,1037	0,5983	0,6859	63,08	0,45	0,92	2,02
2,00	0,0538	0,3929	0,326	43,22	0,60	0,51	0,85
2,50	0,0328	0,2834	0,182	31,32	0,75	0,34	0,45
3,00	0,0220	0,2178	0,1138	23,71	0,90	0,25	0,27
3,50	0,0157	0,1752	0,0915	18,64	1,06	0,20	0,19
4,00	0,0118	0,1458	0,0767	15,11	1,21	0,17	0,14
4,50	0,0092	0,1245	0,0654	12,52	1,36	0,14	0,10
5,00	0,0074	0,1084	0,0565	10,55	1,51	0,12	0,08

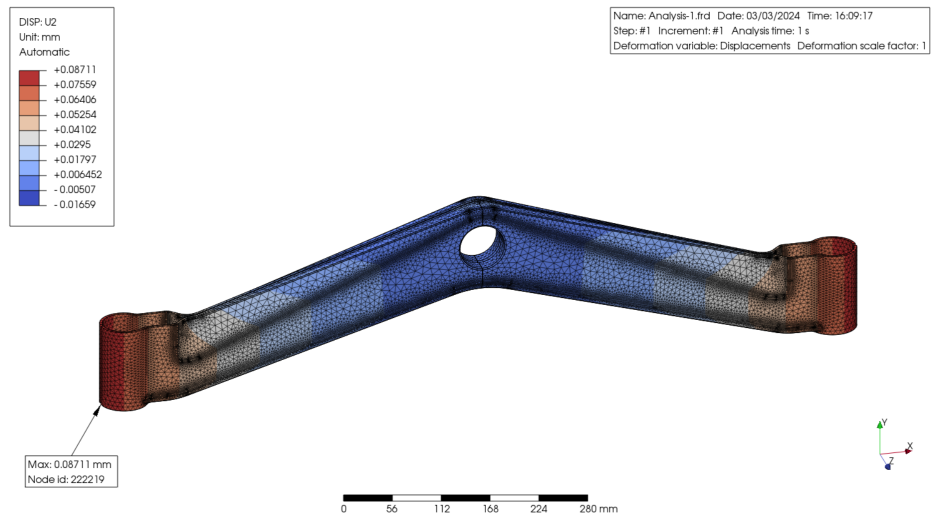
**Rys. 3.31:** Wykres prezentujący szybkość zmiany stosunku URES/masa

W ramach dalszych działań nad ramieniem zawieszenia, opracowano model złożeniowy jego całości. W tym celu do wcześniej zaprojektowanych połówek dodano łożysko ślizgowe w postaci tulei teflonowej w punkcie obrotu ramienia względem korpusu. Wybór teflonu jako tworzywa tulei w punkcie obrotu ramienia podyktowany był chęcią zmniejszenia współczynnika tarcia pomiędzy współpracującymi elementami. Kompletny model ramienia zawieszenia zaprezentowano na rys. 3.34.

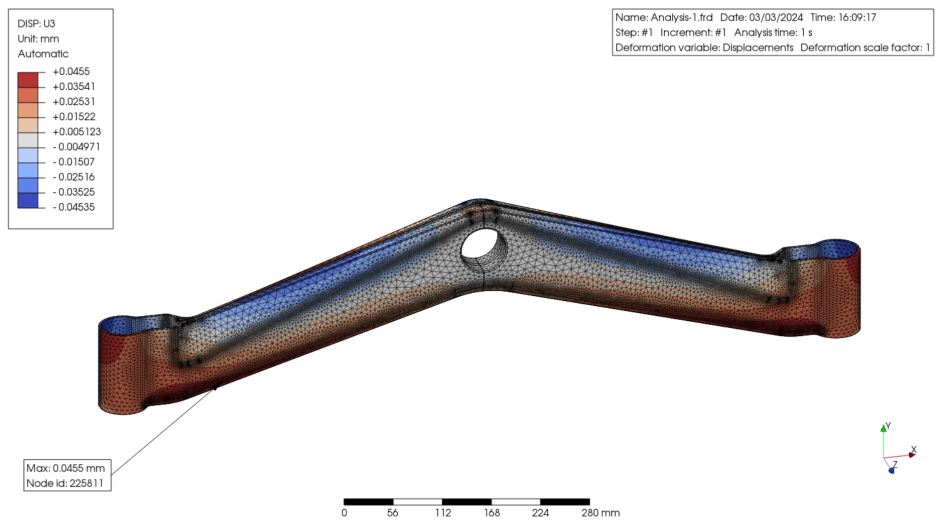
3.3.5. Podsumowanie

Na podstawie opracowanego modelu oszacowano masę pojedynczego ramienia na około 0,74 kg, natomiast masę całego układu zawieszenia na 1,48 kg, co daje redukcję masy układu o 72% względem pierwotnej masy 5,20 kg oraz o około 62% względem pierwszej modyfikacji, której masa szacowana była na 3,90 kg.

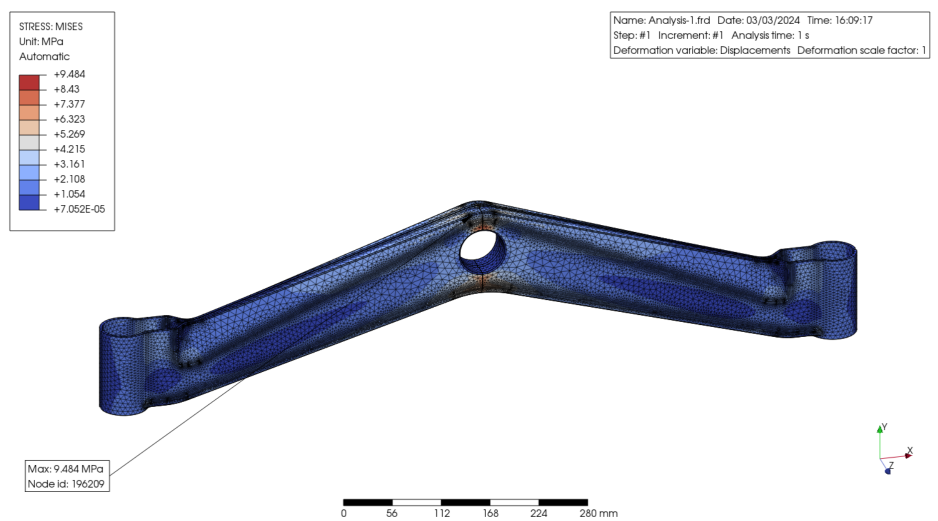
Opracowany element nie tylko spełnia wszystkie kryteria funkcjonalne, ale również jest zgodny ze stylem przyjętym w trakcie opracowywania korpusu, co stanowiło równie istotny aspekt w trakcie procesu optymalizacji.



(a) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Y

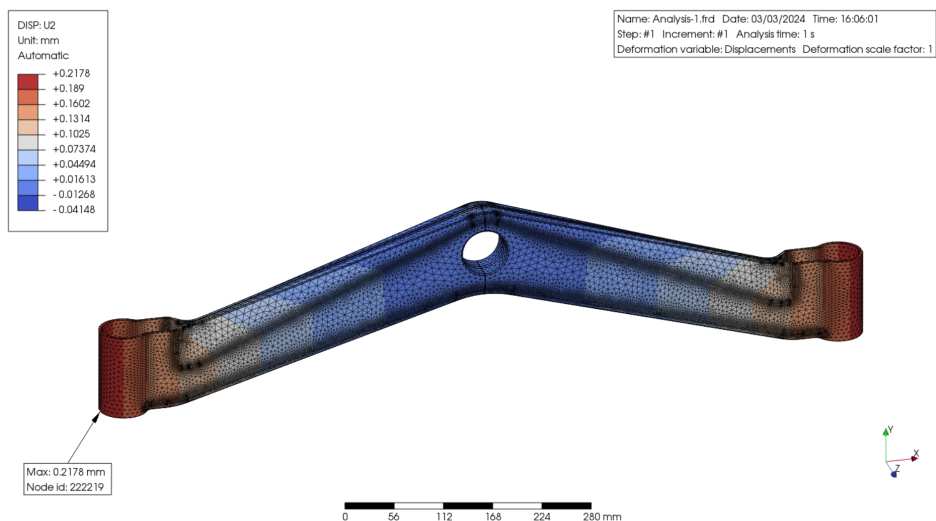


(b) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Z

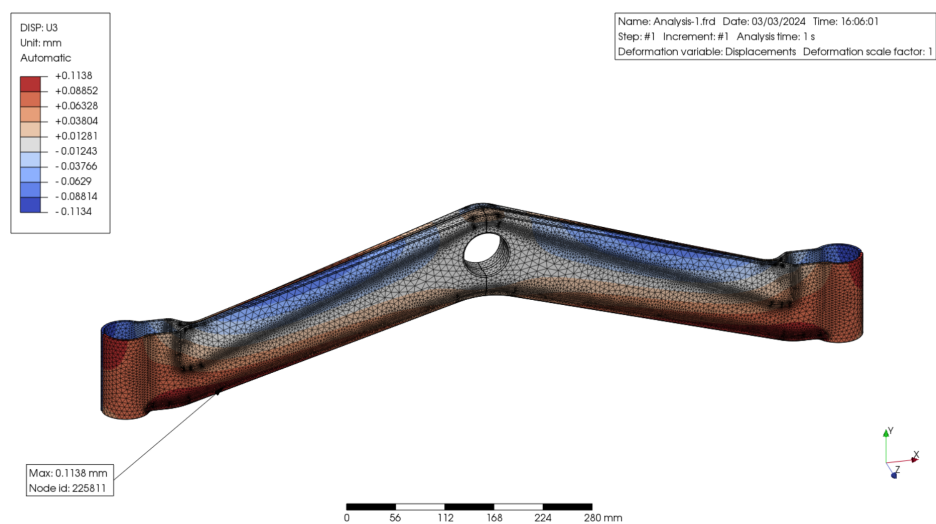


(c) Wyniki analizy MES dla naprężeń zredukowany według Hubera-Misesa

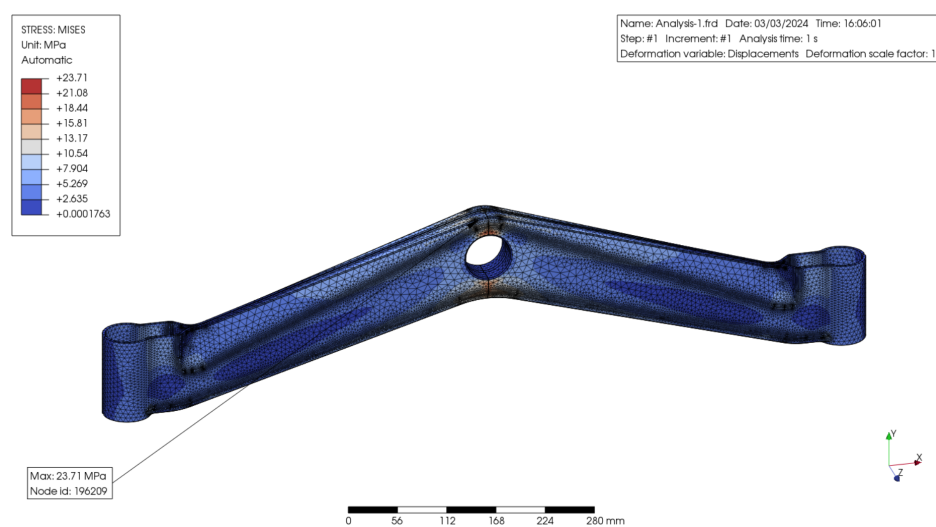
Rys. 3.32: Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 250 N



(a) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Y



(b) Wyniki analizy MES dla przemieszczeń wzdłuż kierunku osi Z



(c) Wyniki analizy MES dla naprężeń zredukowany według Hubera-Misesa

Rys. 3.33: Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 625 N

Tab. 3.9: Zestawienie wyników dla docelowego ramienia zawieszenia

	Obciążenie	
	250 N	625 N
Przemieszczenie w kierunku X	0,0088 mm	0,0220 mm
Przemieszczenie w kierunku Y	0,0871 mm	0,2178 mm
Przemieszczenie w kierunku Z	0,0455 mm	0,1138 mm
Naprężenia zredukowane Hubera-Misesa	9,48 MPa	23.71 MPa

**Rys. 3.34:** Postać konstrukcyjna ramienia wykonanego z kompozytu węglowego

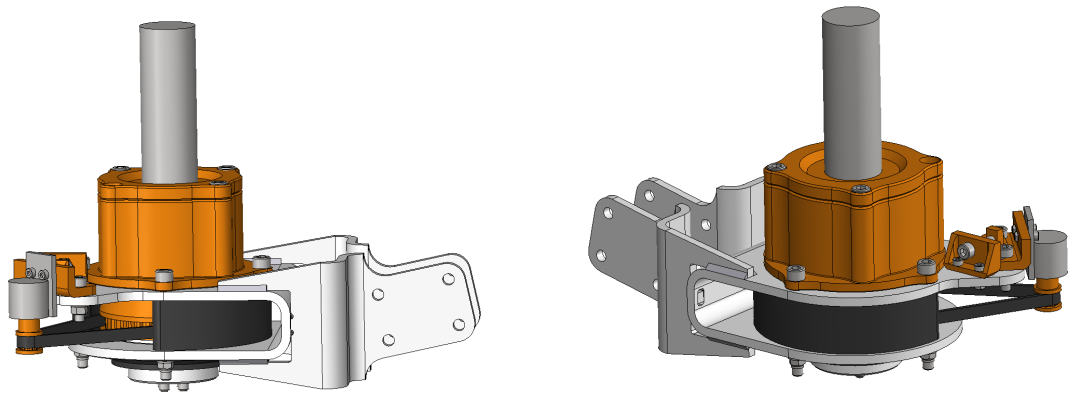
3.4. Optymalizacja układu skręcania

3.4.1. Aktualna postać układu skręcania

Kolejnym rozpatrywanym w ramach układu jezdnego podukładem jest układ skrętny. Jak opisano w rozdziale 3.4, skręcanie mobilną platformą może być realizowane na kilka sposobów, natomiast w opinii autora, zastosowanie układu z mechaniczną osią skrętną powinno zapewnić większy poziom manewrowości niż skręcanie różnicowe. To samo podejście zastosowano w pierwotnej koncepcji układu skręcania w projekcie łożnika Phoenix III. Na rys. 3.35 zaprezentowano aktualna postać układu osi skrętnej.

W opracowanym projekcie mechanizm skręcania składa się z silnika prądu stałego, który napędza samodzielnie zaprojektowaną przekładnię cykloidalną, w celu zwiększenia momentu obrotowego obracającego kołem. W celu kontrolowania położenia koła, oś wyposażona została w czujnik impulsowy, który za pośrednictwem przekładni paskowej, zlicza impulsy w trakcie ruchu obrotowego osi. Znając rozdzielczość czujnika oraz przełożenie przekładni, możliwym jest wyliczenie dokładnego kąta obrotu koła.

Masa tak opracowanego mechanizmu, zgodnie z wyliczeniami oprogramowania CAD, powinna wynosić 2,17 kg, natomiast komplet wszystkich czterech osi skrętnych to 8,69 kg.



Rys. 3.35: Wirtualny model układu mechanizmu skręcania

3.4.2. Definicja kryteriów

Aby przeprowadzić proces optymalizacji układu skręcania, koniecznym było zdefiniowanie odpowiednich kryteriów, które pozwolą na znalezienie optymalnego rozwiązania. Dla rozważanego układu osi skrętnej zdefiniowano następujące kryteria:

- masa pojedynczego mechanizmu skręcania nie większa niż 2,0 kg;
- zapewnienie momentu obrotowego na kole o wartości 4,5 Nm. Wartość ta została uzyskana w ramach badań symulacyjnych zrealizowanych w ramach pracy magisterskiej autorstwa Marcina Jureczko [45];
- możliwość montażu zespołu osi w główce opracowanego ramienia zawieszenia;
- zapewnienie informacji zwrotnej o aktualnym położeniu kątowym koła;
- możliwość kontrolowania osi za pośrednictwem standardowych układów jednopłytkowych takich jak Arduino czy Rarpberry Pi

3.4.3. Etap koncygowania

W celu wyboru optymalnego zestawu elementów napędu dla osi skrętnej postanowiono wykorzystać do tego tablicę morfologiczną. W tab. 3.10 zaprezentowano możliwe opcje realizacji napędu osi skrętnej jakie wzięto pod uwagę.

Tab. 3.10: Tablica morfologiczna dla doboru napędu osi skrętnej

	1	2	3	4
Rodzaj silnika A	DC	BLDC	Krokowy	Serwo
Przekładnia B	Cykloidalna	Planetarna	Zintegrowana	Brak
Sterowanie C	Dedykowany sterownik		Bezpośrednio z kontrolera	
Kontrola pozycji D	Zewnętrzny enkoder		Wbudowany enkoder	

W ramach opracowanej tablicy, wyselekcjonowano trzy rozwiązania które poddano dalszej analizie, są to:

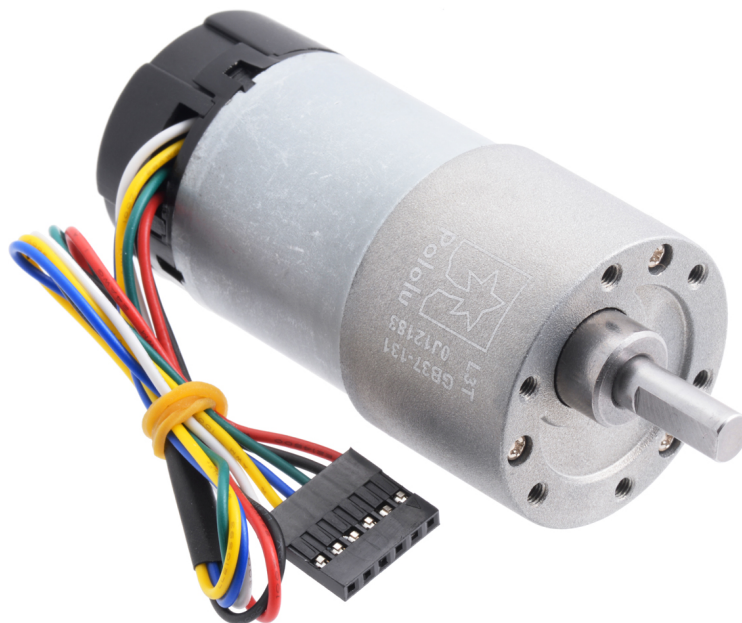
- Rozwiązanie nr 1 - A1-B3-C1-D2
- Rozwiązanie nr 2 - A3-B2-C1-D1
- Rozwiązanie nr 3 - A4-B3-C2-D2

Rozwiązanie nr 1

Jako pierwsze rozwiązanie postanowiono rozważyć układ wyposażony w silnik prądu stałego (silnik DC). Stanowi to najprostsze rozwiązanie, jednocześnie będąc jednym z najtańszych dostępnych na rynku rodzajem napędu o dużej rozpiętości co do wartości parametrów takich jak moment obrotowy czy prędkość obrotowa.

Ze względu na ograniczenia co do wielkości układu osi skrętnej, nie było możliwości doboru i zastosowania silnika DC o wystarczającym momencie obrotowym, aby możliwym było bezpośrednie obracanie koła. W związku z tym konieczne było rozważenie silników ze zintegrowaną przekładnią. Standardowo w rozwiązaniach tych stosowane są przekładnie planetarne lub ślimakowe. Pozwala to na uzyskanie dużych wartości przełożeń w ramach kompaktowego układu. Stosując tego typu rozwiązanie należy liczyć się z większymi wymiarami gabarytowymi takiego układu.

Aby umożliwić kontrolę nad silnikiem konieczne jest zastosowanie odpowiedniego kontrolera, który umożliwi kontrolę zarówno kierunku obrotów jak również prędkość z jaką będzie poruszał się silnik. Aby uzyskać informację zwrotną o położeniu kątowym koła konieczne jest zastosowanie enkodera [10]. W przypadku silników DC najczęściej spotyka się enkodery magnetyczne. Ze względu na popularność tego typu rozwiązania na rynku dostępne są gotowe, zintegrowane układy silnika DC wyposażone w przekładnię oraz enkoder magnetyczny [10]. Przykładowy silnik DC z zintegrowaną przekładnią oraz enkoderem przedstawiono na rys. 3.36.



Rys. 3.36: Silnik DC z przekładnią i enkoderem [9]

Rozwiązanie nr 2

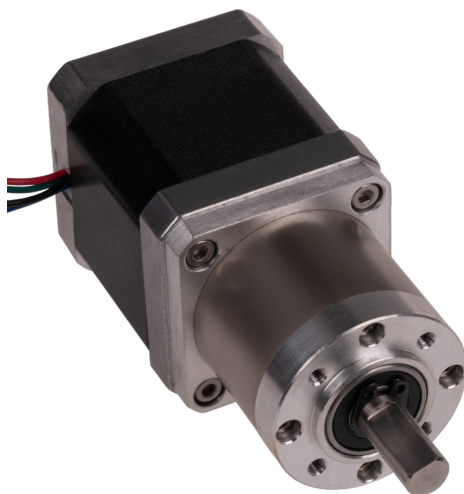
Drugim rozwiązaniem jakie poddano analizie jest rozwiązanie bazujące na silniku krokowym jako elemencie napędowym. Cechą charakterystyczną silników krokowych jest możliwość ich precyzyjnego sterowania natomiast nie odznaczają się one dużym momentem obrotowym [6]. W związku z tym, podobnie jak w przypadku silnika DC, do zastosowania w osi skrętnej konieczne jest użycie dodatkowej przekładni w celu uzyskania odpowiedniego momentu obrotowego.

Ze względu na standaryzację budowy silników krokowych na rynku dostępne są dedykowane przekładnie. Głównie na rynku można znaleźć dedykowane przekładnie planetarne o kompaktowej budowie.

Poprawne sterowanie silnikiem wymaga zastosowania dedykowanego sterownika, który umożliwi sterowanie kierunkiem i prędkością obrotową silnika. Biorąc pod uwagę, że sterowanie silnikiem krokowym odbywa się na zasadzie realizacji pojedynczych kroków, w lekkich zastosowaniach można całkowicie zrezygnować z enkoderów i opierać się na sterowaniu z wykorzystaniem zliczania kroków [6, 94]. W przypadku zastosowania tego typu napędu do osi skrętnej istnieje spore ryzyko, że w trakcie pracy pod obciążeniem lub w przypadku wystąpienia uderzenia w koło, nastąpi zjawisko tzw. zgubienia kroku. Jest to zjawisko, w którym silnik elektrycznie realizuje zadany krok, natomiast nie następuje mechaniczne przemieszczenie rotora względem stojana. W takiej sytuacji do układu sterowania wkradają się błędy, których nawarstwienie może skutkować niepoprawnym działaniem układu skręcania [94].

Aby zapobiec takiemu zjawisku można zastosować w układzie bezwzględny enkoder magnetyczny, który będzie dawał informację o przemieszczeniu kątowym wału wyjściowego przekładni, co uodporni układ na błędy związane z utratą kroków przez sam silnik.

Przykładowy silnik krokowy w rozmiarze NEMA17 z przekładnią zaprezentowano na rys. 3.37



Rys. 3.37: Silnik krokowy w rozmiarze NEMA17 z dodatkową przekładnią planetarną [44]

Rozwiązanie nr 3

Trzecim rozważanym rozwiązaniem była koncepcja bazująca na wykorzystaniu serwomechanizmu modelarskiego jako elementu napędowego osi skrętnej.

Zaletami zastosowania serwomechanizmu w mechanizmie skręcania jest kompaktowa budowa tego typu silnika, który w ramach swojej budowy posiada zintegrowaną przekładnię oraz enkoder obrotowy. Poza tym, sterowanie serwomechanizmem modelarskim nie wymaga dedykowanego sterownika i może być realizowane bezpośrednio za pomocą układu takiego jak Arduino czy Raspberry Pi wykorzystując sygnał PWM (ang. *Pulse-width modulation*) [46]. Przykładowy serwomechanizm modelarski zaprezentowano na rys. 3.38. Stosując serwomechanizm należy mieć na uwadze ograniczenia związane z jego stosowaniem. Głównym ograniczeniem serwomechanizmu jest zakres ruchu, standardowe serwomechanizmy charakteryzują się zakresem ruchu $0^\circ \div 180^\circ$, natomiast większe modele mają ograniczony zakres jedynie do 135° . W przypadku osi skrętnej zakres ruchu oferowany przez serwomechanizmy nie stanowi istotnego ograniczenia, gdyż autor nie zakłada konieczności wychylenia koła o kąt większy niż 45° od położenia zerowego.



Rys. 3.38: Przykładowy serwomechanizm z serii PowerGT [83]

3.4.4. Wybór rozwiązania optymalnego

Wybór optymalnego rozwiązania spośród analizowanych rozwiązań, postanowiono zrealizować za pomocą analizy wielokryterialnej metodą sumy ważonej. W tym celu opracowano zbiór kryteriów oceny istotnych z punktu widzenia działania i funkcjonalności układu osi skrętnej. W zakładanej analizie przyjęto za cel maksymalizację funkcji celu.

Dla układu osi skrętnej przyjęto następujące kryteria oceny:

- K1 - masa układu,
- K2 - największy wymiar elementu napędowego,
- K3 - łatwość montażu i demontażu z platformy,
- K4 - koszt zakupu wymaganych elementów,
- K5 - łatwość sterowania kontrolowania pozycji.

W kolejnym kroku dla przyjętych kryteriów określono w jaki sposób wpływają one na funkcję celu. W przypadku gdy, wzrost wartości kryterium powoduje również wzrost wartości funkcji celu, mówimy, że jest to stymulanta. Natomiast w przypadku odwrotnym, tj. wzrost kryterium pogarsza wartość funkcji celu, wówczas nazywamy takie kryterium destymulantą. I tak dla przyjętych kryteriów mamy do czynienia z następującymi rodzajami zmiennych:

- K1 - destymulanta,
- K2 - destymulanta,
- K3 - stymulanta,
- K4 - destymulanta,
- K5 - stymulanta.

W tab. 3.11 zestawiono wartości poszczególnych kryteriów dla rozważanych rozwiązań układu osi skrętnej.

Tab. 3.11: Zestawienie wartości poszczególnych kryteriów

Rozwiązanie	K1	K2	K3	K4	K5
Rozwiązanie nr 1	320 g	75 mm	0,65	300 zł	0,60
Rozwiązanie nr 2	435 g	63 mm	0,50	135 zł	0,75
Rozwiązanie nr 3	110 g	45 mm	0,80	160 zł	0,85

Następnie, aby umożliwić sumowanie poszczególnych kryteriów dokonano unitaryzacji wartości kryteriów w taki sposób, aby mieściły się one w przedziale od 0 do 1. Wynik procesu unitaryzacji przedstawiono w tab. 3.12.

Tab. 3.12: Zunitaryzowane wartości oceny koncepcji

Rozwiązanie	K1	K2	K3	K4	K5
Rozwiązanie nr 1	0,52	0,34	0,65	0,18	0,60
Rozwiązanie nr 2	0,33	0,60	0,50	1,00	0,75
Rozwiązanie nr 3	1,00	1,00	0,80	0,81	0,85

W kolejnym kroku przyporządkowano odpowiednie wagi dla poszczególnych kryteriów w taki sposób, aby podkreślić, które z kryteriów są istotniejsze dla poprawnego działania układu. Rozkład wag przedstawia się następująco:

- K1 - 0,15,
- K2 - 0,10,
- K3 - 0,25,
- K4 - 0,20,
- K5 - 0,30.

Następnie pomnożono zunitaryzowane wartości oraz wagi poszczególnych kryteriów, uzyskując wyniki zestawione w tab. 3.13.

Tab. 3.13: Wyniki analizy wielokryterialnej

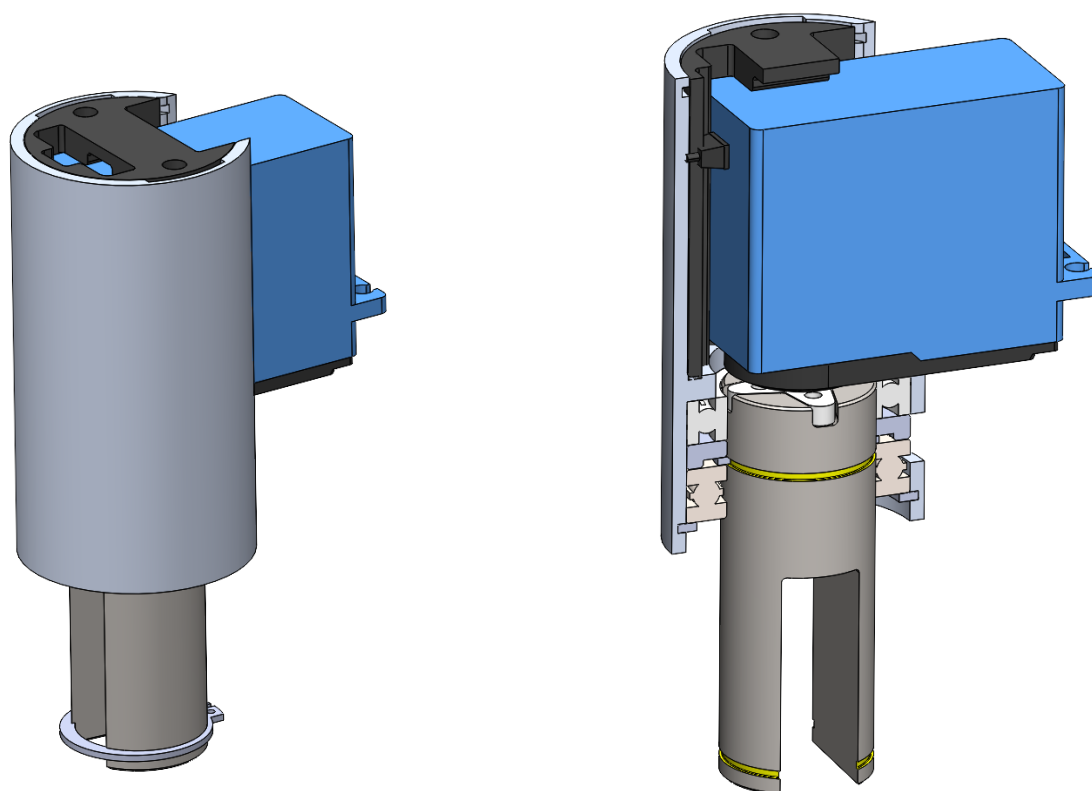
Rozwiązanie	K1	K2	K3	K4	K5	SUMA
Rozwiązanie nr 1	0,079	0,034	0,163	0,036	0,180	0,491
Rozwiązanie nr 2	0,050	0,060	0,125	0,200	0,225	0,660
Rozwiązanie nr 3	0,150	0,100	0,200	0,162	0,255	0,867

Jak można zauważyć z przeprowadzonej analizy rozwiązanie nr 3, tj. koncepcja w której wykorzystano do napędu osi skrętnej serwomechanizm modelarski, uzyskała najwyższy wynik, co oznacza, że przy przyjętych przez autora kryteriach stanowi rozwiązanie optymalne. W związku z tym podjęto decyzję, że to właśnie ta koncepcja zostanie dostosowana w taki sposób, aby była możliwa do zastosowania na docelowej platformie Phoenix III.

W procesie projektowo-konstrukcyjnym opracowano układ mechanizmu skręcania, który zaprezentowano na rys. 3.39. Wykonany układ jest kompatybilny z zaprojektowanym wcześniej ramieniem zawieszenia. W tab. 3.14 zestawiono masy poszczególnych elementów wchodzących w skład mechanizmu skręcania.

Tab. 3.14: Zestawienie mas dla układu mechanizmu skręcania

Element/Zespół	Masa [kg]
Serwomechanizm modelarski	0,200
Tuleja osi	0,114
Łożysko poprzeczne	0,049
Łożysko wzdłużne	0,063
Wałek	0,229
Sabot serwomechanizmu	0,037
Pierścień dystansowy	0,003
Pierścień osadczy wewnętrzny	0,003
Pierścień osadczy zewnętrzny	0,008
Masa pojedynczego zestawu	0,706
Masa całkowita	2,824



Rys. 3.39: Wirtualny model opracowanego układu skręcania

3.4.5. Podsumowanie

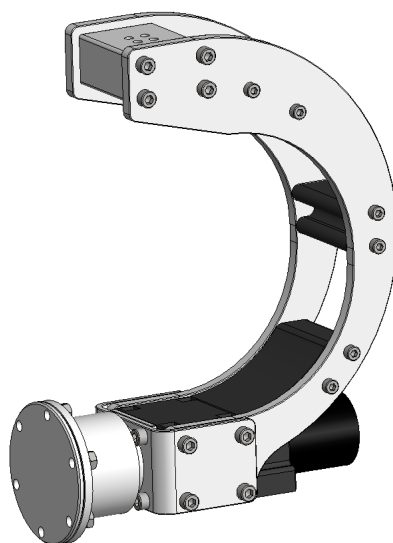
W ramach przeprowadzonego procesu optymalizacji udało się uzyskać wirtualny model układu mechanizmu skręcania, który posiada pełną funkcjonalność przy jednocześnie znacznie zredukowanej masie. Zgodnie z informacjami odczytanymi ze środowiska CAD, masa pojedynczej osi skrętnej to 0,7 kg co stanowi zaledwie 32% masy wcześniejszego projektu. Sumaryczna masa wszystkich czterech mechanizmów to około 2,8 kg.

Zaprojektowany układ jest kompatybilny z wcześniej zoptymalizowanymi elementami platformy i zaprojektowany w taki sposób żeby nie wpływać na odbiór estetyczny całej platformy, jednocześnie zapewniając możliwość montażu kolejnych elementów związanych z układem przeniesienia napędu.

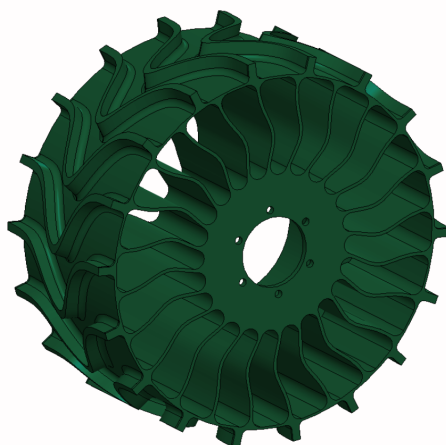
3.5. Układ przeniesienia napędu

3.5.1. Aktualna postać układu przeniesienia napędu

W przypadku omawianej mobilnej platformy eksploracyjnej, jako układ napędowy rozumiemy elementy służące do wprawienia platformy w ruch i przekazania tego ruchu na nawierzchnię po której porusza się platforma. Są to jednostka napędowa (silnik elektryczny), koło, mocowanie silnika oraz łącznik pomiędzy układem skręcania i napędowym. Poszczególne elementy układu napędowego opracowane w ramach aktualnego projektu platformy Phoenix III zaprezentowane zostały na rys. 3.40.



(a) Wirtualny model zespołu mocowania koła wraz z silnikiem BLDC



(b) Wirtualny model koła

Rys. 3.40: Wirtualny model układu przeniesienia napędu

W aktualnie opracowanym układzie przeniesienia napędu wykorzystywany jest silnik BLDC, który za pośrednictwem piasty jest połączony z kołem. W konstrukcji koła założono wykorzystanie obróbki przyrostowej do wykonania koła korzystając z termoplastycznego poliuretanu (TPU) jako tworzywa. Dobierając odpowiednią twardość TPU możliwe jest uzyskanie różnej sztywności koła. Sam silnik zamocowany jest w uchwycie połączonym z pałkami, które to z kolei łączą się z osią skrętną.

Na podstawie wirtualnych modeli CAD oszacowano masę poszczególnych elementów i zestawiono je w tab. 3.15.

Tab. 3.15: Zestawienie mas poszczególnych elementów układu napędowego

Element/zespół	Masa
Koło z piastą	1,46 kg
Napęd wraz z mocowaniem	2,12 kg
Pałak mocowania napędu	1,62 kg
Suma pojedynczego zespołu	5,20 kg
Suma dla czterech zespołów	20,80 kg

3.5.2. Definicja kryteriów

Aby umożliwić dobór elementów układu napędowego i późniejszą ocenę opracowanych rozwiązań, autor zdefiniował następujące kryteria:

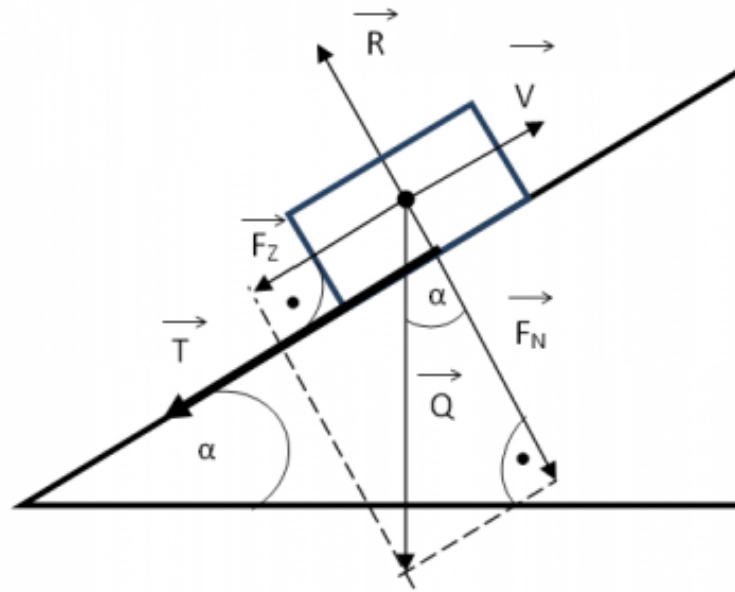
- masa pojedynczego zespołu napędowego poniżej 5,5 kg;
- możliwość podjazdu na wzniesienie o kącie pochylenia do 30°;
- niezależny napęd każdego koła;
- element łączący koło z osią skrętną musi być w stanie przenieść obciążenie 650 N.

3.5.3. Dobór silnika napędowego koła

W celu wyznaczenia wymaganej wartości momentu napędowego, który musi być generowany przez układ napędowy, przyjęto następujące założenia:

- maksymalna masa platformy - $m = 50$ kg;
- współczynnik tarcia pomiędzy nawierzchnią, a kołem - $f = 0,45$ (dla koła wykonanego z poliuretanu oraz luźnej nawierzchni szutrowej)
- średnica koła - $d_k = 0,3$ m;

Na rys. 3.41 przedstawiono schemat sił dla przypadku przyjętego do obliczeń w celu określenia wymaganego momentu obrotowego (3.6) generowanego przez układ napędowy. Na podstawie równań wyznaczono wartości sił tarcia T (3.4) oraz siły powodującej zsuwanie się platformy z wzniesienia F_z (3.3).



Rys. 3.41: Schemat sił działających na platformę

$$F_z = g \cdot m \cdot \sin(\alpha) \quad (3.3)$$

$$T = g \cdot m \cdot \cos(\alpha) * f \quad (3.4)$$

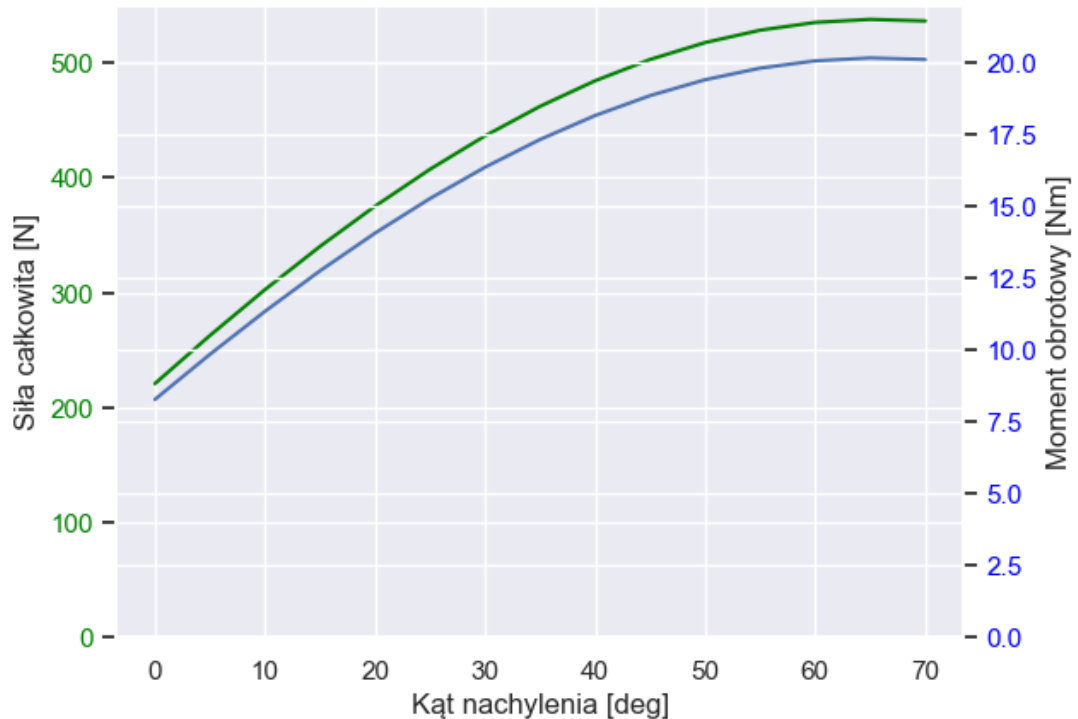
$$F_c \geq F_z + T \quad (3.5)$$

$$M = \frac{F_c \cdot r}{4} \quad (3.6)$$

gdzie:

- R - siła reakcji podłoża;
- V - prędkość poruszania się platformy;
- F_N - siła nacisku platformy na podłoże;
- Q - ciężar platformy;
- T - siła tarcia kół o podłoże;
- F_z - siła zsuwania się platformy z nachylenia;
- F_c - siła całkowita do pokonania przez platformę;
- r - promień koła;
- M - moment obrotowy na kole;
- α - kąt nachylenia wzniesienia.

Na rys. 3.42 przedstawiono wykresy prezentujące wartości siły całkowitej oraz momentu obrotowego na pojedynczym kole, w zależności od wartości kąta pochylenia pojazdu. Aby zapewnić możliwość podjazdu na wzniesienie o kącie 30° wymagany jest moment obrotowy o wartości co najmniej 16,5 Nm.



Rys. 3.42: Wykres siły całkowitej oraz wymaganego momentu obrotowego

Mając wyznaczoną wymaganą wartość momentu obrotowego na kole, przystąpiono do poszukiwania odpowiedniego silnika. W ramach doboru silnika jednym z głównych kryteriów była jak najniższa masa silnika wraz z wymaganą przekładnią. W tab. 3.16 zestawiono silniki, które wzięto pod uwagę w ramach realizowanego przeglądu.

Tab. 3.16: Zestawienie silników rozpatrywanych do napędu koła

Model	Moment obrotowy	Wymiary gabarytowe	Masa
CubeMars AK80-9 [20]	18 Nm	ϕ 89 x 38,5 mm	0,485 kg
DOGA serii 111 [27]	25 Nm	178 x 85 x 80 mm	1,25 kg
Crouzet Motors 808995XX [19]	25 Nm	ϕ 63 x 184 mm	0,92 kg

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu dostępnych na rynku silników postanowiono zastosować silniki *CubeMars* model *AK80-9* [20]. Głównym powodem wyboru tego silnika jest ich niska masa oraz kompaktowe wymiary. Jest to silnik BLDC o konstrukcji talerzowej ze zintegrowaną przekładnią planetarną o przełożeniu redukcyjnym równym 9. Na rys. 3.43 zaprezentowano wybrany typ silnika, natomiast w tab. 3.17 zestawiono jego podstawowe parametry. Dodatkowym atutem wybranego silnika jest posiadanie zintegrowanego sterownika, co powoduje, że nie ma konieczności przewidywania dodatkowej przestrzeni na sterowniki wewnątrz korpusu platformy.



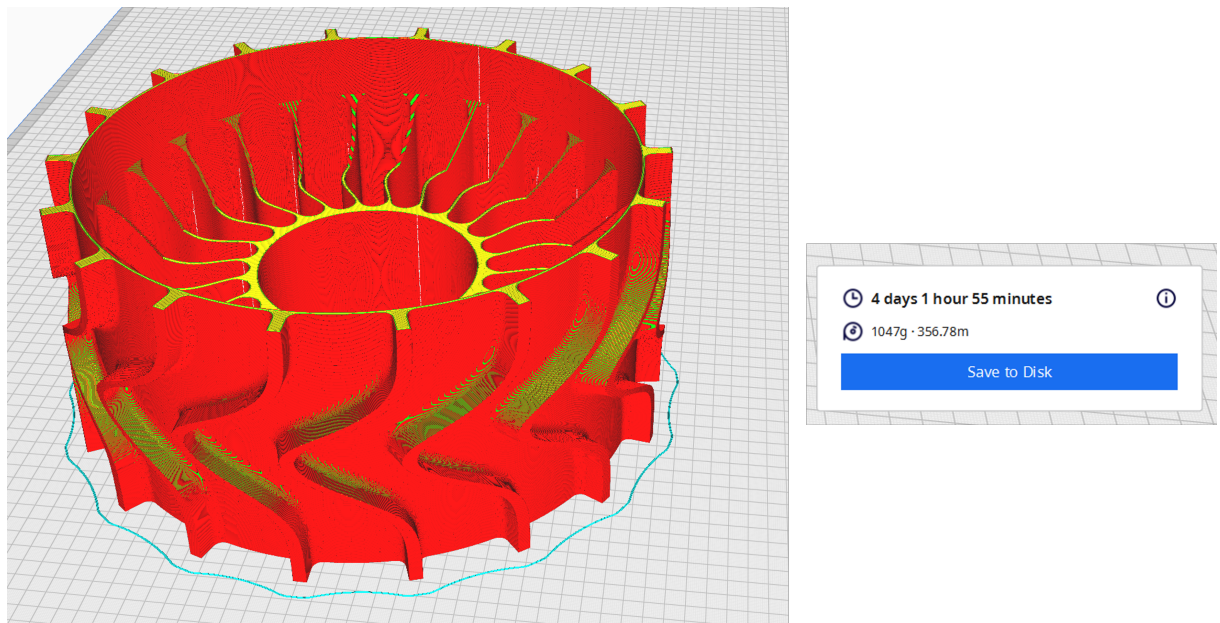
Rys. 3.43: Silnik *CubeMars AK80-9* [20]

Tab. 3.17: Parametry silnika AK80-9

Parametr	Wartość	Jednostka
Napięcie pracy	24	V
Prąd znamionowy	12	A
Prąd szczytowy	24	A
Kv	100	RPM/V
Kt	0,091	Nm/A
Prędkość maksymalna na wyjściu	245	RPM
Przełożenie	9:1	-
Moment obrotowy znamionowy	9	Nm
Moment obrotowy szczytowy	18	Nm
Średnica	98	mm
Masa	0,485	kg
Protokół komunikacji	CAN	-

3.5.4. Optymalizacja postaci konstrukcyjnej koła

Znając postać konstrukcyjną silnika możliwym było przystąpienie do przemodelowania koła. Aktualna postać koła zakłada jego wykonanie jako pojedynczy element drukowany z TPU (termoplastyczny poliuretan). Podejście to ma jedną zasadniczą wadę, a mianowicie w momencie uszkodzenia fragmentu koła, konieczna jest wymiana całego elementu. Ze względu na zastosowane tworzywo, wykonanie koła zajmuje sporo czasu, na rys. 3.44 zaprezentowano informacje z oprogramowania do wygenerowania kodu na drukarkę 3D z widocznym czasem procesu (97 godzin 55 minut) oraz ilością zużytego materiału (1,07 kg).

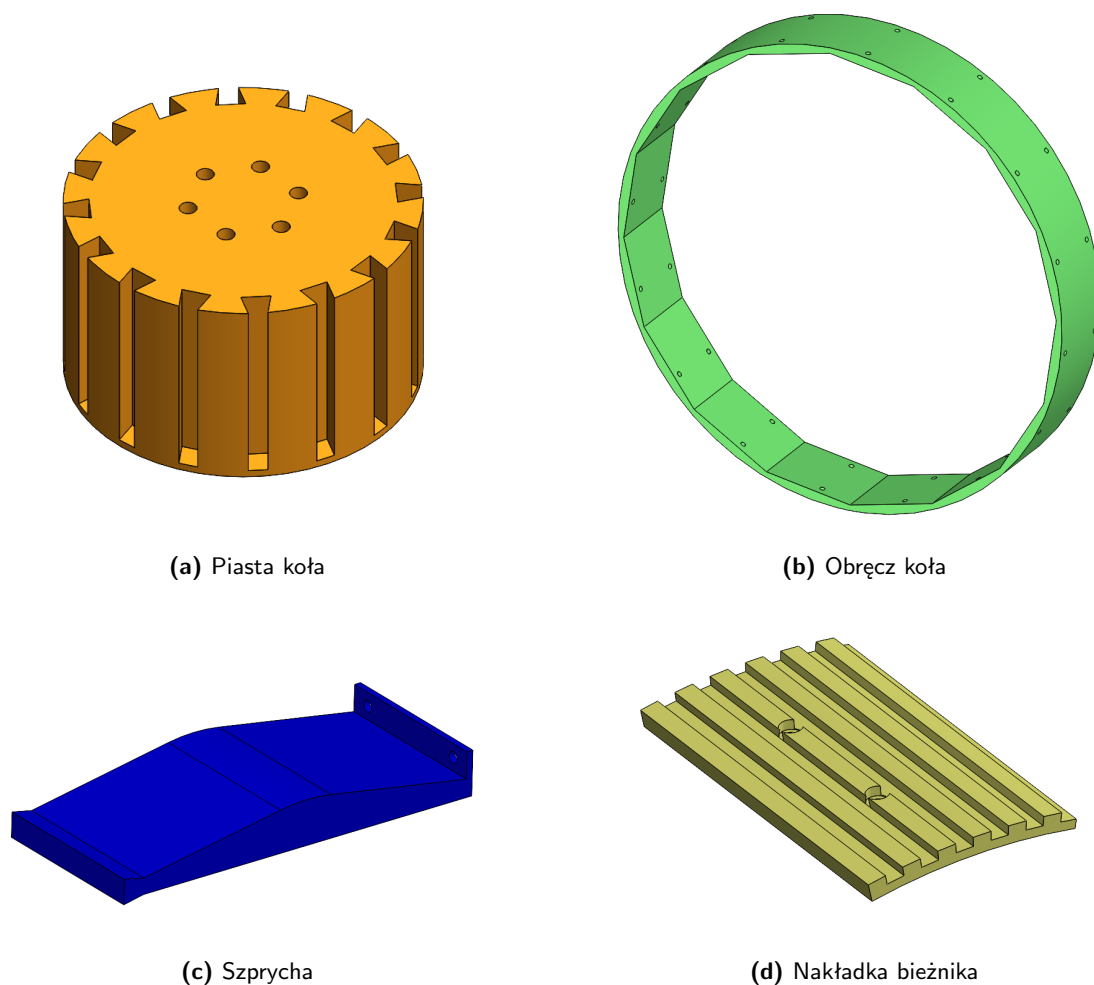


Rys. 3.44: Model przygotowany do druku 3D

W związku z tym, postanowiono zaprojektować koło, które będzie optymalne pod względem wytwarzania i pozwoli na szybsze i prostsze wytwarzanie elementów zamiennych. W celu osiągnięcia tego, autor postanowił podzielić koło na elementy składowe i wykonać je jako pojedyncze elementy. Podejście to powinno zapewnić możliwość wymiany pojedynczego elementu koła w przypadku uszkodzenia, jak również wytwarzanie mniejszych elementów również jest szybsze i prostsze w porównaniu z pojedynczym dużym elementem.

Tak więc postanowiono podzielić koło na następujące elementy, których postacie konstrukcyjne zaprezentowano na rys. 3.45:

- piasta koła;
- obręcz;
- szprycha;
- nakładka bieźnika.

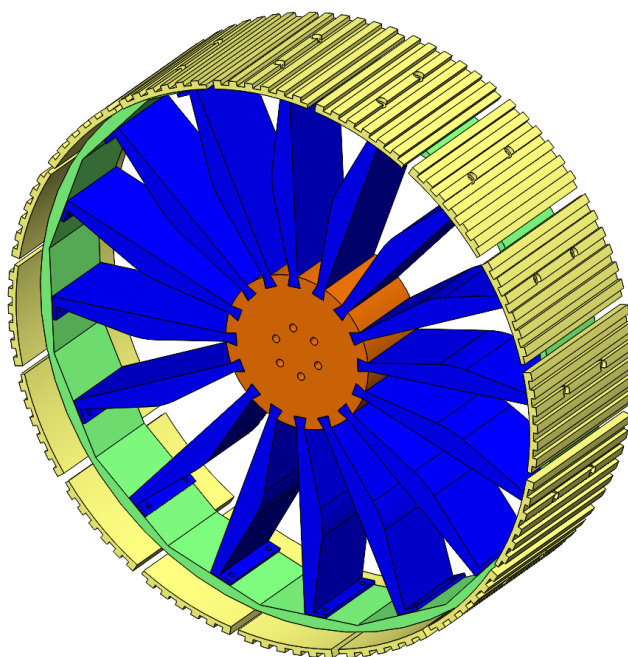


Rys. 3.45: Wirtualne modele opracowanych elementów koła

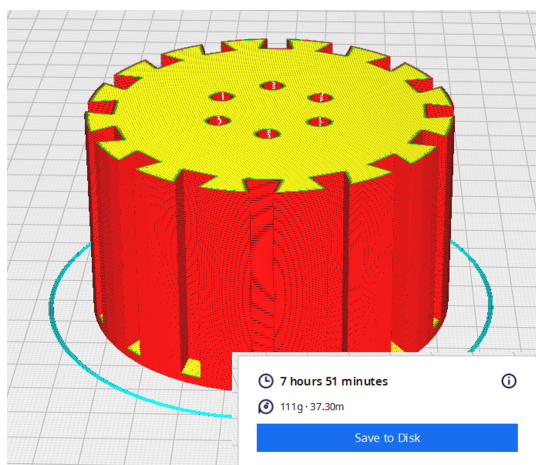
Na rys. 3.46 przedstawiono kompletny model koła, oraz tak jak w przypadku oryginalnego modelu koła dokonano wyliczeń czasu wytwarzania pojedynczego koła oraz oszacowano jego masę. Tak jak w przypadku poprzedniego modelu, postanowiono zastosować wytwarzanie przyrostowe do wykonania poszczególnych elementów. W tab. 3.18 zestawiono informacje dotyczące procesu wytwarzania koła. Na rys. 3.47 natomiast przedstawiono zrzuty ekranu z oprogramowania, w którym przygotowywano pliki wsadowe dla procesu wytwarzania poszczególnych elementów.

Tab. 3.18: Zestawienie czasów i ilości zużytego materiału potrzebnych do wyprodukowania jednego koła

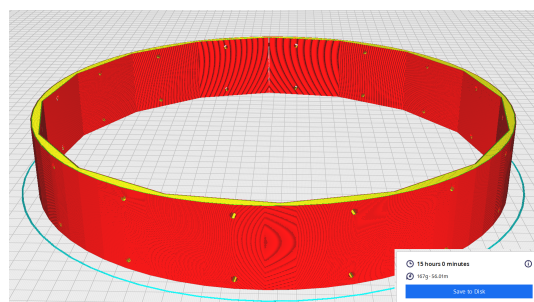
Element	L. Szt.	Tworzywo	Czas 1 szt.	Czas całkowity	Użyty materiał
Piasta	1	PLA	7 h 51 min	7 h 51 min	0,111 kg
Obręcz	1	PLA	15 h	15 h	0,167 kg
Szprycha	16	TPU	78 min	20 h 48 min	0,523 kg
Nakładka bieźnika	16	TPU	151 min	40 h 16 min	0,271 kg
RAZEM				83 h 55 min	1,072 kg



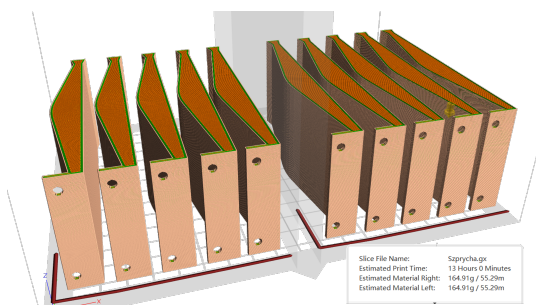
Rys. 3.46: Wirtualny model opracowanego koła



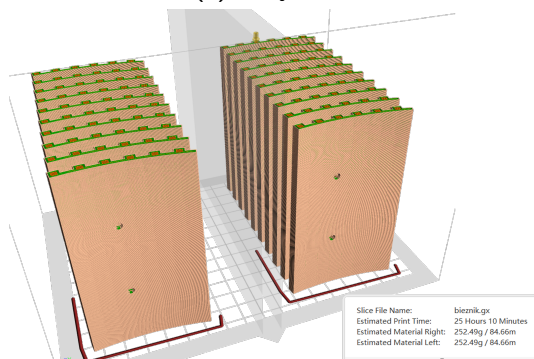
(a) Piasta koła



(b) Obręcz koła



(c) Szprycha



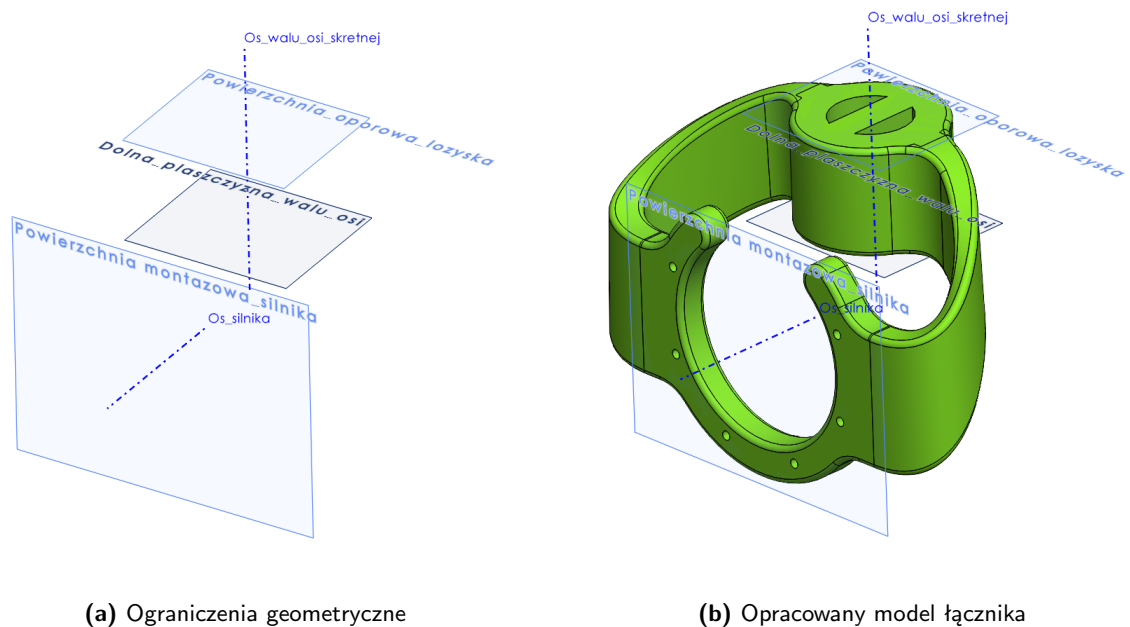
(d) Nakładka bieżnika

Rys. 3.47: Modele poszczególnych elementów koła widoczne w oprogramowaniu do przygotowania wydruku

Jak można zauważyć opracowana postać konstrukcyjna koła umożliwia nieznacznie szybsze wykonanie elementów a przy okazji wykonane elementy są lżejsze. Koło zgodne z oryginalnym projektem wraz z piastą ważyło 1,46 kg natomiast nowe koło jest o około 27% lżejsze i waży 1,07 kg. Największą zaletą funkcjonalną opracowanego koła jest jego modułarna budowa, co pozwala w znacznie większym zakresie modyfikować sztywność koła i dostosowywać je do warunków występujących w trakcie zawodów.

3.5.5. Opracowanie łącznika koła z osią skrętną

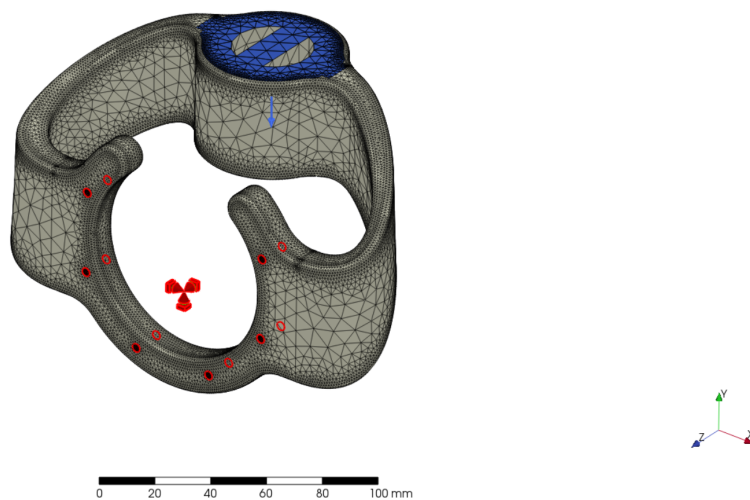
Znając postać konstrukcyjną silnika oraz wału wyjściowego osi skrętnej, przystąpiono do procesu modelowania elementu łączącego zespół koła z osią skrętną. Zgodnie z wymaganiami element ten musi być w stanie przenieść obciążenie co najmniej 650 N, jednocześnie autor starał się zachować spójną formę z pozostałymi elementami platformy. Na rys. 3.48a przedstawiono ograniczenia geometryczne przyjęte do modelowania łącznika, a na rys. 3.48b opracowaną postać konstrukcyjną łącznika.



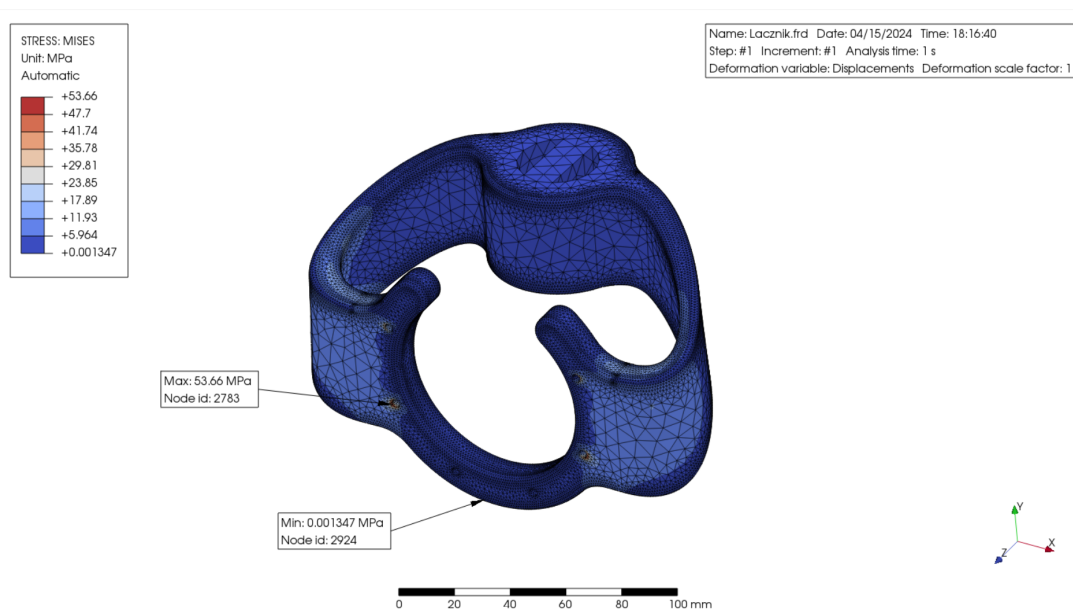
Rys. 3.48: Procedura projektowania łącznika koła

W następnej kolejności postanowiono zweryfikować czy opracowana postać konstrukcyjna łącznika będzie w stanie przenieść wymagane obciążenie zachowując odpowiednią sztywność. W tym celu posłużono się analizą MES w środowisku PrePoMax, której wyniki zaprezentowano na rys. 3.50 oraz 3.51, natomiast uzyskane wyniki zestawiono w tab. 3.19. Dodatkowo na rys. 3.49 przedstawiono model dyskretny, którego użyto w analizie. W ramach prowadzonej analizy jako tworzywo elementu przypisano ABS, natomiast obciążenie było zgodne z kierunkiem i zwrotem reakcji podłoża.

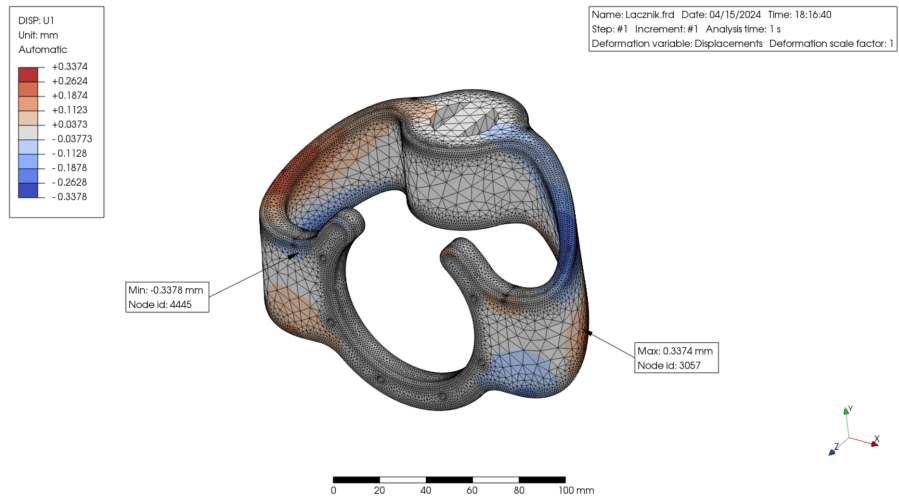
Jak można zauważyć opracowany model łącznika spełnia kryteria wytrzymałościowe i może być zastosowany w projekcie układu napędowego.



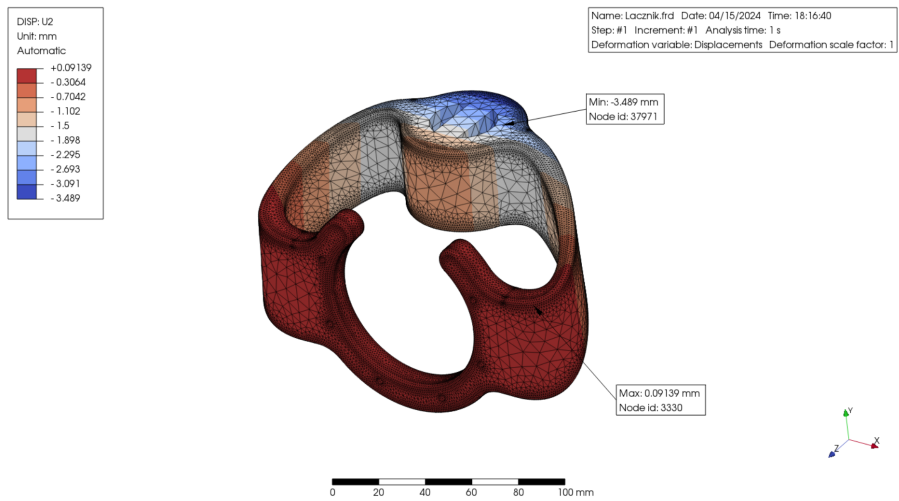
Rys. 3.49: Model dyskretny z nadanymi warunkami brzegowymi: umocowanie - kolor czerwony, obciążenie - kolor niebieski



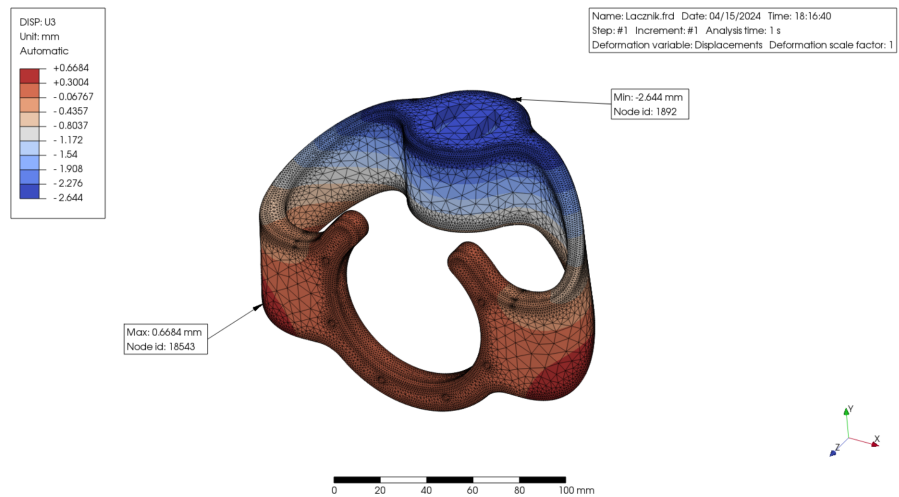
Rys. 3.50: Wyniki naprężeń zredukowanych według Hubera-Misesa



(a) Wyniki dla przemieszczeń w kierunku X



(b) Wyniki dla przemieszczeń w kierunku Y



(c) Wyniki dla przemieszczeń w kierunku Z

Rys. 3.51: Wyniki analizy MES dla łącznika koła - przemieszczenia

Tab. 3.19: Zestawienie wyników analizy MES dla modelu łącznika koła

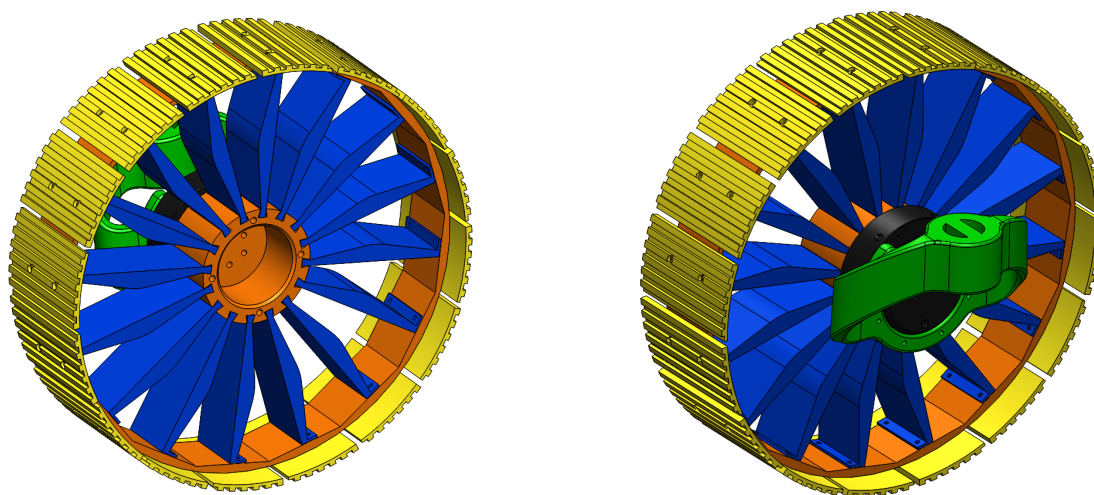
Parametr	Wartość
Średnie naprężenia zredukowane wg Hubera-Misesa	8,50 MPa
Przemieszczenie w kierunku X	0,3374 mm
Przemieszczenie w kierunku Y	-3,489 mm
Przemieszczenie w kierunku Z	-2,644 mm
Przemieszczenie uogólnione URES	4,336 mm

3.5.6. Podsumowanie

W ramach opisanego procesu udało się opracować wirtualny model układu przeniesienia napędu. Na rys. 3.52 zaprezentowano kompletny zespół, natomiast w tab. 3.20 zestawiono masy poszczególnych elementów. Jak można zauważyć opracowany układ waży 7,124 kg co jest o około 65% mniej od pierwotnego projektu, którego masa całkowita wynosiła 20,80 kg.

Tab. 3.20: Zestawienie mas dla układu przeniesienia napędu

Element/Zespół	Masa [kg]
Koło	1,072
Mocowanie silnika	0,224
Silnik	0,485
Suma dla jednego zestawu	1,781
Masa całkowita	7,124

**Rys. 3.52:** Postać konstrukcyjna opracowanego układu przeniesienia napędu

Rozdział 4

Analiza porównawcza konstrukcji platformy Phoenix III

Po zakończeniu procesu optymalizacji poszczególnych podzespołów platformy jezdnej Phoenix III, postanowiono przeprowadzić analizę porównawczą z pierwotnie opracowaną konstrukcją. Porównanie to ma na celu określenie na ile proces optymalizacji wpłynął na funkcjonalność opracowanego rozwiązania i określić potencjalne korzyści w trakcie udziału w zawodach z serii Rover Challenge. W ramach przeprowadzonej analizy w pierwszej kolejności porównane zostaną poszczególne podzespoły platformy, a następnie porównana zostanie platforma jezdna jako całość.

4.1. Korpus

Pierwszym optymalizowanym podzespołem był korpus. Postać konstrukcyjna tego zespołu w istotny sposób wpływa na to w jaki sposób będą wyglądały pozostałe podzespoły. Na rys. 4.1a zaprezentowano postać wirtualnego modelu zgodnego z pierwotnym projektem korpusu, natomiast na rys. 4.1b przedstawiono postać konstrukcyjną korpusu po optymalizacji.

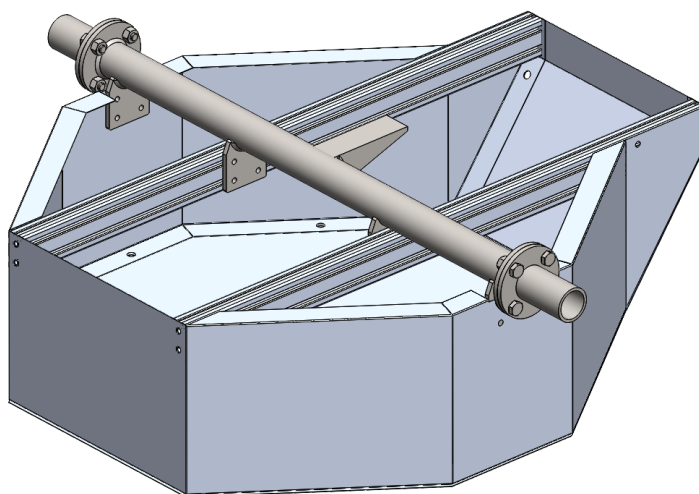
Jak można zauważyć oba modele różnią się znacząco zarówno pod kątem formy jak również zastosowanych materiałów. Oryginalna konstrukcja bazuje na układzie ramowym wykonanym z aluminiowych profili ekstrudowanych. Pozwala to na proste łączenie elementów ze sobą i uzyskanie tym sposobem struktury przestrzennej. W celu zamknięcia przestrzeni korpusu zastosowano arkusze blachy aluminiowej.

Zoptymalizowany korpus wykonany jest z kompozytu epoksydowo-węglowego oraz polimeru termoplastycznego polilaktydu. Zastosowane materiały umożliwiły opracowanie korpusu w postaci struktury samonośnej składającego się z trzech elementów głównych. Rozwiązanie to znacząco przyspiesza proces składania platformy, co jest dość istotne w warunkach zawodów, gdzie zaoszczędzony czas można wykorzystać np. na dodatkowe testy systemów łazika.

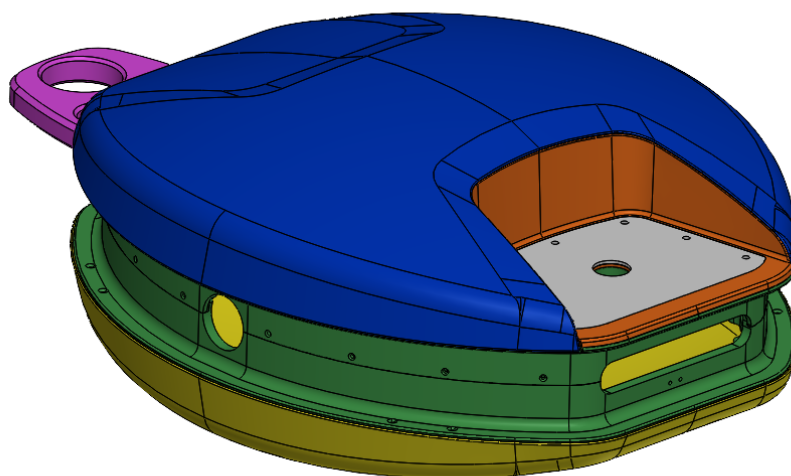
Natomiast głównym celem przeprowadzonej optymalizacji było zredukowanie masy korpusu. W pierwotnym projekcie szacowana masa korpusu miałaby wynosić 6,5 kg, natomiast według wirtualnego modelu, optymalizowany korpus powinien ważyć 5,0 kg. Na rys. 4.2 przedstawiono fizycznie wykonane elementy, których sumaryczna masa wyniosła 4,3 kg.

Mniejsza masa fizycznych elementów związana jest z zastosowaniem kompozytu o strukturze sandwich, tj. strukturę w ramach której wierzchnia i spodnia warstwa elementu jest wykonana z

laminatu węglowego, natomiast pomiędzy warstwami znajduje się wypełnienie w postaci maty wypełniającej, co nie było w pełni możliwe do zamodelowania (w kontekście przypisania odpowiednich cech materiałowych).



(a) Wirtualny model pierwotnej koncepcji korpusu



(b) Wirtualny model zoptymalizowanego korpusu

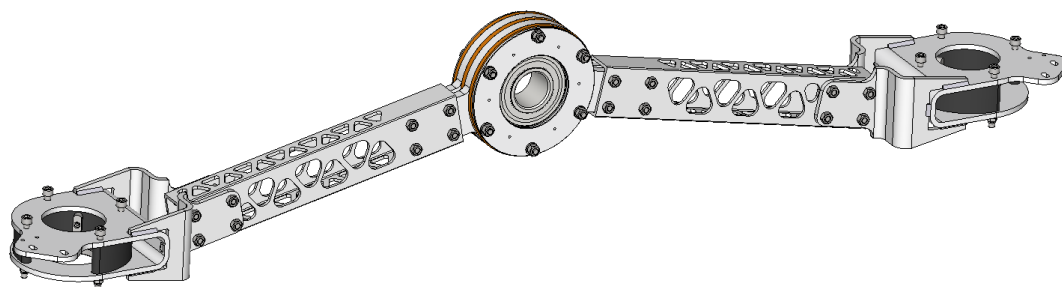
Rys. 4.1: Porównanie wirtualnych modeli korpusu łazika Phoenix III



Rys. 4.2: Fizycznie wykonane elementy korpusu

4.2. Układ zawieszenia

Drugim optymalizowanym układem był układ zawieszenia, który składa się z ramion typu *rocker*. W celu zapewnienia poprawnego działania układu konieczne jest osadzenie ramion w sposób obrotowy z korpusem. Na rys. 4.3a zaprezentowano pierwotną postać ramienia zawieszenia, natomiast rys. 4.3b przedstawia zoptymalizowane ramię.



(a) Wirtualny model ramienia zawieszenia według pierwotnego projektu



(b) Postać konstrukcyjna zoptymalizowanego ramienia zawieszenia

Rys. 4.3: Porównanie wirtualnych modeli ramienia zawieszenia

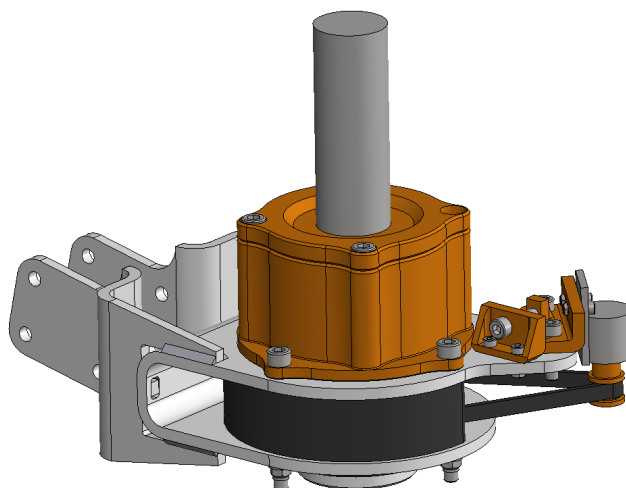
Jak można zauważyć w przypadku ramienia zawieszenia nie mamy do czynienia z tak znaczną zmianą postaci konstrukcyjnej, jak w przypadku korpusu. Natomiast decyzja o zastosowaniu kompozytu do wykonania ramienia umożliwiła zredukowanie liczby elementów tworzących zespół ramienia, jednocześnie znacząco obniżając masę podukładu. W przypadku pierwotnej koncepcji ramienia zawieszenia szacowana waga miała wynosić 5,20 kg. Dla zoptymalizowanej postaci ramienia szacowana masa wynosi 1,48 kg. Na rys. 4.4 zaprezentowano fizycznie wykonane elementy, których faktyczna waga wyniosła 1,20 kg. Tutaj ponownie różnice w masie pomiędzy elementami fizycznymi i wirtualnymi związana jest z możliwościami przypisania wirtualnemu modelowi dokładnych cech materiałowych.



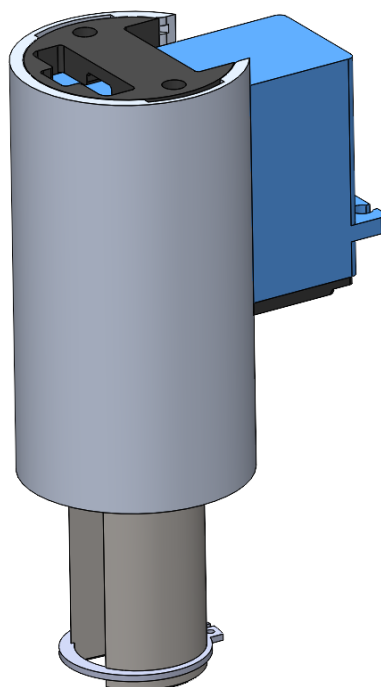
Rys. 4.4: Fizycznie wykonane elementy ramion zawieszenia

4.3. Układ skręcania

Kolejnym układem do porównania jest układ skręcania. Na rys. 4.5a przedstawiono wirtualny model pierwotnie opracowanego układu osi skrętnej, natomiast na rys. 4.5b zaprezentowano zoptymalizowaną postać konstrukcyjną układu.



(a) Wirtualny model oryginalnego projektu osi skrętnej



(b) Postać konstrukcyjna zoptymalizowanego układu skręcania

Rys. 4.5: Porównanie koncepcji układu skręcania

Z porównanie obu układów skręcania od razu można zauważyć, że zoptymalizowana wersja jest znacząco bardziej kompaktowa i posiada zdecydowanie mniej elementów. Jest to nie bez znaczenia w kontekście udziału łożyska w zawodach. Zmniejszona liczba elementów poszczególnych układów zwiększa ich niezawodność oraz zmniejsza koszt zapewnienia odpowiedniej liczby elementów zamiennych. Tak jak w przypadku poprzednich podukładów tutaj również wykonano fizyczny prototyp układu w celu weryfikacji jego funkcjonalności. Na rys. 4.6 zaprezentowano złożenie układu skręcania. Z przeprowadzonych testów wynika, że opracowany układ spełnia wszystkie opisane stawiane w rozdziale 3.4. W przypadku układu skręcania pierwotny projekt zakładał układ o masie 2,17 kg, natomiast zarówno w przypadku pojedynczego modelu wirtualnego jak i fizycznego prototypu masa zoptymalizowanego układu wyniosła 0,7 kg.



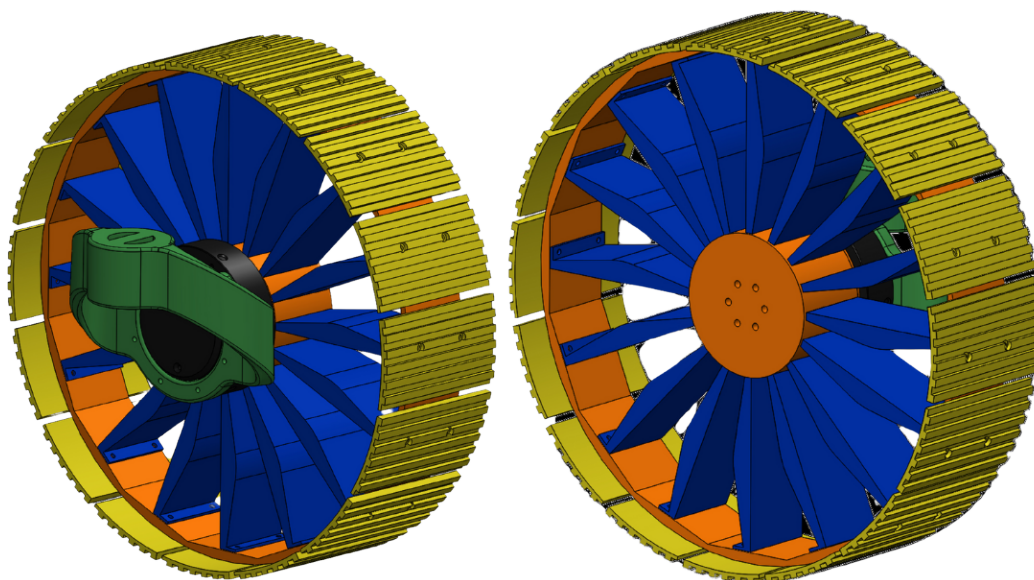
Rys. 4.6: Fizycznie wykonany prototyp układu skręcania

4.4. Układ napędowy

Ostatnim optymalizowanym układem był układ napędowy, który składał się z koła, jednostki napędowej oraz łącznika z układem skręcania. Na rys. 4.7a zaprezentowano pierwotną koncepcję układu napędowego, natomiast rys. 4.7b przedstawia układ po procesie optymalizacji.



(a) Wirtualny model oryginalnej koncepcji układu



(b) Zoptymalizowany układ napędowy

Rys. 4.7: Porównanie wirtualnych modeli układu napędowego

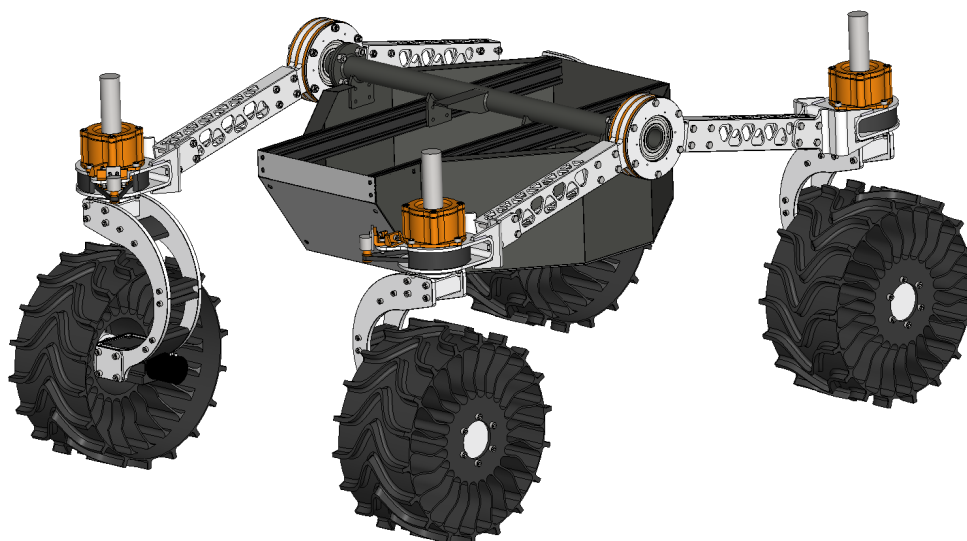
Główna różnica pomiędzy prezentowanymi modelami układów napędowych wynika z zastosowanego silnika, co narzuciło sposób montażu pozostałych elementów. Dodatkowo zrezygnowano z koła wykonanego jako pojedynczy element na rzecz rozwiązania modułowego. Rys. 4.8 przedstawia fizycznie wykonany prototyp koła zgodnie z opracowanym projektem. W wyniku procesu optymalizacji udało się zmniejszyć masę pojedynczego zestawu napędowego z 5,20 kg, w pierwotnym projekcie, do 1,78 kg dla wersji zoptymalizowanej. Waga fizycznego prototypu wyniosła 1,64 kg. różnica w wadze pomiędzy wirtualnym i rzeczywistym modelem wynika głównie z trudności z dokładnym oszacowaniem masy elementów wykonanych w technologii FDM.



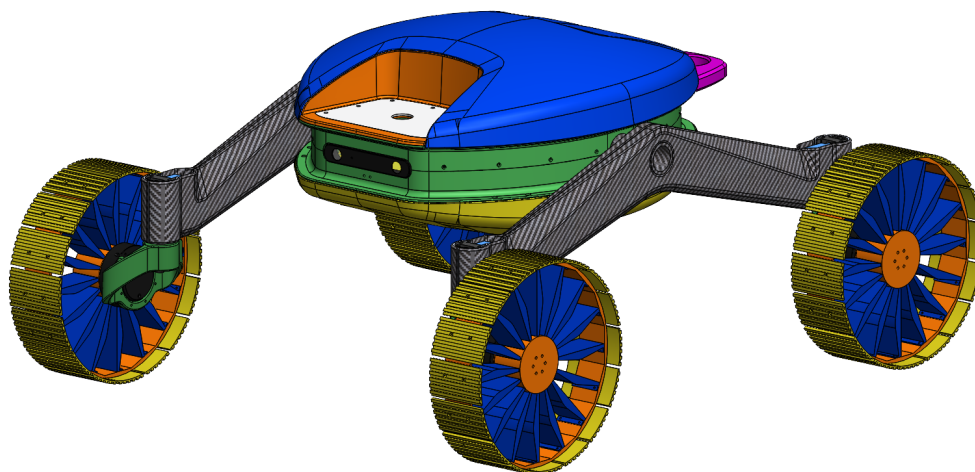
Rys. 4.8: Fizycznie wykonany prototyp układu napędowego

4.5. Porównanie całości

Po omówieniu poszczególnych układów mobilnej platformy Phoenix III, autor opracował model złożeniowy całego układu jezdnego, w celu uzyskania informacji jak prezentuje się całość oraz czy nie ma jakichś problemów lub kolizji pomiędzy poszczególnymi układami. Na rys. 4.9 przedstawiono platformę Phoenix III według pierwotnego projektu, natomiast rys. 4.10 ilustruje wirtualny model dla zoptymalizowanej platformy.



Rys. 4.9: Wirtualny model platformy Phoenix III według pierwotnego projektu



Rys. 4.10: Wirtualny model platformy Phoenix III po optymalizacji

Jak można zauważyć, oba projekty platformy Phoenix III znacząco różnią się między sobą, głównie pod kątem formy. Zoptymalizowana wersja łożnika, w opinii autora, odznacza się znacznie bardziej nowoczesnym designem i znacząco różni się od łożników konkurencyjnych zespołów (rys. 2.8 czy rys. 2.15).

Poza niespotykanym wyglądem, uzyskana w ramach optymalizacji postać konstrukcyjna, cechuje się niezwykle niską wagą, wynoszącą według modelu wirtualnego około 18 kg. Dla porównania pierwotna wersja łożnika Phoenix III miała ważyć około 46 kg. Szczegółowe zestawienie mas poszczególnych podzespołów i kompletnej platformy dla obu wersji łożnika zestawiono w tab. 4.1.

Szacowany zysk w ramach zawodów związany z zredukowaną masą łożnika, będzie stanowił istotny element strategii dla zespołu. Dla przykładu w przypadku Kanadyjskiej rundy zawodów, zespół może liczyć na około 30% dodatkowych punktów wyzyskanych w ramach konkurencji, z faktu masy o ponad 30 kg niższej niż regulaminowa waga łożnika [13].

Tab. 4.1: Zestawienie mas dla obu projektów platformy Phoenix III

Układ	Oryginalny projekt	Projekt po optymalizacji	Różnica
Korpus	6,50 kg	5,00 kg	1,50 kg (-23%)
Układ zawieszenia	10,40 kg (2 × 5,20)	2,96 kg (2 × 1,48)	7,44 kg (-71%)
Układ skręcania	8,68 kg (4 × 2,17)	2,80 kg (4 × 0,70)	5,88 kg (-67%)
Układ napędowy	20,80 kg (4 × 5,20)	7,12 kg (4 × 1,78)	13,68 kg (-65%)
RAZEM	46,38 kg	17,88 kg	28,50 kg (-61%)

Rozdział 5

Porównanie cech funkcjonalnych i użytkowych modeli platform mobilnych

Przewidywanymi konsekwencjami dokonanych zmian optymalizacyjnych konstrukcji mobilnej platformy eksploracyjnej są zmiany jej cech funkcjonalnych i użytkowych. Zgodnie z intencją autora celem prowadzonych badań nad optymalizacją była nie tylko optymalizacja cech konstrukcyjnych, ale również cech funkcjonalnych mobilnej platformy eksploracyjnej. Aby dokonać weryfikacji uzyskanych cech funkcjonalnych i użytkowych, wyselekcjonowano poniższe cechy do porównania. Wyselekcjonowane cechy są wynikiem analiz regulaminów zawodów w których ma brać udział zaprojektowana platforma. Wyselekcjonowanymi cechami są:

- **stabilność** – definiowana jako położenie środka ciężkości platformy jezdnej. Pokonując nierówny teren jednym z kluczowych aspektów jest zapewnienie stabilności w trakcie przejazdu przez przeszkody. Jednym z parametrów pomagających określić stabilność jest położenie środka ciężkości. Wraz z obniżeniem się środka ciężkości, zmniejsza się ryzyko utraty stabilności platformy, przy zapewnieniu, że punkt ten znajduje się jak najbliżej miejsca przecięcia płaszczyzn wzdłużnej i poprzecznej łazika. Na poprawę stabilności wpływa również rozstaw wzdłużny i poprzeczny kół. Zwiększony rozstaw powoduje, że naciski generowane przez platformę nie są skupione na niewielkim obszarze powierzchni, co zmniejsza ryzyko zakopania się w osypującej się nawierzchni. Dodatkowo mniejsza masa platformy również ma wpływ na zjawisko zakopywania się kół w trakcie jazdy.
- **poziom drgań** – w trakcie pokonywania nierówności terenu platforma będzie wprawiana w drgania, które mają negatywny wpływ na jej funkcjonowanie. Przede wszystkim wraz ze wzrostem poziomu drgań na platformie zwiększa się ryzyko uszkodzenia komponentów elektroniki zainstalowanych wewnątrz łazika. Generowane drgania mogą prowadzić do uszkodzeń zmęczeniowych połączeń lutowanych jak również powodować rozłączanie się wtyczek w trakcie jazdy [11, 42]. W związku z czym zmniejszony poziom generowanych drgań powinien zmniejszyć ryzyko wystąpienia awarii układów elektroniki. Dodatkowo zmniejszony poziom drgań na platformie ma pozytywny wpływ na aspekty związane ze sterowaniem. Zarówno w przypadku sterowania operatorskiego jak również autonomicznego obraz z kamer odgrywa kluczową rolę.

Kamery, które montowane są na platformie nie posiadają specjalnych systemów stabilizacji obrazu w związku z czym zmniejszenie drgań generowanych przez platformę w trakcie przejazdu, przełoży się na większą stabilność obrazu uchwyconego przez kamery, a tym samym poprawi to komfort pracy operatora oraz poprawi działanie systemów autonomicznych, np. tych odpowiedzialnych za rozpoznawanie znaczników QR [5, 13, 34].

- **właściwości eksploatacyjne** – udział łożnika w zawodach klasy Rover Challenge wymaga dostarczenia platformy na miejsce, gdzie będą realizowane poszczególne zadania konkursowe. Proces ten wiąże się z częstą koniecznością demontażu i montażu platformy. Wraz ze zmniejszeniem liczby komponentów wymagających zmontowania w warunkach zawodów znacząco poprawia to właściwości eksploatacyjne. Ograniczenie liczby połączeń śrubowych przyspiesza proces montażu i demontażu, co pozwala zespołowi na zaoszczędzenie czasu i wykorzystanie go na dodatkowe testy przed samą konkurencją. Zmniejszenie liczby oraz masy poszczególnych elementów przekłada się dodatkowo na aspekt ekonomiczny związany z udziałem platformy w zawodach. Ze względu na lokalizacje zawodów (Kanada, Turcja, USA, itp.) każdorazowy udział wymaga wysłania platformy za pośrednictwem firm kurierskich. Możliwość spakowania platformy w mniejszej objętości, przy jednoczesnej zmniejszonej masie pozwala na ograniczenie kosztów wysyłki, co stanowi również istotny aspekt eksploatacyjny platformy.

Ze względu na brak fizycznego prototypu platformy Phoenix wykonanego zgodnie z pierwotnym projektem, nie było możliwym zweryfikowanie wymienionych cech bezpośrednio. W związku z tym autor zdecydował się na przeprowadzenie analizy porównawczej bazując na wirtualnych modelach obu platform.

5.1. Analiza stabilności

W celu porównanie stabilności obu wirtualnych modeli, ze środowiska CAD odczytano położenie środka ciężkości. Jako płaszczyzny bazowe, autor przyjął: płaszczyznę symetrii wzdłużnej łożnika, płaszczyznę prostopadłą do wcześniejszej płaszczyzny pokrywającą się z osią obrotu zawieszenia oraz płaszczyznę wyznaczaną przez podłoże.

Dla obu modeli odczytano współrzędne środka ciężkości oraz odczytano rozstaw wzdłużny i poprzeczny kół platformy. Na podstawie tych danych wyznaczono wartości maksymalnych kątów wychylenia platformy. Po przekroczeniu tych wartości łożnik utraci stabilność. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 5.2 dla pierwotnego modelu łożnika oraz na rys. 5.3 dla łożnika po optymalizacji. Dodatkowo w tab. 5.1 zestawiono uzyskane wyniki. W tab. 5.1 wprowadzono dodatkowy parametr związany z naciskiem powierzchniowym generowanym przez platformę. Wartość nacisku wyznaczono na podstawie równania (5.1).

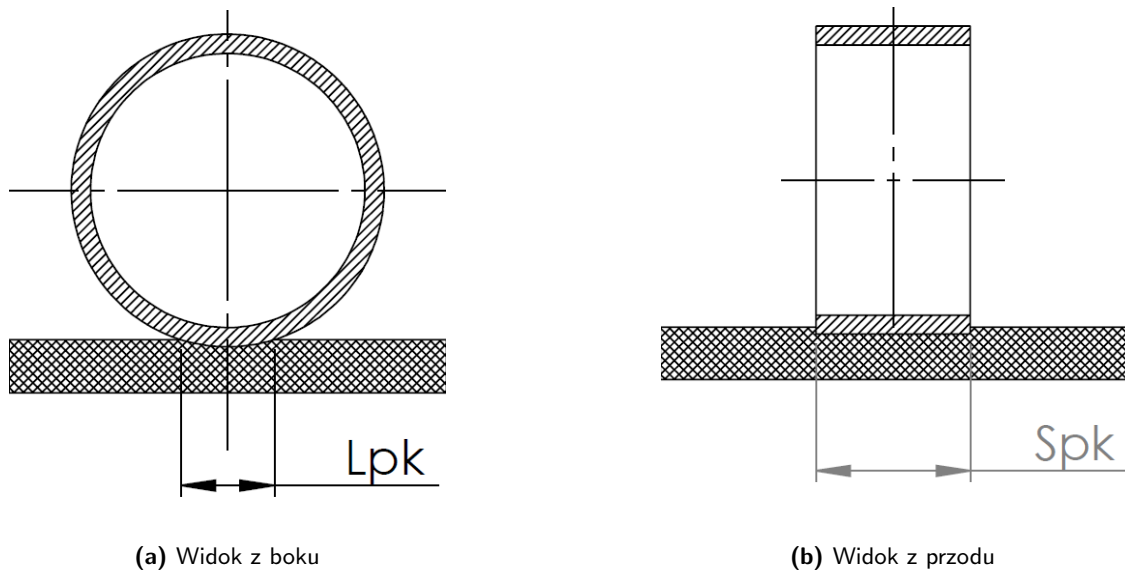
$$P = \frac{M}{4 \cdot (L_{pk} \cdot S_{pk})} \quad (5.1)$$

gdzie:

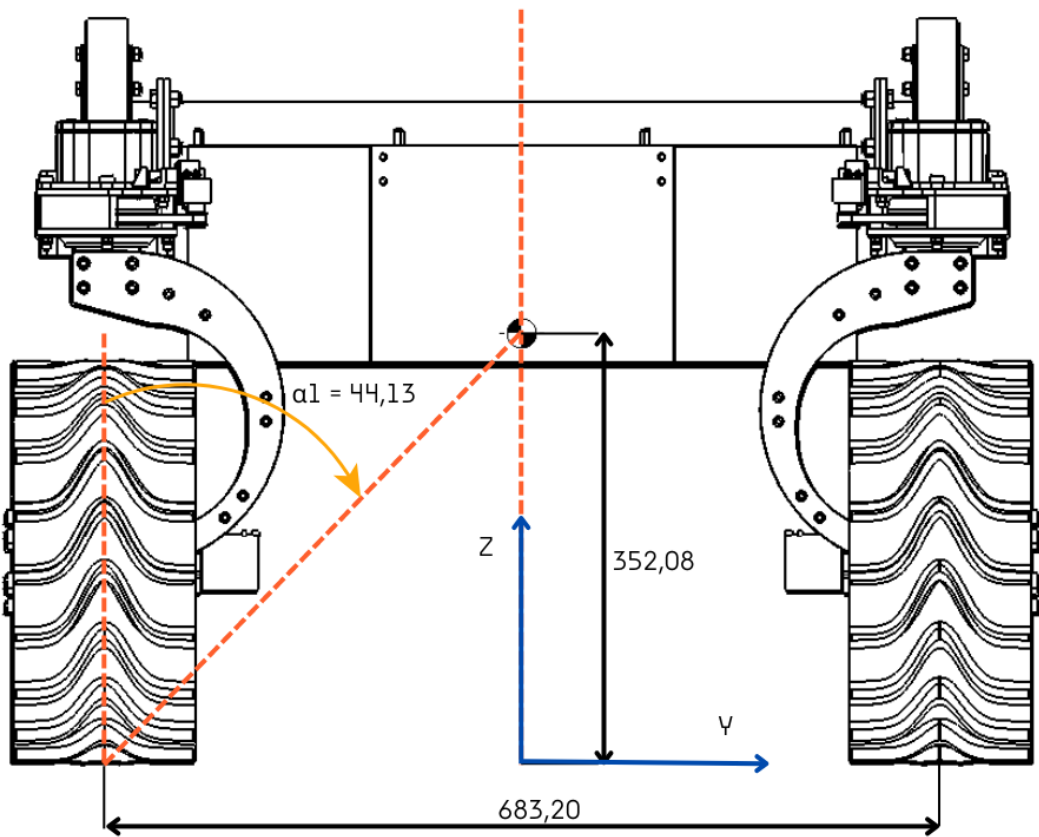
- P - nacisk powierzchniowy [kg/m^2];
- M - masa łazika [kg] (46,38 kg dla pierwotnego modelu oraz 17,88 kg dla modelu po optymalizacji);
- L_{pk} - rozstaw wzdłużny kół [m];
- S_{pk} - rozstaw poprzeczny kół [m].

W celu uzyskania wartości pola powierzchni na jakie oddziałuje platforma, autor założył, że każde z kół w trakcie jazdy zagłębia się na 3 mm w nawierzchni. Powoduje to, że pole nacisku można przyjąć jako prostokąt o wymiarach boków odpowiadających szerokości koła (S_{pk}) oraz długości wynikającej z zagłębienia się koła (L_{pk}), rys. 5.1.

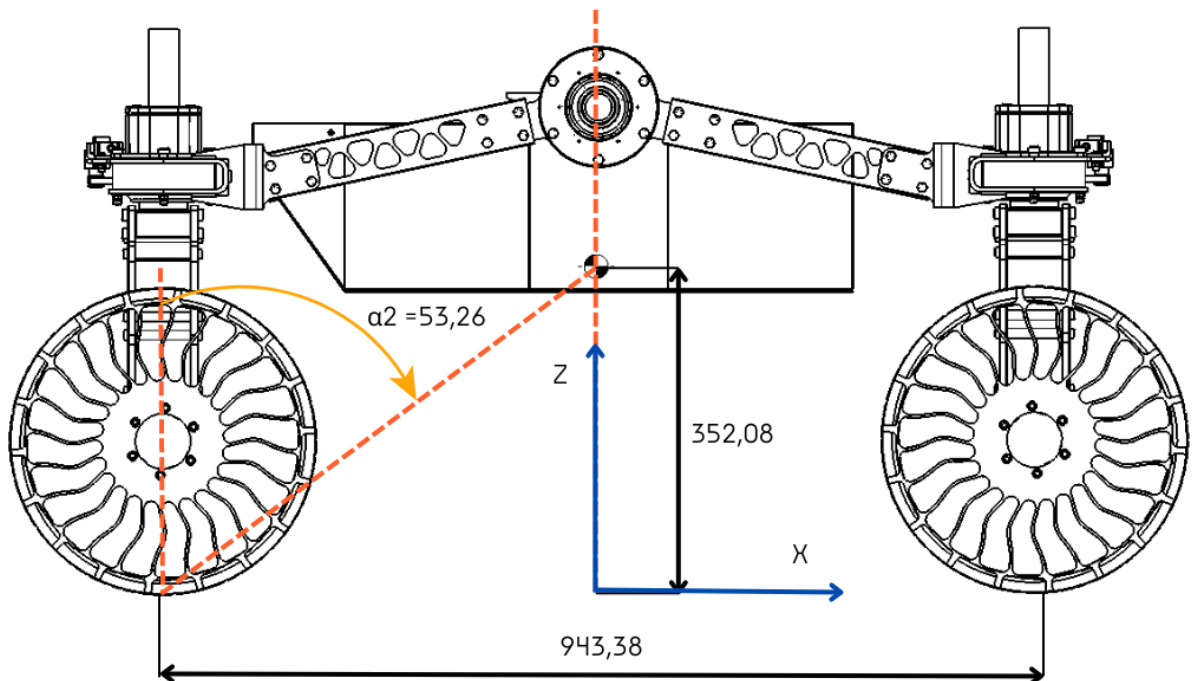
Dla pierwotnego modelu platformy uzyskano następujące wartości: $S_{pk} = 150$ mm oraz $L_{pk} = 59,70$ mm przy średnicy koła $d = 300$ mm. Natomiast w przypadku modelu platformy po optymalizacji uzyskano następujące wartości $S_{pk} = 125$ mm oraz $L_{pk} = 59,70$ mm przy średnicy koła $d = 300$ mm.



Rys. 5.1: Rysunek poglądowy dla parametrów przyjętych do wyznaczania wartości nacisku powierzchniowego

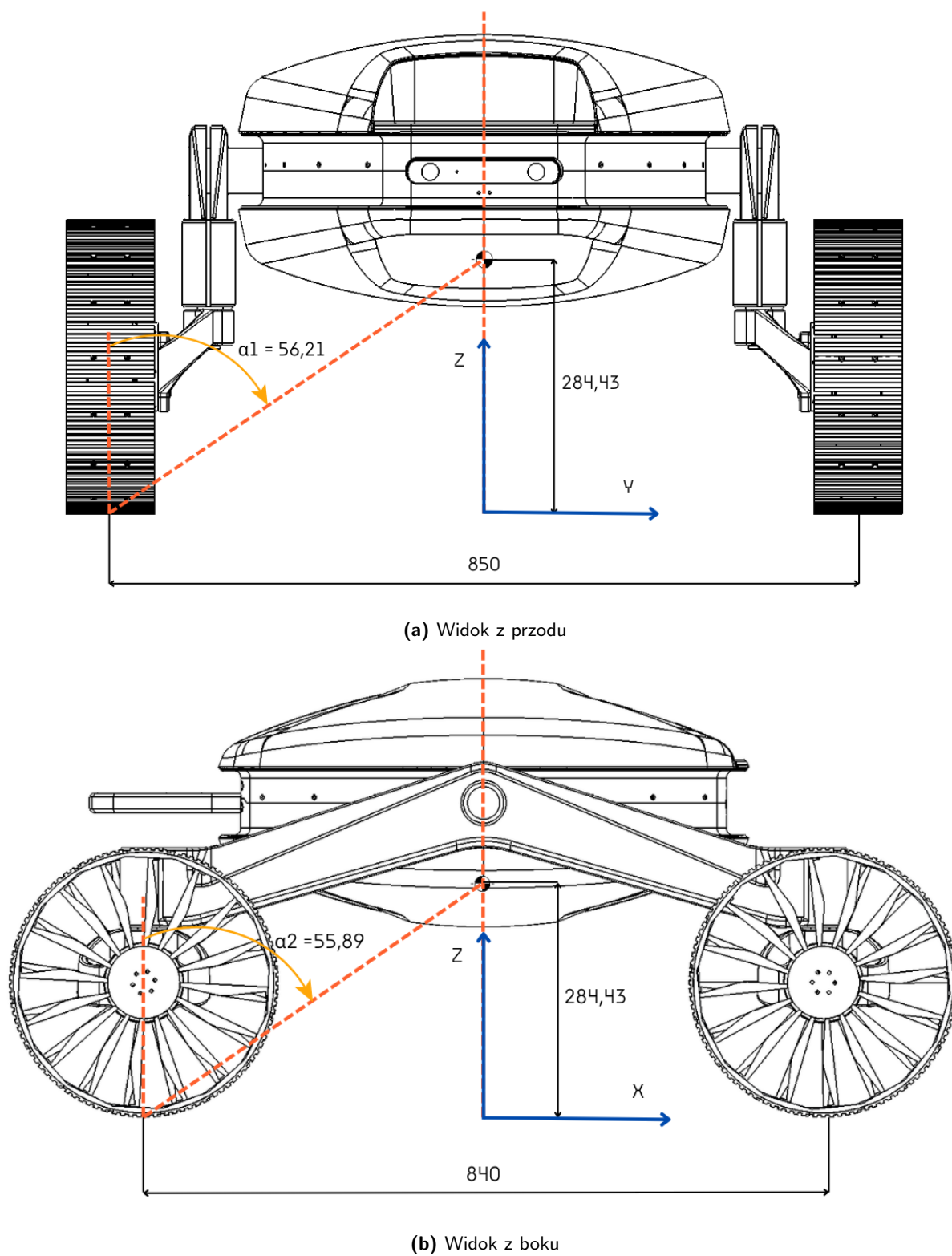


(a) Widok z przodu



(b) Widok z boku

Rys. 5.2: Położenie środka ciężkości dla pierwotnego modelu Phoenix'a III



Rys. 5.3: Położenie środka ciężkości dla zoptymalizowanego modelu Phoenix'a III

Tab. 5.1: Zestawienie wyników analizy stabilności dla obu modeli platformy

Parametr	Pierwotny model	Zoptymalizowany model
Współrzędna X położenia środka ciężkości	2,60 mm	1,60 mm
Współrzędna Y położenia środka ciężkości	0,00 mm	0,00 mm
Współrzędna Z położenia środka ciężkości	352,08 mm	284,43 mm
Rozstaw wzdłużny kół	943,38 mm	840,00 mm
Rozstaw poprzeczny kół	683,20 mm	850,00 mm
Maksymalny kąt wychylenia α_1	44,13°	56,21°
Maksymalny kąt wychylenia α_2	53,26°	55,89°
Nacisk powierzchniowy	1294,80 [kg/m ²]	598,99 [kg/m ²]

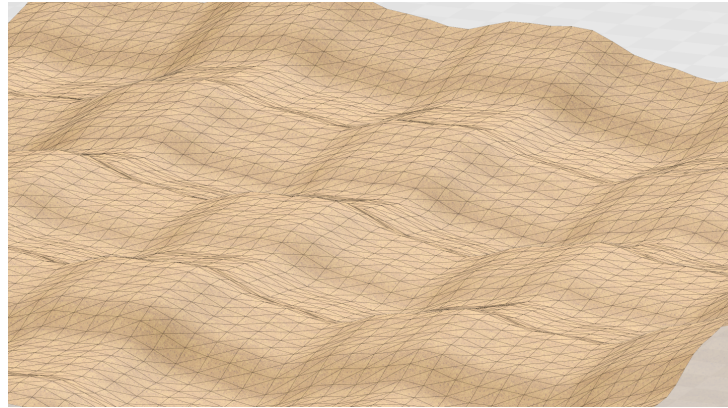
Z przeprowadzonej analizy wynika, że projekt łazika po optymalizacji cechuje się niższym położeniem środkiem ciężkości (284, 43 mm) co przekłada się na większe wartości kątów wychylenia. Dodatkowo znacznie mniejsza masa platformy (17,88 kg) przekłada się na zauważalnie mniejszy nacisk powierzchniowy (598,99 kg/m²), co z kolei powinno się przełożyć na mniejszą tendencję do zakopywania się w osypującej się nawierzchni pola marsjańskiego.

5.2. Analiza drgań

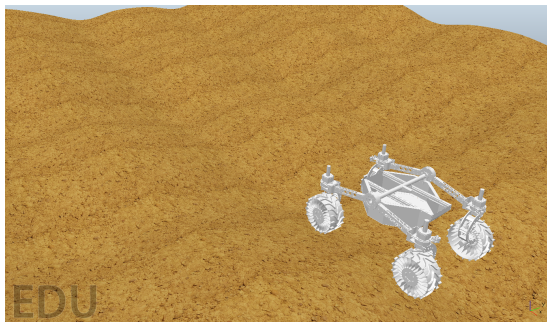
Ze względu na brak fizycznej platformy Phoenix III zgodnej z oryginalnym projektem, nie jest możliwym bezpośrednio porównanie zachowania się obu platform w trakcie pokonywania nierówności terenu. W celu określenia poziomu drgań generowanego przez poszczególne rozwiązania konstrukcyjne, autor postanowił wykorzystać środowisko symulacyjne CoppeliaSim [17]. Środowisko to umożliwia przeprowadzenie symulacji, w szczególności w kontekście robotyki mobilnej w tym uzyskanie danych z wirtualnych czujników.

Korzystając z funkcjonalności oprogramowania, wygenerowano model przykładowego terenu, który ma za zadanie symulowanie fragmentu pola marsjańskiego jakie występuje w zawodach Anatolian Rover Challenge. W symulacji autor zdecydował się na odwzorowanie fragmentu pola marsjańskiego używanego w tureckiej edycji zawodów ze względu na to, że jest to stały obiekt, w odróżnieniu od choćby pola marsjańskiego wykorzystywanego w ramach European Rover Challenge, które corocznie jest tworzone od nowa. Na rys. 5.4 zaprezentowano widok wygenerowanego fragmentu pola marsjańskiego wraz z wprowadzonymi modelami obu platform. Celem prowadzonego badania symulacyjnego jest określenie poziomu drgań występującego na platformie w trakcie przejazdu. W celu ustandaryzowania scenariusza symulacji przyjęto następujące warunki przejazdu:

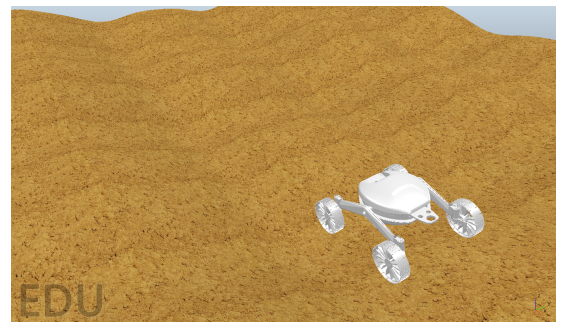
- prędkość przejazdu $v = 1$ m/s
- pokonywany dystans $d = 10$ m
- częstotliwość zbierania danych z wirtualnych czujników $f = 120$ Hz
- przyspieszenie ziemskie o wartości $g = 9,81$ m/s²



(a) Widok fragmentu terenu z naniesioną siatką w celu uwidocznienia ukształtowania terenu



(b) Pierwotna koncepcja platformy Phoenix III w środowisku symulacyjnym



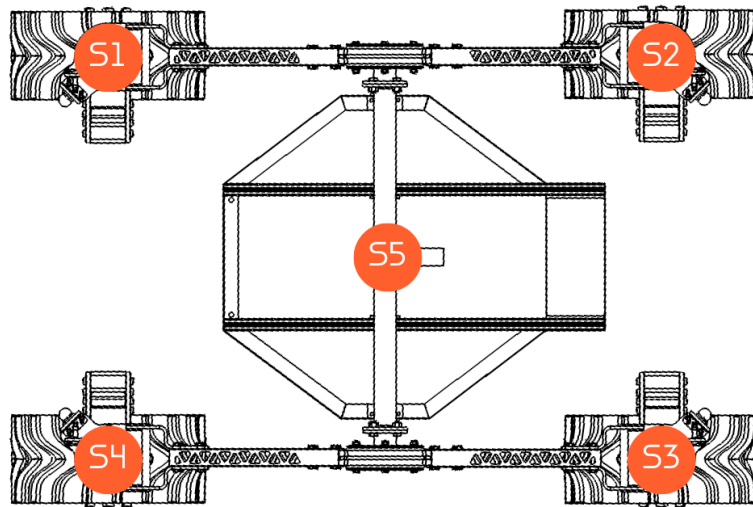
(c) Platforma Phoenix III po optymalizacji w środowisku symulacyjnym

Rys. 5.4: Widok przygotowanego środowiska symulacyjnego

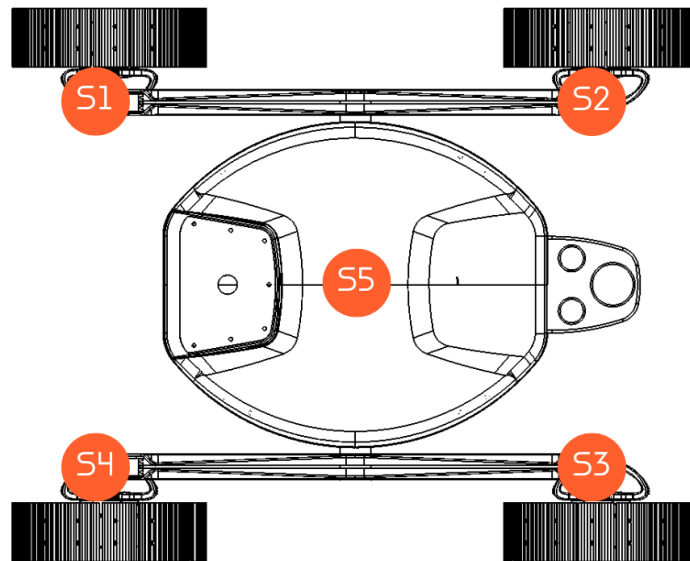
W celu uzyskania dokładniejszych wyników, autor postanowił wykorzystać pięć punktów pomiarowych umieszczonych na każdej z platform: cztery punkty umieszczone w każdej osi węzła osi skrętnej oraz jeden punkt umieszczony w centralnej części korpusu. Schemat rozmieszczenia czujników zaprezentowano na rys. 5.5.

Ze względu na ograniczenia wynikające z zastosowanego oprogramowania symulacyjnego nie było możliwym bezpośrednio uzyskanie wartości przyspieszeń w poszczególnych punktach pomiarowych. Natomiast możliwym było wyznaczenia wartości prędkości, które to posłużyły autorowi do późniejszego wyznaczenia wartości dla przyspieszeń poprzez wyznaczenie pochodnej prędkości po czasie (równanie 5.2).

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (5.2)$$



(a) Położenie czujników dla pierwotnego modelu platformy

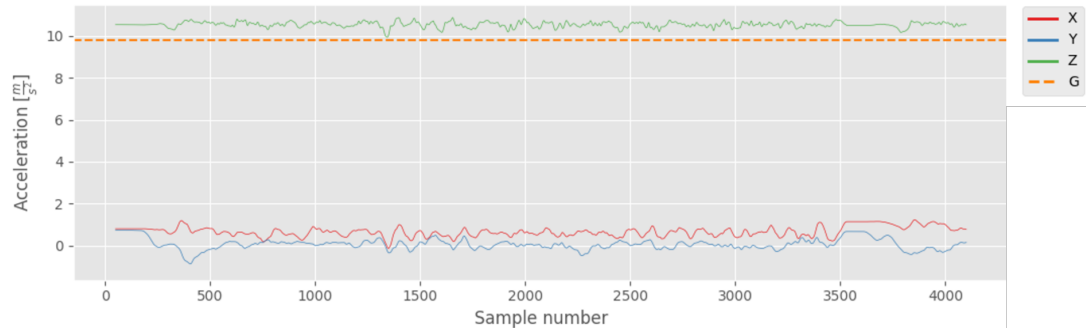


(b) Położenie czujników dla zoptymalizowanego modelu

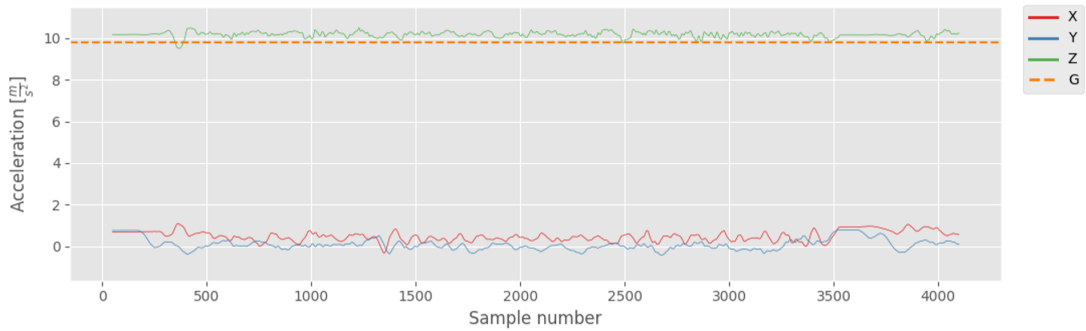
Rys. 5.5: Schemat rozmieszczenia czujników na modelach platformy

Dzięki zastosowaniu stałej wartości próbkowania, możliwym jest wyliczenie dokładnej wartości ∂t , a co pozwala na przeliczenie wartości prędkości na korespondujące im wartości przyspieszeń w danej chwili czasu.

Na wykresach zaprezentowanych na rys. 5.6, 5.7 oraz 5.8 zaprezentowano uzyskane wartości przyspieszeń w poszczególnych punktach pomiarowych dla wirtualnego modelu łożyska według pierwotnego projektu. Uzyskane wartości zostały zebrane na dystansie 10 m z średnią prędkością przejazdu równą 1 m/s, która jest maksymalną dopuszczalną w zawodach prędkością poruszania się platformy [34, 93].

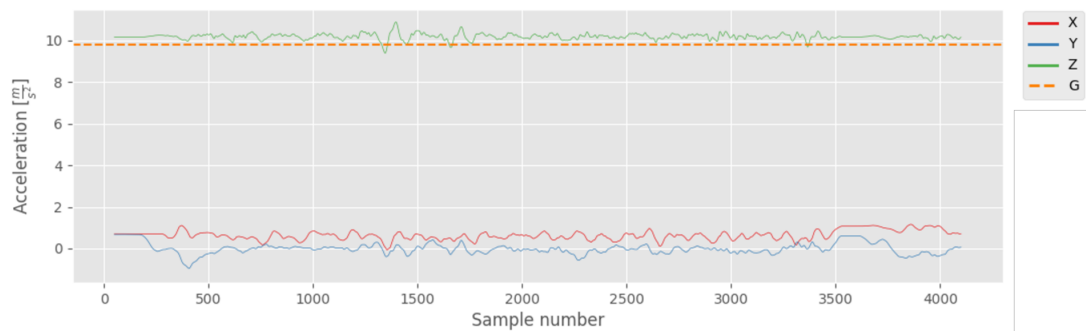


(a) Wyniki dla czujnika S4

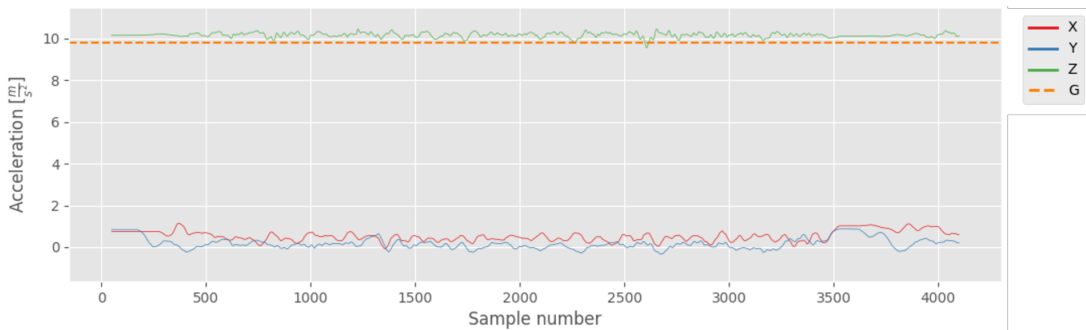


(b) Wyniki dla czujnika S1

Rys. 5.6: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu pierwotnego modelu platformy Phoenix III

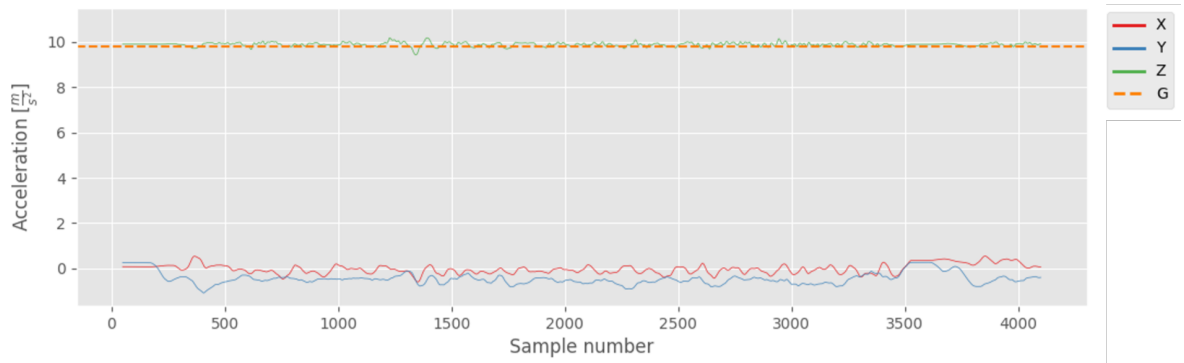


(a) Wyniki dla czujnika S3



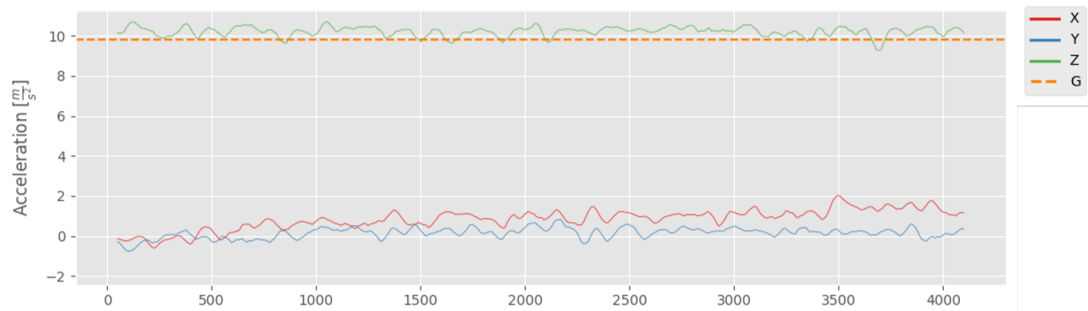
(b) Wyniki dla czujnika S2

Rys. 5.7: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu pierwotnego modelu platformy Phoenix III

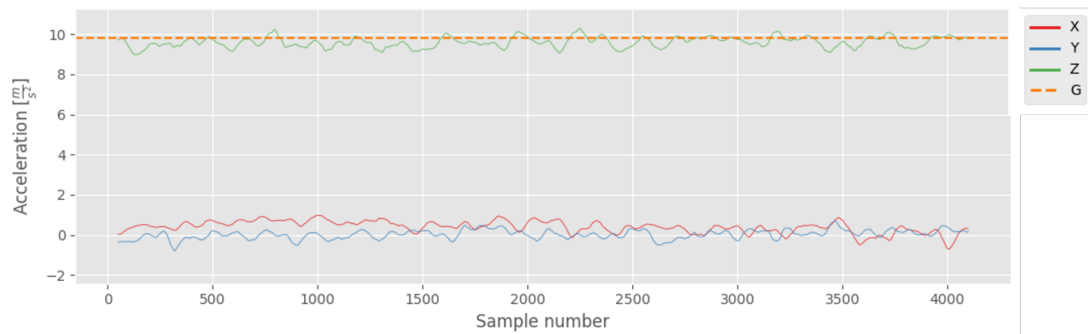


Rys. 5.8: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 dla pierwotnego modelu platformy Phoenix III

Wykorzystując ten sam scenariusz symulacji uzyskano wyniki dla modelu platformy uzyskanego w wyniku przeprowadzonego procesu optymalizacji. Uzyskane wyniki zaprezentowano na rys. 5.9, 5.10 oraz 5.11



(a) Wyniki dla czujnika S4

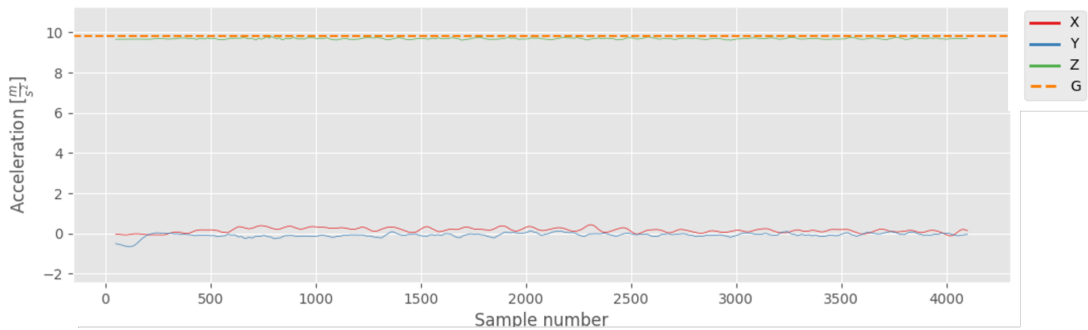


(b) Wyniki dla czujnika S1

Rys. 5.9: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III



Rys. 5.10: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III

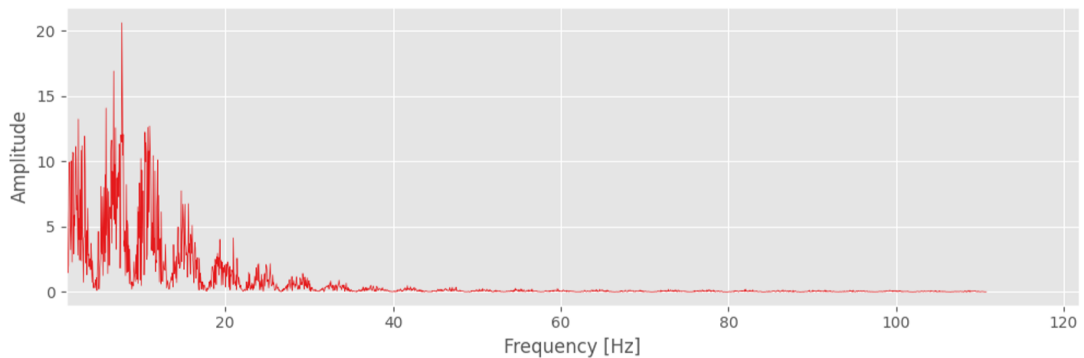


Rys. 5.11: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 dla zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III

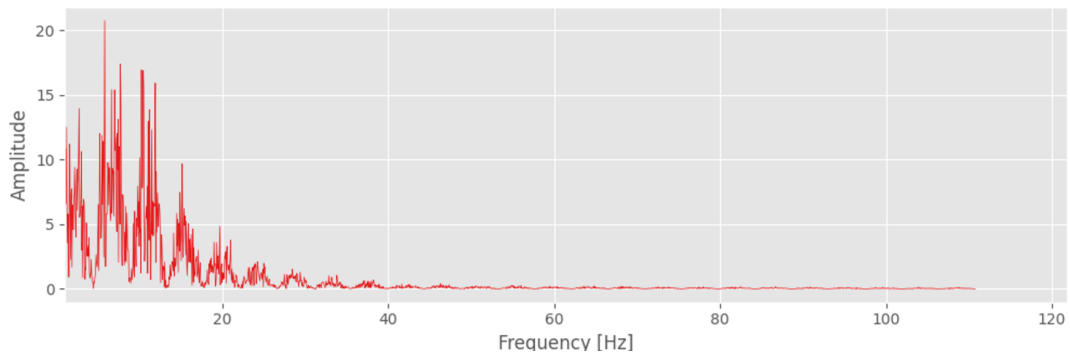
Na podstawie uzyskanych wykresów przemieszczeń można zaobserwować, że poziomy drgań uzyskiwane w osiach X oraz Y są mocno zbliżone do siebie i jakiegokolwiek różnice można zaobserwować głównie w osi Z. Największą uzyskaną różnicę można zauważyć porównując wykresy dla tylnej osi obu platform, gdzie w przypadku projektu po optymalizacji obserwowalne są mniejsze wartości niż w przypadku projektu pierwotnego. Jednak należy tutaj zaznaczyć, że wyznaczone przyspieszenia uwzględniają również oddziaływanie przyspieszenia ziemskiego (pomarańczowa, kreskowana linia na wykresach).

Oznacza to to, że w przypadku nieruchomej platformy, tj. w momencie, gdy platforma się nie przemieszcza i nie wykonuje żadnych działań manipulacyjnych, przyspieszenia odczytywane na osi Z powinny pokrywać się z wartością przyspieszenia ziemskiego (1G). Sytuacja, w której uzyskiwana jest wartość mniejsza, sugeruje występowanie ujemnego przyspieszenia (opóźnienia).

Na podstawie samych wykresów przebiegu amplitudy sygnału w czasie trudno jest określić, który z modeli generuje mniejszy poziom drgań. W celu dokonania dokładniejszego porównania, autor przeprowadził, na uzyskanych przebiegach sygnału drganiowego, szybką transformację Fouriera (FFT *ang. Fast Fourier Transform*) w celu uzyskania widma częstotliwościowo-amplitudowego, które to powinno pozwolić na określenie poszczególne częstotliwości składowe oraz ich amplitudy. Uzyskane widma sygnałów w osi Z dla pierwotnego projektu platformy zaprezentowano na rys. 5.12, 5.13 oraz 5.14, natomiast na rys. 5.15, 5.16 oraz 5.17 dla projektu platformy po optymalizacji.

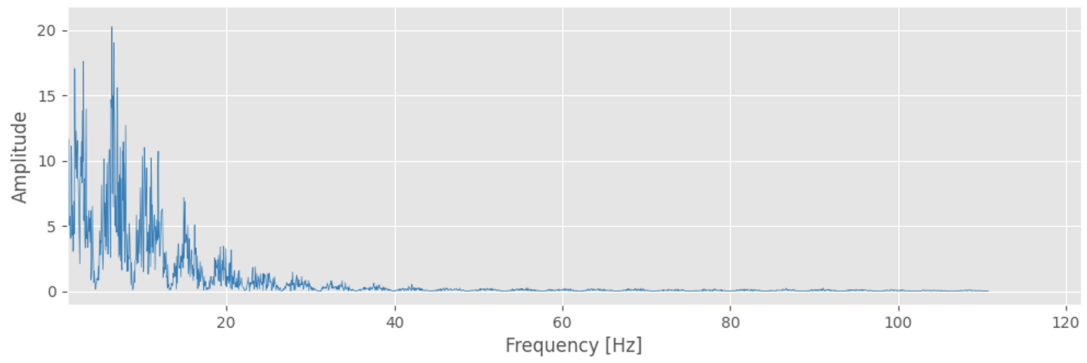


(a) Wyniki dla czujnika S4

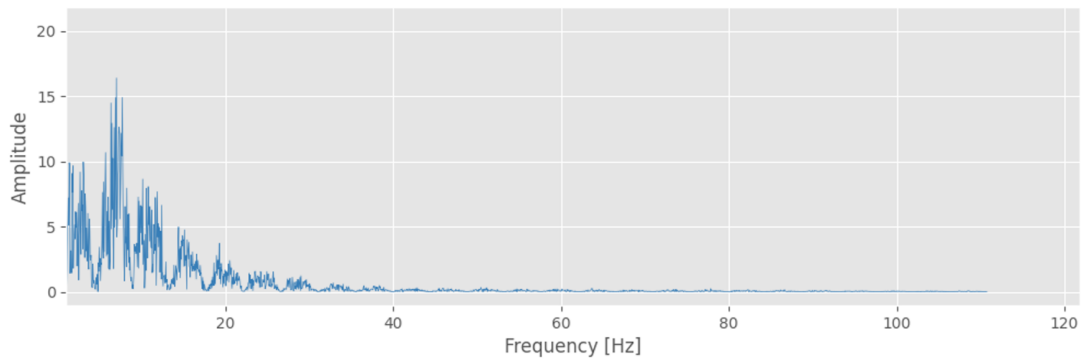


(b) Wyniki dla czujnika S1

Rys. 5.12: Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników pierwotnego modelu platformy Phoenix III

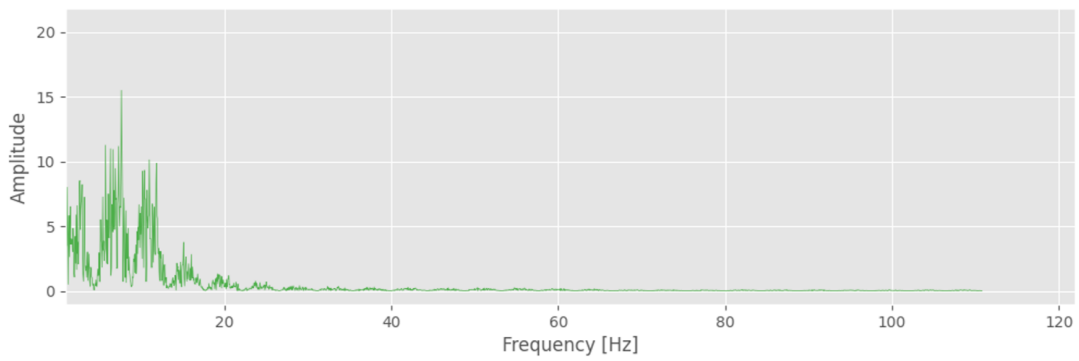


(a) Wyniki dla czujnika S3

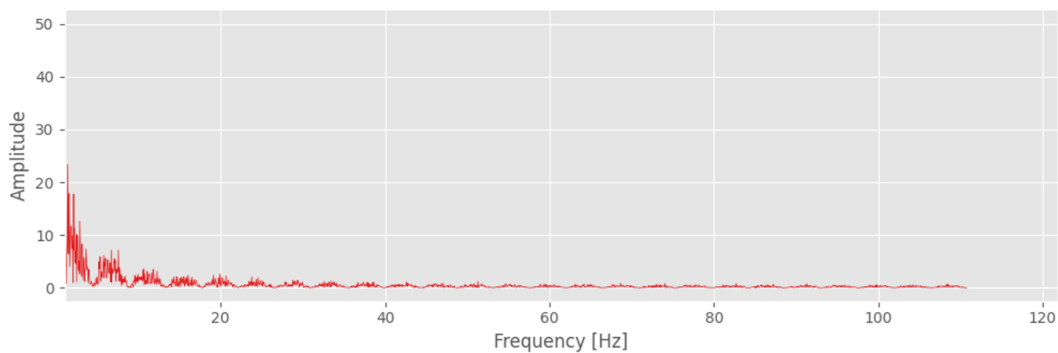


(b) Wyniki dla czujnika S2

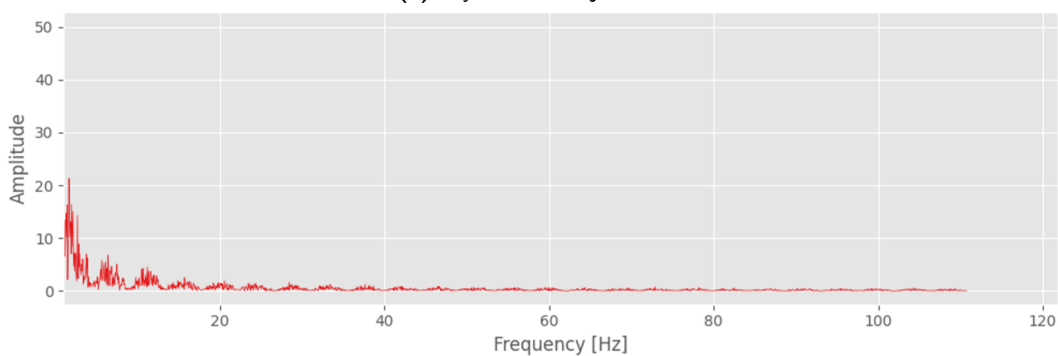
Rys. 5.13: Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników pierwotnego modelu platformy Phoenix III



Rys. 5.14: Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 dla pierwotnego modelu platformy Phoenix III

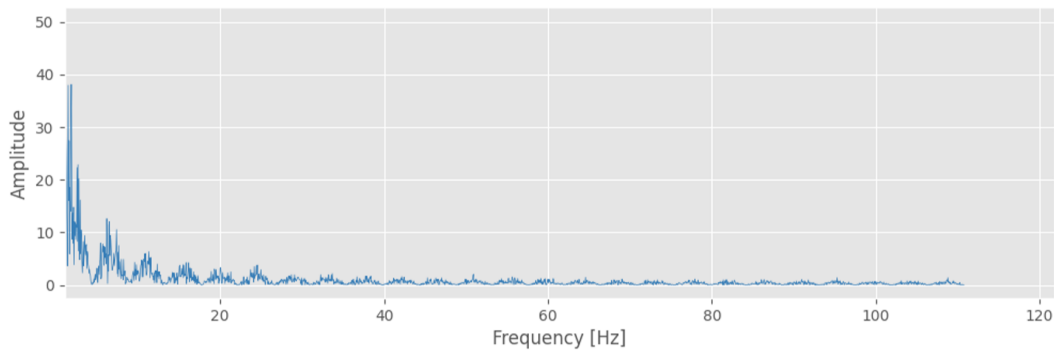


(a) Wyniki dla czujnika S4

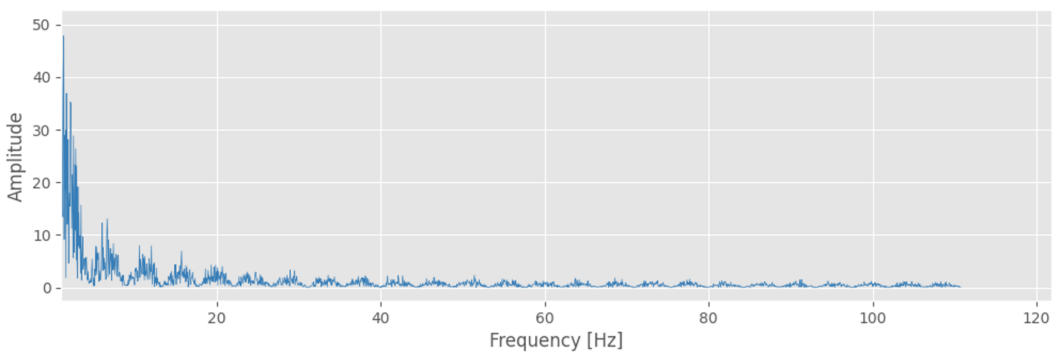


(b) Wyniki dla czujnika S1

Rys. 5.15: Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III

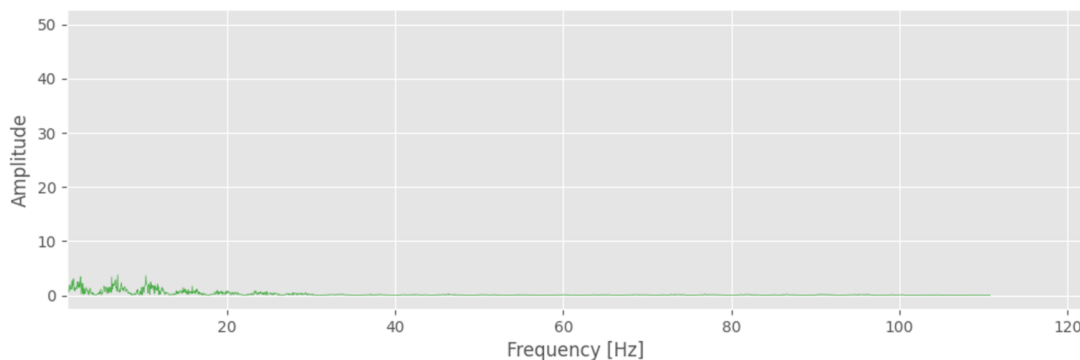


(a) Wyniki dla czujnika S3



(b) Wyniki dla czujnika S2

Rys. 5.16: Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III



Rys. 5.17: Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 dla zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III

Z uzyskanych wykresów widma częstotliwościowo-amplitudowego można wnioskować, że w przypadku pierwotnego projektu łoża wyraźnie widocznych jest pięć głównych składowych częstotliwościowych odpowiadających odpowiednio około 4, 8, 12, 16 oraz 20 Hz. W zależności od składowej i analizowanego punktu pomiarowego, wyznaczona amplituda waha się w przedziale od 5 do 20 m/s^2 . Omawiana amplituda odnosi się do wartości chwilowej przyspieszenia dla danej składowej częstotliwościowej. Jedynie w przypadku centralnego punktu pomiarowego widoczne jest pewne wytłumienie powstających drgań.

W przypadku projektu uzyskanego w wyniku optymalizacji, widoczna jest istotna zmiana w widmie. Podstawowa częstotliwość odpowiadająca około 4 Hz stanowi główną częstotliwość występującą w układzie. Natomiast kolejne składowe są znacznie bardziej stłumione w porównaniu do pierwotnego projektu platformy. Poza widocznym wytłumieniem kolejnych częstotliwości widoczny jest również, w przypadku przednich kół, spadek amplitudy, gdzie poza główną częstotliwością, pozostałe składowe oscylują w granicach od 5 do 10 m/s^2 . Jednak największą zmianę można zaobserwować porównując wyniki dla punktu centralnego. W przypadku zoptymalizowanej postaci konstrukcyjnej uzyskano niemal płaskie widmo. Taki stan rzeczy autor tłumaczy faktem lepszych niż w przypadku metali, właściwości tłumiących materiału kompozytowego [52]. Należy tutaj również zauważyć, że wartość amplitudy dla tylnych kół jest wyższa niż w przypadku pierwotnego modelu, która w większości skupiona jest w obrębie jednej częstotliwości (ok 4 Hz).

5.3. Analiza własności eksploatacyjnych

Aby określić własności związane z eksploatacją platformy podczas zawodów, autor postanowił określić liczbę komponentów koniecznych do rozłożenia i złożenia w trakcie przygotowania łoża do udziału w zawodach. Dodatkowo wyznaczono liczbę połączeń śrubowych, koniecznych do poprawnego zmontowania platformy. Wykonania każdego połączenia śrubowego jest czasochłonne, stąd też ograniczenie ich liczby powinno przełożyć się na krótszy czas przygotowania łoża. W tab. 5.2 zestawiono wyliczenia dla poszczególnych podzespołów. W zestawieniu liczba połączeń śrubowych odnosi się jedynie do tych połączeń, które muszą być wykonane w trakcie montażu/demontażu robota.

Tab. 5.2: Zestawienie liczby elementów i poleceń dla obu projektów platformy Phoenix III

Układ	Pierwotny projekt		Projekt po optymalizacji	
	Liczba elementów	Liczba połączeń	Liczba elementów	Liczba połączeń
Korpus	7	32	5	7
Układ zawieszenia	36 (2 x 18)	44 (2 x 22)	10 (2 x 5)	0
Układ skręcania	108 (4 x 27)	16 (4 x 4)	20 (4 x 5)	0
Układ napędowy	48 (4 x 12)	120 (30 x 4)	148 (4 x 37)	24 (4 x 6)
RAZEM	197	212	183	31

Z wykonanego porównania można zauważyć, że oba modele charakteryzują się podobną liczbą elementów, jednak należy zaznaczyć, że 128 ze 148 elementów układu napędowego w zoptymalizowanej postaci konstrukcyjnej stanowią nakładki oraz szprychy koła, które wymagają jedynie jednokrotnego zmontowania i do momentu konieczności zmiany twardości szprych nie ma potrzeby ich demontażu.

Należy również tutaj zauważyć znaczny spadek liczby koniecznych do wykonania połączeń śrubowych, co w opinii autora znacznie upraszcza i przyspiesza montaż/demontaż platformy.

Rozdział 6

Podsumowanie

Niniejsza praca jest efektem działań autora w zakresie optymalizacji parametrów konstrukcyjno-funkcjonalnych mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III. Wynikiem przeprowadzonych badań jest dokumentacja konstrukcyjna w postaci wirtualnych modeli opracowanych w środowisku CAD, jak również fizyczne elementy, które umożliwiły zbudowanie łoża (rys. 6.1) w celu weryfikacji poprawności jego funkcjonowania.

Poza dokumentacją platformy efektem przeprowadzonych badań jest opracowanie zbioru metod i narzędzi, które mogą posłużyć do optymalizacji podzespołów platform robotycznych, a które jak zaprezentowano w niniejszej pracy doktorskiej mogą przynieść korzyści w postaci redukcji masy robota, zwiększenie jego stabilności czy poprawa własności eksploatacyjnych.



Rys. 6.1: Złożona platforma Phoenix III w trakcie testów terenowych

6.1. Wnioski i rezultaty

Celem niniejszej pracy doktorskiej była optymalizacja cech konstrukcyjnych oraz funkcjonalnych mobilnej platformy eksploracyjnej Phoenix III w celu zwiększenia jej konkurencyjności w trakcie zawodów klasy Rover Challenge. W ramach przeprowadzonych badań udało się osiągnąć następujące wyniki:

- redukcja masy mobilnej platformy o 28,50 kg (-61%) względem pierwotnie opracowanego projektu;
- uzyskanie unikatowego, w opinii autora, designu, który pozwoli na zwiększenie rozpoznawalności;
- uzyskanie dodatkowych punktów w ramach zawodów za uzyskanie masy platformy poniżej 50 kg;
- opracowanie zbioru technik optymalizacji znajdujących zastosowanie w przypadku optymalizacji mobilnej platformy eksploracyjnej;
- zmianę podejścia do projektowania zrobotyzowanych platform mobilnych, poprzez zastosowanie odmiennej, nowoczesnej formy;
- zweryfikowanie możliwości zaadaptowania materiałów kompozytowych oraz tworzyw sztucznych w konstrukcji robota, przy jednoczesnym zachowaniu funkcjonalności na co najmniej takim samym poziomie jak w przypadku elementów metalowych;
- wykazanie możliwości stosowania nowoczesnych procesów technologicznych takich jak wytwarzanie addytywne czy laminowanie w wytwarzaniu elementów platformy mobilnej.

6.2. Kierunki dalszych prac

W ramach zrealizowanych badań przedstawiono proces optymalizacji jedynie podzespołów tworzących układ jezdny platformy mobilnej, który jest jednym z wielu układów tworzących łazika marsjańskiego. W ramach dalszych badań nad rozwojem platformy mobilnej Phoenix III, konieczne będzie przeprowadzenie podobnych działań jak te opisane w niniejszej pracy doktorskiej dla modułu manipulacyjnego oraz modułu służącego do pobierania próbek gleby.

Dzięki dużej redukcji masy układu jezdnego w przypadku projektowania pozostałych modułów, ograniczenia regulaminowe związane z masą całkowitą platformy nie stanowią tak istotnego ograniczenia jak w przypadku wielu innych zespołów, dla których każdy dodatkowy kilogram musi być starannie zaplanowany i przemyślany.

To co może stanowić wyzwanie w dalszych pracach nad platformą to przyjęty design, który powinien być konsekwentnie kontynuowany aby zachować spójną estetykę całości. Jednocześnie utrzymanie przyjętej stylistyki, w opinii autora, powinno zapewnić końcowy rezultat, który będzie przyciągał wzrok i będzie stanowił cechę rozpoznawczą platformy wykonanej na Politechnice Śląskiej.

Dodatkowo opracowany układ jezdny wymaga dalszych i długotrwałych testów terenowych w celu zbadania zachowań platformy i określenia obszarów, które mogą wymagać dalszych usprawnień lub modyfikacji. Docelowym sprawdzianem funkcjonowania platformy będzie udział w zawodach klasy Rover Challenge. Udział w zawodach pozwoli na bezpośrednie porównanie Phoenix'a III z łazikami opracowanymi przez inne zespoły w takich samych warunkach terenowych. Celem zespołu Silesian

Phoenix na rok 2024 jest udział w dwóch rundach zawodów co powinno pozwolić zebrać wystarczająco dużo danych i informacji do prowadzenia dalszych prac badawczych.

Bibliografia

- [1] European Space Agency. *Revolution Space: Europe's Mission for Space Exploration*. Raport instytutowy, 2023.
- [2] AGH Space System. <http://spacesystems.agh.edu.pl/#/>. [Data uzyskania dostępu: 03.08.2023].
- [3] Genrikh Saulovich Altshuller. *The innovation algorithm: TRIZ, systematic innovation and technical creativity*. Technical innovation center, Inc., 1999.
- [4] Analiza morfologiczna (konkretna metoda rozwiązywania problemów -jak wykorzystać kreatywność i produkt). <https://www.rafalszrajnert.pl/analiza-morfologiczna/>. [Data uzyskania dostępu: 04.02.2024].
- [5] Anatolian Rover Challenge Manual. <https://www.anatolianrover.space/arc23manual>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [6] VV Athani. *Stepper motors: fundamentals, applications and design*. New Age International, 1997.
- [7] Australian Rover Challenge Rules. <https://set.adelaide.edu.au/atcsr/ua/media/460/australian-rover-challenge-rules-and-regulations.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [8] J. Bałchanowski. Mobile wheel-legged robot: researching of suspension leveling system. *Advances in Mechanisms Design: Proceedings of TMM 2012*, strony 3–12. Springer, 2012.
- [9] Botland. <https://botland.com.pl/silniki-dc-z-przekladnia-i-enkoderami/17542-silnik-z-przekladnia-501-37dx701-24v-200rpm-enkoder-cpr-64-pololu-4693-5904422327828.html>. [Data uzyskania dostępu: 03.12.2023].
- [10] Ward Brown. Brushless dc motor control made easy. *Microchip Technology Inc*, 1, 2002.
- [11] M C. ELİK, C. Genc. Mechanical fatigue of an electronic component under random vibration. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 31(7):505–516, 2008.
- [12] Guy Campion, Woojin Chung. *Wheeled robots*. 2008.
- [13] Canadian International Rover Challenge Rules Navigation. <https://circ.cstag.ca/2023/rules/#rover>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [14] Paolo Carrara. A triz-based method for smart product design. *ACTA TECHNICA NAPOCENSIS-Series: APPLIED MATHEMATICS, MECHANICS, and ENGINEERING*, 63(3S), 2020.
- [15] Marco Ceccarelli, Faruk Kececi. *Designs and prototypes of mobile robots*. Momentum Press, 2015.

-
- [16] Kurt E. Clothier, Ying Shang, i in. A geometric approach for robotic arm kinematics with hardware design, electrical design, and implementation. *Journal of Robotics*, 2010, 2010.
- [17] Coppelia Robotics. <https://www.coppeliarobotics.com/>. [Data uzyskania dostępu: 01.05.2024].
- [18] Cosmotech. <https://www.cosmotech-3d.com/>. [Data uzyskania dostępu: 24.08.2023].
- [19] Crouzer Motor 808995XX - OEM Automatic. https://www.oemautomatic.pl/produkty/silniki-i-przekladnie/silniki-i-motoreduktory-dc-szczotkowe/motoreduktory-z-przek%C5%82adni%C4%85-planetarn%C4%85-_629764/808995xx-silnik-dc-z-przek%C5%82adni%C4%85-planetarn%C4%85-_424833. [Data uzyskania dostępu: 23.03.2024].
- [20] CubeMars AK80-9. <https://www.cubemars.com/goods-982-AK80-9.html>. [Data uzyskania dostępu: 04.09.2023].
- [21] Dengqi Cui, Xueshan Gao, Wenzeng Guo, Han Dong. Design and stability analysis of a wheel-track robot. *2016 3rd International Conference on Information Science and Control Engineering (ICISCE)*, strony 918–922. IEEE, 2016.
- [22] Zbigniew Czech, Sebastian Deorowicz, Piotr Fabian. *Algorytmy i struktury danych: wybrane zagadnienia*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2010.
- [23] Marek Dietrich. *Podstawy konstrukcji maszyn, tom 1*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1999.
- [24] Janusz Dietrych. *System i konstrukcja*. Wydaw. Naukowo-Techniczne, 1985.
- [25] Suhas Divakar. Cell phone controlled rocker-bogie suspension type rover with a scooping arm. *2011 8th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI)*, strony 822–827. IEEE, 2011.
- [26] Leszek A Dobrzański. *Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo: materiały inżynierskie z podstawami projektowania materiałowego*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2002.
- [27] DOGA seria 111 - OEM Automatic. https://www.oemautomatic.pl/produkty/silniki-i-przekladnie/silniki-i-motoreduktory-dc-szczotkowe/motoreduktory-z-przek%C5%82adni%C4%85-k%C4%85tow%C4%85-_597893/seria-111---silnik-dc-z-przek%C5%82adni%C4%85-%C5%9Blimakow%C4%85-_155457. [Data uzyskania dostępu: 23.03.2024].
- [28] Dokumentacja oprogramowania PrePoMax. <https://prepomax.fs.um.si/documentation/>. [Data uzyskania dostępu: 17.06.2024].
- [29] Jiang Dongsheng, Zhang Pei. An electrical power system of mars rover. *2014 IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific)*, strony 1–4. IEEE, 2014.
- [30] Gregory Dudek, Michael Jenkin. *Computational principles of mobile robotics*. Cambridge university press, 2010.
- [31] Ahmed El-Sherbiny, Mostafa A Elhosseini, Amira Y Haikal. A comparative study of soft computing methods to solve inverse kinematics problem. *Ain Shams Engineering Journal*, 9(4):2535–2548, 2018.

-
- [32] Environmental Biophysics. Measuring and Modeling the Environment. <https://www.environmentalbiophysics.org/university-rover-challenge/>. [Data uzyskania dostępu: 03.08.2023].
- [33] European Rover Challenge. <https://roverchallenge.eu/en/main-page/>. [Data uzyskania dostępu: 10.07.2023].
- [34] European Rover Challenge Competition Zone. <https://roverchallenge.eu/en/competitor-zone/>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [35] Laurent Ferriere, Benoît Raucent, Guy Campion. Design of omnimobile robot wheels. *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, wolumen 4, strony 3664–3670. IEEE, 1996.
- [36] Giacomo Franchini, Sebastiano Chiodini, Marco Ghetti, Marco Pertile. Mechatronic design and positioning accuracy characterisation of a robotic arm for exploration rovers. *2023 IEEE 10th International Workshop on Metrology for AeroSpace (MetroAeroSpace)*, strony 452–457. IEEE, 2023.
- [37] Andrzej Gajewski. Triz–inwentyczna metoda rozwiązywania problemów. *Zeszyty Naukowe Uniwersytetu Ekonomicznego w Krakowie*, 924(24):7–19, 2013.
- [38] Jakub Gurgul, Patryk Stawczyk, Szymon Bogacki, Rafał Zientek, Andrzej Jałowiecki, Paweł Łój, M. (red.) Wyleżoł. *Koncepcja pasywnych elementów tłumienia drgań na platformie mobilnej Phoenix III, Przegląd osiągnięć studenckich kół naukowych działających przy KPKM, Tom II*, wolumen 159 serii *Zeszyty Naukowe*. Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gliwice, 2024.
- [39] Saad Hikmat Haji, Adnan Mohsin Abdulazeez. Comparison of optimization techniques based on gradient descent algorithm: A review. *PalArch's Journal of Archaeology of Egypt/Egyptology*, 18(4):2715–2743, 2021.
- [40] Danny Hermes. Helper for bézier curves, triangles, and higher order objects. *The Journal of Open Source Software*, 2(16):267, Aug 2017.
- [41] International Rover Challenge Rulebook. <https://roverchallenge.org/irc/>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [42] Mayssam Jannoun, Younes Aoues, Emmanuel Pagnacco, Philippe Pougnet, Abdelkhalak El-Hami. Probabilistic fatigue damage estimation of embedded electronic solder joints under random vibration. *Microelectronics Reliability*, 78:249–257, 2017.
- [43] Jetson Nano Developer Kit. <https://developer.nvidia.com/embedded/jetson-nano-developer-kit>. [Data uzyskania dostępu: 07.08.2023].
- [44] Joy-It NEMA17 Planetary Gearbox stepper motor. <https://joy-it.net/en/products/NEMA17-07GM>. [Data uzyskania dostępu: 03.12.2023].
- [45] Marcin Jureczko. Dynamic analysis of the exploration robot chassis in Coppeliassim software. *Studencka Konferencja Naukowa Metody Komputerowe 2020*, Zeszyty Naukowe, Gliwice, 2020. Politechnika Śląska, Katedra Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej.
- [46] David Kaiser, Parker Compumotor. Fundamentals of servo motion control. *Motion System Design*, 43(9):22, 2001.

- [47] Piotr Karendał. Theory of inventive problem solving (triz)–application and impact on innovation. *Organizacja i Zarządzanie: kwartalnik naukowy*, 2018.
- [48] Karta katalogowa układu MPU-9250A. <https://invensense.tdk.com/wp-content/uploads/2015/02/PS-MPU-9250A-01-v1.1.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 21.05.2024].
- [49] Dongmok Kim, Heeseung Hong, Hwa Soo Kim, Jongwon Kim. Optimal design and kinetic analysis of a stair-climbing mobile robot with rocker-bogie mechanism. *Mechanism and machine theory*, 50:90–108, 2012.
- [50] Leo Rover Blog. <https://www.leorover.tech/post/top-3-ways-to-set-a-robot-into-motion>. [Data uzyskania dostępu: 01.08.2023].
- [51] Zdzisław K Leśniak. Optymalizacja kształtu łuku jako przekroju dźwigarów sklepieniowych. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 6(1):79–91, 1968.
- [52] Zhuang Li, Malcolm J Crocker. A review on vibration damping in sandwich composite structures. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 10(4):159–169, 2005.
- [53] Randel A. Lindemann, Chris J. Voorhees. Mars exploration rover mobility assembly design, test and performance. *2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, wolumen 1, strony 450–455. IEEE, 2005.
- [54] Jing Liu, Min Tan, Xiaoguang Zhao. Legged robots—an overview. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 29(2):185–202, 2007.
- [55] David John Cameron Mackay. Introduction to monte carlo methods. *Learning in graphical models*, strony 175–204. Springer, 1998.
- [56] Piergiorgio Magnani, Edoardo Re, Samuel Senese, Francesco Rizzi, Alessandro Gily, Pietro Baglioni. The drill and sampling system for the exomars rover. *International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (i-SAIRAS)*, 2010.
- [57] Damian Markuszewski, Mariusz Wądołowski, Michał Gorzym, Michał Bielak. Concept of a composite frame of a martian vehicle. *Advances in Science and Technology. Research Journal*, 15(4), 2021.
- [58] Joaquim RRA Martins, Andrew Ning. *Engineering design optimization*. Cambridge University Press, 2021.
- [59] L. Mieszkalski. Modelowanie brył o nieregularnych kształtach za pomocą krzywych béziera. *Problemy Inżynierii Rolniczej*, 10(2):33–38, 2002.
- [60] David P. Miller, Tze-Liang Lee. High-speed traversal of rough terrain using a rocker-bogie mobility system. *Space 2002 and Robotics 2002*, strony 428–434. 2002.
- [61] Mobile thw world - Agilex Robotics. <https://global.agilex.ai/>. [Data uzyskania dostępu: 01.08.2023].
- [62] Jesus Morales, Jorge L. Martinez, Anthony Mandow, Alfonso J. Garcia-Cerezo, Salvador Pedraza. Power consumption modeling of skid-steer tracked mobile robots on rigid terrain. *IEEE Transactions on Robotics*, 25(5):1098–1108, 2009.
- [63] Yuki Mori, Keigo Watanabe, Isaku Nagai. Development of an omnidirectional mobile platform with a rocker-bogie suspension system. *IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, strony 6134–6139. IEEE, 2016.

-
- [64] Arvind Mukundan, Akash Patel, Keshav D Saraswat, Ankit Tomar, Thomas Kuhn. Kalam rover. *AIAA SCITECH 2022 Forum*, strona 1047, 2022.
- [65] NASA Science Mars 2020 Mission Perseverance Rover. <https://mars.nasa.gov/layout/mars2020/images/PIA23764-RoverNamePlateonMars-web.jpg>. [Data uzyskania dostępu: 10.07.2023].
- [66] National Aeronautics and Space Administration. National Space Exploration Campaign Report. Raport instytutowy, 2018.
- [67] Hari Nayar, Junggon Kim, Brendan Chamberlain-Simon, Kalind Carpenter, Michael Hans, Anna Boettcher, Gareth Meirion-Griffith, Brian Wilcox, Brian Bittner. Design optimization of a lightweight rocker-bogie rover for ocean worlds applications. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 16(6):1729881419885696, 2019.
- [68] Odroid M1. <https://www.hardkernel.com/shop/odroid-m1-with-8gbyte-ram/>. [Data uzyskania dostępu: 07.08.2023].
- [69] Oryx 2.0: A Planetary Exploration Mobility Platform. <https://wpirover.wordpress.com/2011/11/15/rocker-differencing-kinematic-suspension/>. [Data uzyskania dostępu: 03.08.2023].
- [70] Andrzej Pownuk. Hybrydowa metoda przedziałowej i gradientowej optymalizacji globalnej konstrukcji inżynierskich. *I Sesja Naukowa Doktorantów Wydziału Budownictwa Politechniki Śląskiej*, strony 179–186, 2000.
- [71] Projekt Scorpio. <https://www.scorpio.pwr.edu.pl/>. [Data uzyskania dostępu: 04.08.2023].
- [72] Projekt Silesian Phoenix. <https://sknaimeth.polsl.pl/silesian-phoenix/>. [Data uzyskania dostępu: 28.07.2023].
- [73] Piotr Ptak, Maciej Pierzgalski, Dawid Cekus, Krzysztof Sokół. Modeling and stress analysis of a frame with a suspension of a mars rover. *Procedia Engineering*, 177:175–181, 2017.
- [74] Larona Pitso Ramalepa, Rodrigo S Jamisola Jr. A review on cooperative robotic arms with mobile or drones bases. *International Journal of Automation and Computing*, 18(4):536–555, 2021.
- [75] Raspberry Pi 4 Model B. <https://www.raspberrypi.com/products/raspberry-pi-4-model-b/>. [Data uzyskania dostępu: 07.08.2023].
- [76] Maciej Rećko, Justyna Tołstoj-Sienkiewicz, Paweł Turycz. Versatile soil sampling system capable of collecting, transporting, storing and preliminary onboard analysis for mars rover analogue. *Solid State Phenomena*, 260:59–65, 2017.
- [77] Rajkumar Roy, Srichand Hinduja, Roberto Teti. Recent advances in engineering design optimisation: Challenges and future trends. *CIRP annals*, 57(2):697–715, 2008.
- [78] Reuven Y Rubinstein, Dirk P Kroese. *Simulation and the Monte Carlo method*. John Wiley & Sons, 2016.
- [79] Francisco Rubio, Francisco Valero, Carlos Llopis-Albert. A review of mobile robots: Concepts, methods, theoretical framework, and applications. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 16(2):1729881419839596, 2019.

-
- [80] Sebastian Ruder. An overview of gradient descent optimization algorithms. *arXiv preprint arXiv:1609.04747*, 2016.
- [81] Leszek Rutkowski. *Metody i techniki sztucznej inteligencji*. PWN, Warszawa, 2005.
- [82] Jonathon W Sensinger, James H Lipsey. Cycloid vs. harmonic drives for use in high ratio, single stage robotic transmissions. *2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, strony 4130–4135. IEEE, 2012.
- [83] Serwomechanizm powerhd lw-20mg - botland. <https://botland.com.pl/serwa-typu-standard/6728-serwo-powerhd-lw-20mg-wodoodporne-standard-\6939680210383.html>. [Data uzyskania dostępu: 03.12.2023].
- [84] Roland Siegwart, Illah Reza Nourbakhsh, Davide Scaramuzza. *Introduction to autonomous mobile robots*. MIT press, 2011.
- [85] SKN AI-METH. <https://sknaimeth.polsl.pl/>. [Data uzyskania dostępu: 28.07.2023].
- [86] R. Sobczyk, L. Mikulski. Zastosowanie gradientowo-iteracyjnej metody optymalizacji na przykładzie belki wspornikowej. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 59, 2013.
- [87] STEM Supplies - Six Hexapod Robot Kit. <https://stem-supplies.com/six-hexapod-robot-kit>. [Data uzyskania dostępu: 01.08.2023].
- [88] Krzysztof Sterna, Tomasz Waleczek, Dominik Wachla, Wawrzyniec Panfil, Piotr Przystałka. Patent 240783 - Układ pobierania i magazynowania powierzchniowych próbek gruntu z zachowaniem warstwowości, zwłaszcza do robota eksploracyjnego oraz sposób jego realizacji. <https://ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/search/pwp-details/P.431157>. [Data uzyskania dostępu: 29.07.2023].
- [89] Tomasz Szczsny, Maciej Rećko. Control of robotic arm for mars rover analogue. *2018 19th International Carpathian Control Conference (ICCC)*, strony 259–264. IEEE, 2018.
- [90] K. Tchoń, K. Zadarnowska, Ł. Juskiewicz, K. Arent. Modeling and control of a skid-steering mobile platform with coupled side wheels. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, strony 807–818, 2015.
- [91] The Mars Society. <https://www.marssociety.org/>. [Data uzyskania dostępu: 10.07.2023].
- [92] TRIZ. Wikipedia). <https://en.wikipedia.org/wiki/TRIZ>. [Data uzyskania dostępu: 04.02.2024].
- [93] University Rover Challenge Requirements and Guidelines. <https://urc.marssociety.org/home/requirements-guidelines>. [Data uzyskania dostępu: 31.07.2023].
- [94] Ivan Virgala, Michal Kelemen, Alexander Gmitterko, Tomáš Lipták. Control of stepper motor by microcontroller. *Journal of Automation and Control*, 3(3):131–134, 2015.
- [95] Keigo Watanabe, I Yuki Mori, Isaku Nagai. Experiments for verifying basic behaviors in an omnidirectional mobile platform using a rocker-bogie suspension system. *2018 37th Chinese Control Conference (CCC)*, strony 7845–7850. IEEE, 2018.
- [96] Andrzej Wełyczko. *CATIA V5: sztuka modelowania powierzchniowego*. Wydawnictwo Helion, 2010.
- [97] Wikipedia. Rocker-bogie. <https://en.wikipedia.org/wiki/Rocker-bogie>. [Data uzyskania dostępu: 03.08.2023].

-
- [98] Robert L Williams, Brian E Carter, Paolo Gallina, Giulio Rosati. Dynamic model with slip for wheeled omnidirectional robots. *IEEE transactions on Robotics and Automation*, 18(3):285–293, 2002.
- [99] Xiaodong Wu, Min Xu, Lei Wang. Differential speed steering control for four-wheel independent driving electric vehicle. *2013 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, strony 1–6. IEEE, 2013.
- [100] Marek Wyleżoł. *CATIA: podstawy modelowania powierzchniowego i hybrydowego*. Wydaw. Helion, 2003.
- [101] Iuliu Zamfirescu, Carlos Pascal. Modelling and simulation of an omnidirectional mobile platform with robotic arm in CoppeliaSim. *2020 24th International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*, strony 667–672. IEEE, 2020.
- [102] Rafał Zientek, Szymon Bogacki, Andrzej Jałowiecki. Projekt i konstrukcja układu skręcania do zastosowania w łaziku planetarnym Phoenix III. *Przegląd osiągnięć studenckich kół naukowych działających przy KPKM, Tom I*, wolumen 156 serii *Zeszyty Naukowe*, Gliwice, 2023. Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn.

Spis rysunków

1.1	Globalny zasięg komunikatów ESA [1]	7
1.2	Planowane przez NASA misje związane z eksploracją Księżyca i Marsa [66]	8
1.3	Łazik Perseverance realizujący misję na Marsie [65]	8
1.4	Platforma mobilna Phoenix I	10
1.5	Platforma mobilna Phoenix II	10
1.6	Koncepcja łazika Phoenix III	11
2.1	Graficzna interpretacja gradientu	16
2.2	Schemat działania metody Monte Carlo [55]	18
2.3	Przykład zastosowania tablicy morfologicznej [4]	20
2.4	Idea zastosowania metody TRIZ [92]	21
2.5	Struktura mobilnej platformy eksploracyjnej	22
2.6	Rozwiązania konstrukcyjne układu przeniesienia napędu	24
2.7	Schematy działania układów skręcania: po lewej układ Ackermana, po prawej układ z skręcaniem różnicowym [99]	26
2.8	Układ osi skrętnej zastosowany w platformie KALMAN [2]	27
2.9	Układ zawieszenia typu <i>rocker</i> [69]	28
2.10	Schemat działania układu zawieszenia typu <i>rocker-bogie</i> [97]	29
2.11	Panele operatorskie wykorzystywane w trakcie zawodów ARC [5]	29
2.12	Schemat ramienia robotycznego o pięciu stopniach swobody [31]	30
2.13	Przykłady postaci konstrukcyjnych chwytaków [91]	31
2.14	Łazik Tytan z czerpakowym systemem pobierania próbek [32]	32
2.15	Przykład wiertnicy zastosowanej w łaziku SCORPIO [71]	32
2.16	Zależność pomiędzy masą platformy oraz zapotrzebowaniem na energię	33
2.17	Przykładowa struktura systemu komunikacji i sterowania	35
3.1	Optymalizowane podukłady mobilnej platformy jezdnej	37
3.2	Opracowany sposób optymalizacji sekwencyjnej platformy jezdnej	38
3.3	Wirtualny model korpusu opracowany w 2019 r.	40
3.4	Mapy Ashby'ego dla różnych grup materiałów [26]	42
3.5	Orientacyjne koszty różnych grup materiałowych odniesione do 1 kg materiału [26]	43
3.6	Fragment macierzy sprzeczności technicznych metody TRIZ	47
3.7	Procedura tworzenia powierzchni typu <i>sweep</i>	48
3.8	Przykładowe wyniki uzyskane dla krzywej prowadzącej	49

3.9	Przykładowe wyniki uzyskane dla krzywej profilowej	50
3.10	Płat powierzchni uzyskany w procesie optymalizacji	51
3.11	Opracowany kształt korpusu wraz ze wstawionym modelem obszaru zabronionego	52
3.12	Wstępna postać korpusu	53
3.13	Postać środkowego pasa po modyfikacji	54
3.14	Wynik modyfikacji pokrywy górnej	55
3.15	Wirtualny model układu nośnego po modyfikacjach	55
3.16	Wyniki analizy pochyleń dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$ wykonane za pomocą narzędzia <i>Draft Analysis</i> w środowisku SolidWorks	56
3.17	Elementy montażowe wklejane do pokrywy	56
3.18	Sposób wykonania połączenia pokrywy ze środkowym pasem	57
3.19	Wyniki analizy pochyleń zmodyfikowanej pokrywy dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$	57
3.20	Docelowa postać pokrywy dolnej z widocznymi przetłoczeniami	58
3.21	Docelowa postać środkowego pasa	58
3.22	Docelowa postać korpusu	59
3.23	Pierwotna postać konstrukcyjna ramienia zawieszenia	60
3.24	Pierwsza koncepcja ramienia zawieszenia z zastosowaniem kompozytu	61
3.25	Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 250 N	62
3.26	Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 625 N	63
3.27	Przyjęte w analizie warunki brzegowe (kolor zielony) i sposób obciążenia (kolor niebieski)	64
3.28	Postać opracowanej połówki ramienia zawieszenia	65
3.29	Wyniki analizy pochyleń dla połówki ramienia dla kąta pochylenia $\alpha = 3^\circ$	66
3.30	Schemat przeszukiwania przestrzeni rozwiązań dla optymalizacji grubości ścianki profilu ramienia	67
3.31	Wykres prezentujący szybkość zmiany stosunku URES/masa	68
3.32	Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 250 N	69
3.33	Wyniki analizy MES dla obciążenia równego 625 N	70
3.34	Postać konstrukcyjna ramienia wykonanego z kompozytu węglowego	71
3.35	Wirtualny model układu mechanizmu skręcania	72
3.36	Silnik DC z przekładnią i enkoderem [9]	73
3.37	Silnik krokowy w rozmiarze NEMA17 z dodatkową przekładnią planetarną [44]	74
3.38	Przykładowy serwomechanizm z serii PowerGT [83]	75
3.39	Wirtualny model opracowanego układu skręcania	78
3.40	Wirtualny model układu przeniesienia napędu	79
3.41	Schemat sił działających na platformę	81
3.42	Wykres siły całkowitej oraz wymaganego momentu obrotowego	82
3.43	Silnik <i>CubeMars AK80-9</i> [20]	83
3.44	Model przygotowany do druku 3D	84
3.45	Wirtualne modele opracowanych elementów koła	85
3.46	Wirtualny model opracowanego koła	86
3.47	Modele poszczególnych elementów koła widoczne w oprogramowaniu do przygotowania wydruku	86
3.48	Procedura projektowania łącznika koła	87

3.49 Model dyskretny z nadanymi warunkami brzegowymi: umocowanie - kolor czerwony, obciążenie - kolor niebieski	88
3.50 Wyniki naprężeń zredukowanych według Hubera-Misesa	88
3.51 Wyniki analizy MES dla łącznika koła - przemieszczenia	89
3.52 Postać konstrukcyjna opracowanego układu przeniesienia napędu	90
4.1 Porównanie wirtualnych modeli korpusu łazika Phoenix III	92
4.2 Fizycznie wykonane elementy korpusu	93
4.3 Porównanie wirtualnych modeli ramienia zawieszenia	94
4.4 Fizycznie wykonane elementy ramion zawieszenia	95
4.5 Porównanie koncepcji układu skręcania	96
4.6 Fizycznie wykonany prototyp układu skręcania	97
4.7 Porównanie wirtualnych modeli układu napędowego	98
4.8 Fizycznie wykonany prototyp układu napędowego	99
4.9 Wirtualny model platformy Phoenix III według pierwotnego projektu	100
4.10 Wirtualny model platformy Phoenix III po optymalizacji	100
5.1 Rysunek poglądowy dla parametrów przyjętych do wyznaczania wartości nacisku powierzchniowego	104
5.2 Położenie środka ciężkości dla pierwotnego modelu Phoenix'a III	105
5.3 Położenie środka ciężkości dla zoptymalizowanego modelu Phoenix'a III	106
5.4 Widok przygotowanego środowiska symulacyjnego	108
5.5 Schemat rozmieszczenia czujników na modelach platformy	109
5.6 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu pierwotnego modelu platformy Phoenix III	110
5.7 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu pierwotnego modelu platformy Phoenix III	110
5.8 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 dla pierwotnego modelu platformy Phoenix III	111
5.9 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	111
5.10 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	112
5.11 Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 dla zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	112
5.12 Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników pierwotnego modelu platformy Phoenix III	113
5.13 Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników pierwotnego modelu platformy Phoenix III	114
5.14 Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 dla pierwotnego modelu platformy Phoenix III	114
5.15 Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	115

5.16	Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	115
5.17	Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 dla zoptymalizowanego modelu platformy Phoenix III	116
6.1	Złożona platforma Phoenix III w trakcie testów terenowych	118
A.1	Schemat połączeniowy opracowanego układu pomiarowego	136
A.2	Sposób montażu czujnika centralnego na platformie	136
A.3	Platforma Phoenix III w trakcie przejazdu	137
A.4	Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu platformy Phoenix III	138
A.5	Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu platformy Phoenix III	138
A.6	Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 na platformie Phoenix III	139
A.7	Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników platformy Phoenix III	139
A.8	Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników platformy Phoenix III	140
A.9	Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 na platformie Phoenix III	140

Spis tabel

2.1	Zestawienie ograniczeń gabarytowych dla łożników marsjańskich [5, 7, 13, 34, 41, 93]	23
2.2	Specyfikacja techniczna przykładowych SBC [43, 68, 75]	34
3.1	Tablica morfologiczna opracowana dla układu nośnego	44
3.2	Wartości poszczególnych kryteriów dla wybranych wariantów	45
3.3	Zunitaryzowane wartości poszczególnych kryteriów dla wybranych wariantów	45
3.4	Wyniki analizy wielokryterialnej	46
3.5	Szacowane masy poszczególnych elementów korpusu	59
3.6	Parametry materiałowe zastosowanych w analizie tworzyw	64
3.7	Zestawienie wyników dla zmodyfikowanego ramienia zawieszenia	65
3.8	Wyniki przeszukiwania przestrzeni możliwych rozwiązań dla grubości ścianki ramienia g	68
3.9	Zestawienie wyników dla docelowego ramienia zawieszenia	71
3.10	Tablica morfologiczna dla doboru napędu osi skrętnej	72
3.11	Zestawienie wartości poszczególnych kryteriów	76
3.12	Zunitaryzowane wartości oceny koncepcji	76
3.13	Wyniki analizy wielokryterialnej	77
3.14	Zestawienie mas dla układu mechanizmu skręcania	77
3.15	Zestawienie mas poszczególnych elementów układu napędowego	80
3.16	Zestawienie silników rozpatrywanych do napędu koła	82
3.17	Parametry silnika AK80-9	83
3.18	Zestawienie czasów i ilości zużytego materiału potrzebnych do wyprodukowania jednego koła	85
3.19	Zestawienie wyników analizy MES dla modelu łącznika koła	90
3.20	Zestawienie mas dla układu przeniesienia napędu	90
4.1	Zestawienie mas dla obu projektów platformy Phoenix III	101
5.1	Zestawienie wyników analizy stabilności dla obu modeli platformy	107
5.2	Zestawienie liczby elementów i poleceń dla obu projektów platformy Phoenix III	117
A.1	Zestawienie wyników korelacji krzyżowej	141

Streszczenie

W ramach pracy doktorskiej „Optymalizacja parametrów konstrukcyjno-funkcjonalnych mobilnej platformy eksploracyjnej” zaprezentowano dokonania autora w zakresie realizacji procesu optymalizacji układu jezdnego mobilnej platformy eksploracyjnej. W pracy autor zaprezentował wyniki przeprowadzonego przeglądu literaturowego w zakresie metod optymalizacji konstrukcji oraz budowy mobilnej platformy jezdnej dostosowanej do udziału w zawodach klasy Rover Challenge.

Główna część pracy poświęcona została opisowi prac związanych z optymalizacją poszczególnych układów mobilnej platformy Phoenix III. Zaprezentowane zostały różne metody optymalizacji i koncipowania aby osiągnąć główny cel prowadzonej optymalizacji - redukcja masy i wzrost własności użytkowych. Dodatkowo autor postawił sobie za cel uzyskanie unikatowego designu dla tego typu obiektu technicznego. Cele te zostały ociążnione w głównej mierze poprzez zastosowanie nowoczesnych tworzyw takich jak kompozyt węglowo-epoksydowy czy polimery techniczne.

W pracy zaprezentowano porównanie oryginalnej konstrukcji platformy Phoenix III z konstrukcją uzyskaną w ramach optymalizacji. Porównano własności fizyczne (masa, wymiary) jak również własności eksploatacyjne (stabilność, poziom drgań). Z wszystkich przeprowadzonych porównań wynika, że nowa postać konstrukcyjna platformy Phoenix III uzyskuje lepsze wyniki, co powinno się przełożyć na lepsze wyniki w trakcie zawodów.

Słowa kluczowe

Optymalizacja; Mobilna platforma eksploracyjna; Komputerowe Wspomaganie Projektowania CAD; Materiały kompozytowe; Łazik marsjański

Abstract

The dissertation , " Optimization of the structural and functional parameters of the mobile exploration platform" presents the author's achievements in the implementation of the optimization process of the chassis system of the mobile exploration platform. In the paper, the author presented the results of the conducted literature review in the field of methods of optimization of the design and construction of a mobile driving platform adapted for participation in the Rover Challenge class competitions.

The main part of the work was devoted to the description of the work related to the optimization of individual systems of the Phoenix III mobile platform. Various optimization and conceptualization methods were presented to achieve the main goal of the optimization carried out - weight reduction and increase in performance properties. In addition, the author set himself the goal of achieving a unique design for this type of technical object. These goals were achieved mainly through the use of modern materials such as carbon-epoxy composite and technical polymers.

The paper presents a comparison of the original design of the Phoenix III platform with the design obtained through optimization. Physical properties (weight, dimensions) as well as operational properties (stability, vibration level) were compared. All comparisons show that the new structural form of the Phoenix III platform achieves better results, which should translate into better performance during competitions.

Key words

Optimisation; Mobile exploration platform; Computer Aided Design CAD; Composite materials; Martian Rover

Dodatek A

Analiza drgań fizycznej platformy Phoenix III

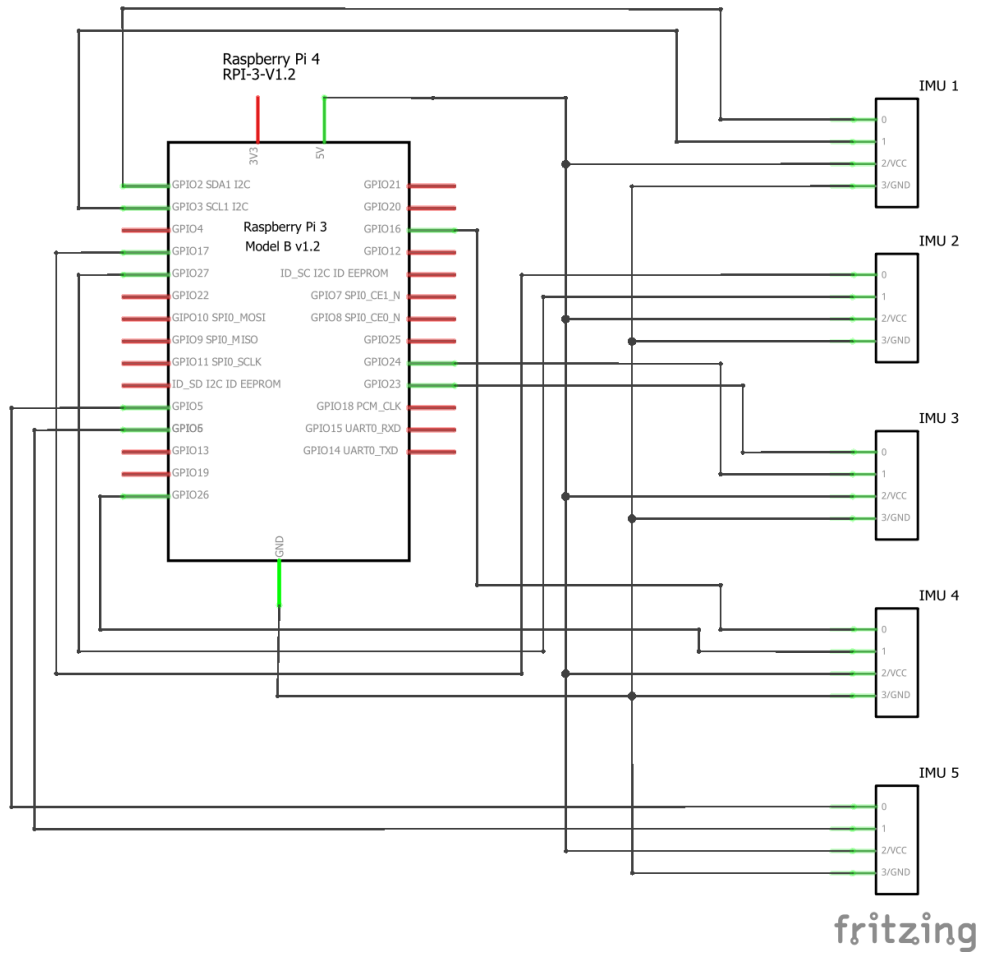
Posiadając fizyczną platformę Phoenix III wytworzoną na podstawie konstrukcji reprezentowanej w postaci modelu wirtualnego platformy po optymalizacji, autor postanowił zweryfikować rzeczywisty poziom drgań występujących na platformie w trakcie jazdy. Ze względu na brak fizycznego modelu dla pierwotnej wersji platformy takie testy nie były możliwe do przeprowadzenia.

Wyniki przeprowadzonej analizy postanowiono załączyć jako dodatek do pracy ze względu na fakt, że uzyskane wyniki nie mogą być porównywane bezpośrednio do tych uzyskiwanych w ramach symulacji ze względu na niemożliwość uzyskania identycznych warunków przejazdu. Dotyczy się to głównie brakiem możliwości odwzorowania takiego samego profilu terenu.

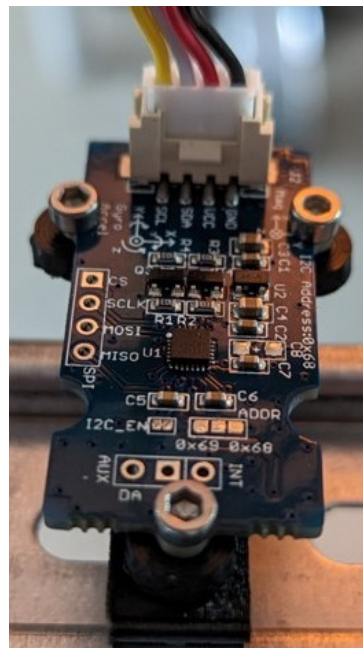
A.1. Zastosowany układ pomiarowy

W celu zebrania danych dotyczących przyspieszeń, autor opracował układ pomiarowy zgodny ze schematem przedstawionym na rys. A.1. W ramach układu zastosowano pięć czujników typu IMU (ang. *Internal Measurement Unit*), które są w stanie realizować pomiar przyspieszeń w trzech podstawowych osiach kartezjańskiego układu współrzędnych, przemieszczeń kątowych wokół trzech osi oraz zmian pola magnetycznego w trzech osiach. Sumarycznie daje to czujnik o 9 stopniach swobody. Położenie czujników jest tożsame z zaprezentowanym na rys. 5.5b Zastosowane czujniki bazują na układzie MPU-9250. Jest to układ o 9 stopniach swobody, wyposażony w złącze typu Grove. Charakterystyka zastosowanych czujników dostępna jest w postaci karty katalogowej jako pozycja literaturowa [48]. Przykład montażu pojedynczego czujnika zaprezentowano na rys. A.2.

Jako jednostkę odpowiedzialną za zebranie i wstępne przetworzenie wybrano układ SBC (ang. *Single Board Computer*) Raspberry Pi 4 [75]. Układ ten okazał się wystarczający, aby umożliwić pobieranie danych z częstotliwością 120 Hz.



Rys. A.1: Schemat połączeniowy opracowanego układu pomiarowego



Rys. A.2: Sposób montażu czujnika centralnego na platformie

A.2. Scenariusz realizowanego przejazdu

Aby zbliżyć się możliwie jak najbardziej do scenariusza wykorzystanego w symulacji (patrz str. 107), autor przyjął następujące parametry przejazdu:

- prędkość przejazdu platformy $v \approx 1$ m/s;
- pokonywany dystans $d = 10$ m;
- częstotliwość próbkowania $f = 120$ Hz;
- rozłożenie czujników identyczne jak zaprezentowano na rys. 5.5.

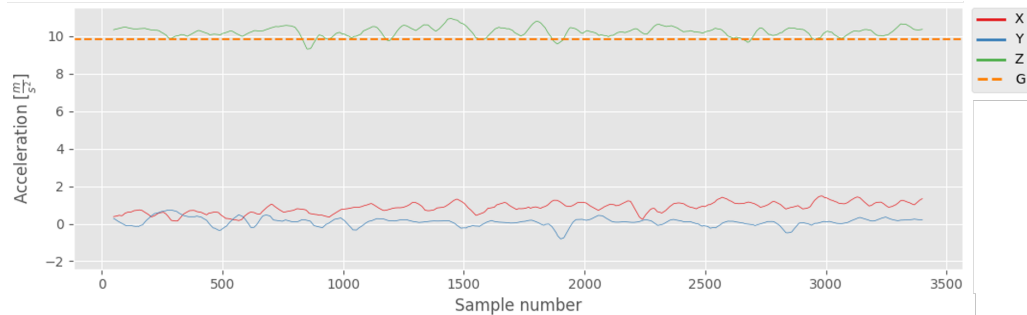
Jako miejsce realizacji przejazdu wybrano pas zieleni znajdujący się pomiędzy parkingami przy budynku Centrum Nowych Technologii Politechniki Śląskiej, a Drogową Trasą Średnicową. Na rys. A.3 zaprezentowano fotografię łazika Phoenix III w trakcie jednego z przejazdów.



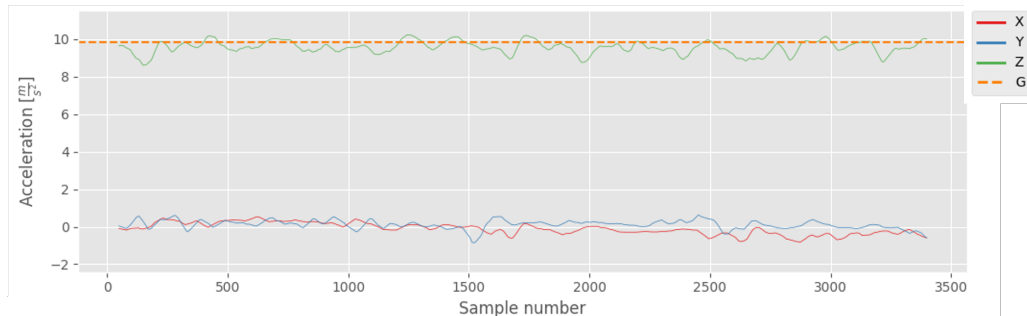
Rys. A.3: Platforma Phoenix III w trakcie przejazdu

A.3. Uzyskane wyniki

W ramach przeprowadzonych przejazdów uzyskano wykresy przebiegu sygnału przyspieszeń w czasie. Na rys. A.4, A.5 oraz A.6 przedstawiono uzyskane wyniki.



(a) Wyniki dla czujnika S4

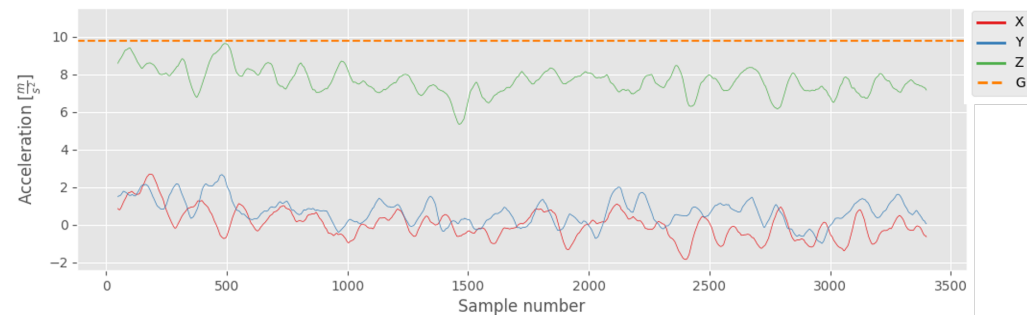


(b) Wyniki dla czujnika S1

Rys. A.4: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z przodu platformy Phoenix III

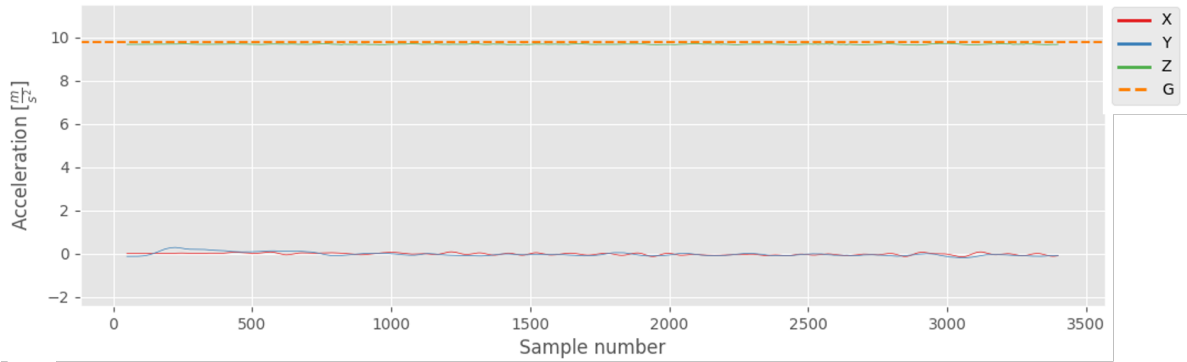


(a) Wyniki dla czujnika S3



(b) Wyniki dla czujnika S2

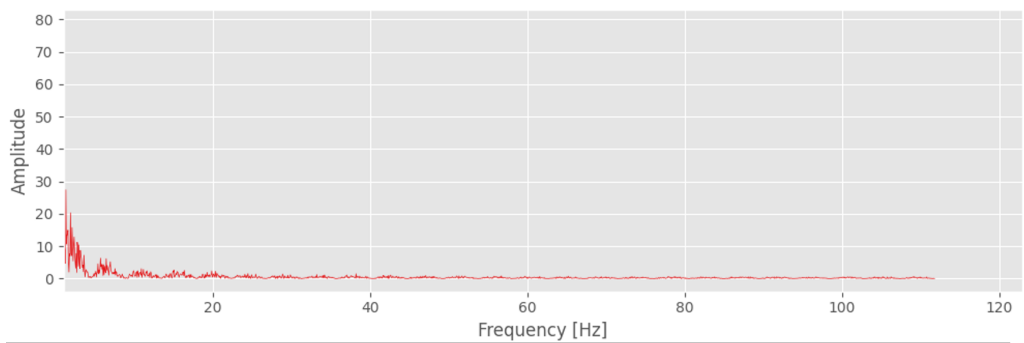
Rys. A.5: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujników znajdujących się z tyłu platformy Phoenix III



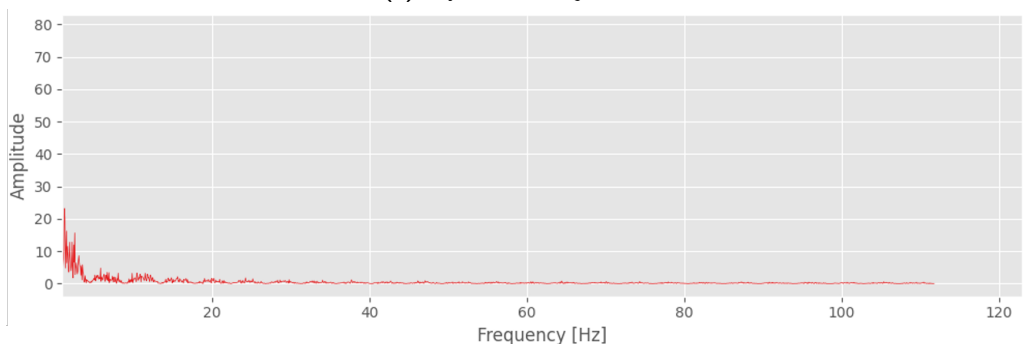
Rys. A.6: Wykresy uzyskanych przyspieszeń dla czujnika S5 na platformie Phoenix III

Jak można zauważyć na przedstawionych wykresach, uzyskane przebiegi sygnału przyspieszeń są zbliżone do uzyskiwanych w ramach realizowanych symulacji. Autor pragnie również zwrócić uwagę na znikome wartości przyspieszeń uzyskiwane w centralnej, najbardziej newralgicznej, części platformy. Przyczyny takiego stanu rzeczy autor doszukuje się w różnicach wynikających z profilu terenu, na którym dokonywano rzeczywistych pomiarów jak również same cechy materiałowe uzyskane w procesie wytwarzania elementów kompozytowych mogą się nieznacznie różnić z deklarowanymi przez producenta.

Aby dokładniej zweryfikować czy wyniki symulacji mają przełożenie na faktyczne zachowanie się platformy przeprowadzono analizę Fouriera dla uzyskanych sygnałów. Pozwoli to określić czy dla rzeczywistej platformy uzyskano podobne częstotliwości charakterystyczne jak te uzyskane w symulacji. Wyniki przeprowadzonej analizy zaprezentowano na rys. A.7, A.8 oraz A.9.

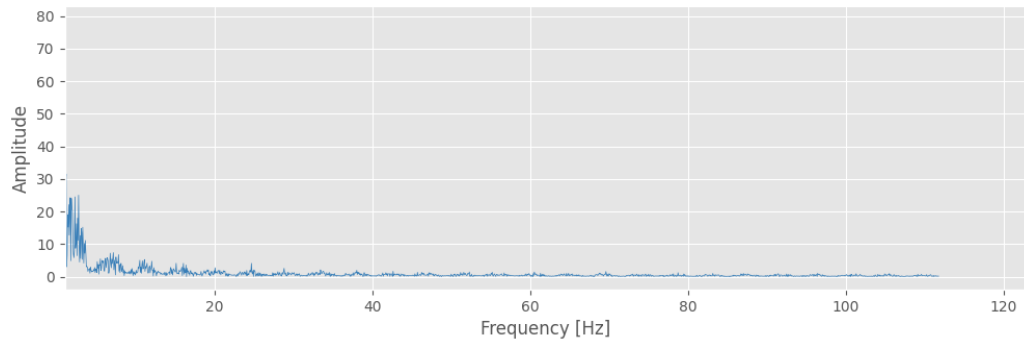


(a) Wyniki dla czujnika S4

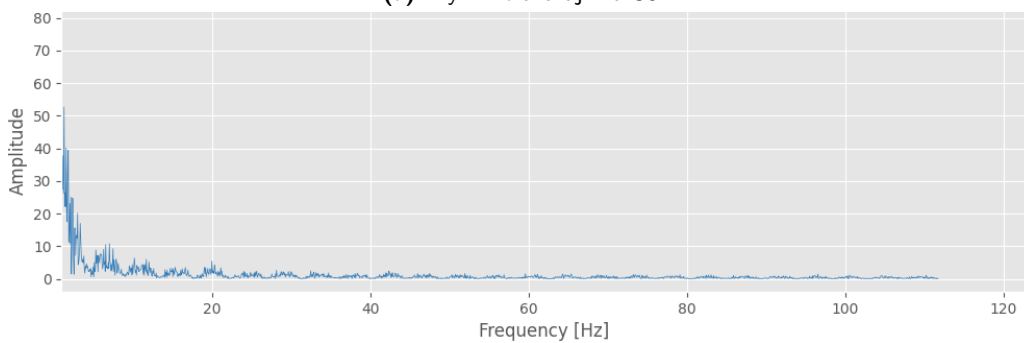


(b) Wyniki dla czujnika S1

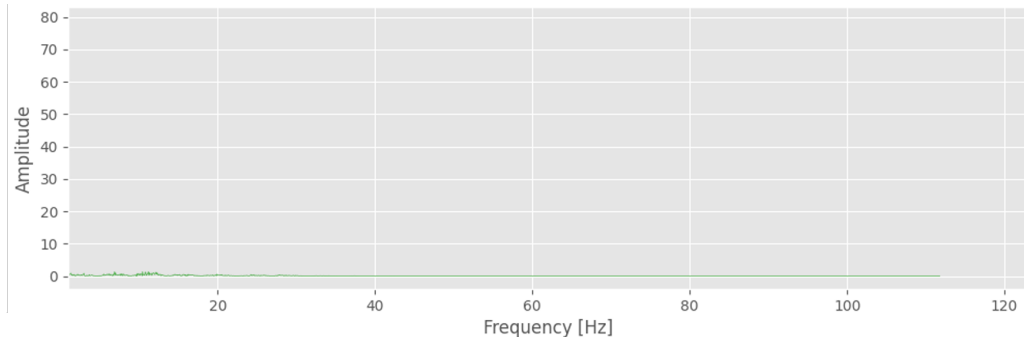
Rys. A.7: Wykresy widmowe w osi Z przednich czujników platformy Phoenix III



(a) Wyniki dla czujnika S3



(b) Wyniki dla czujnika S2

Rys. A.8: Wykresy widmowe w osi Z tylnych czujników platformy Phoenix III**Rys. A.9:** Wykresy widmowe w osi Z dla czujnika S5 na platformie Phoenix III

Analizując uzyskane wykresy widmowe, autor dostrzega podobieństwo do tych uzyskanych w symulacji. Tak jak w symulacji, również na rzeczywistej platformie uzyskano główną składową częstotliwościową na poziomie około 4 Hz. Może to sugerować, że jest to główna częstotliwość drgań platformy wzbudzana w trakcie jazdy. Ponadto tak jak w przypadku symulacji można zaobserwować wyższe wartości amplitudy drgań dla czujników znajdujących się na tylnych kołach. Taka sama sytuacja była obserwowana również w wynikach symulacji.

Na podstawie wyników uzyskanych w trakcie testów oraz wyników uzyskanych w środowisku symulacyjnym, można zauważyć podobieństwo pomiędzy uzyskanymi przebiegami sygnałów oraz widmami częstotliwościowymi, aby określić poziom tego podobieństwa, autor postanowił wyznaczyć korelację krzyżową pomiędzy uzyskanymi sygnałami przyspieszeń w osi Z dla czujnika centralnego, który z punktu widzenia eksploatacji platformy jest najistotniejszy. W wyniku przeprowadzonej analizy uzyskano średnią wartość korelacji na poziomie 0,488, co wskazuje na istnienie dodatniej korelacji

pomiędzy analizowanymi sygnałami. Szczegółowe wyniki zaprezentowano w tab. A.1.

Tab. A.1: Zestawienie wyników korelacji krzyżowej

Parametr	Wartość
Wartość średnia	0,4877
Odchylenie standardowe	0,2816
Wartość min	0,0003
Wartość max	0,9752

Należy tutaj jednak nadmienić, że porównywane sygnały zostały uzyskane dla dwóch jednak różniących się terenów. Mimo braku możliwości przeprowadzenia porównania dla dwóch identycznych scenariuszy, autor postanowił przedstawić uzyskane wyniki jako dodatek do pracy, a nie jako odrębny rozdział.