



## TECHNIKA TRANSPORTU SZYNOWEGO

Przemysław FILIPEK, Tomasz KAMIŃSKI, Grzegorz KWAŚNIAK

# KONSTRUKCJA PODWOZIA ROBOTA DO JAZDY PO WYDMACH

### *Streszczenie*

Artykuł przedstawia założenia, projekt i obliczenia modelu podwozia jeżdżącego po trudnym terenie, takim jak piasek, żwir, teren podmokły. Urządzenie posiada sześć kół ze specjalnie zaprojektowanymi felgami i oponami, przystosowanymi do jazdy po grząskim terenie (wydmy, bagna). Zasilane z akumulatora 12V, zdalnie sterowane podwozie, może być wykorzystywane do zwykłego transportowania towarów a także pełnić misje obserwacyjno - zwiadowcze na terenach zagrażających życiu i zdrowiu człowieka. Po zamontowaniu w pojeździe dodatkowego wyposażenia w postaci ramienia manipulatora, pojazd ten może pełnić funkcje militarne.

## WSTĘP

Transport na terenach pustynnych zawsze stanowił problem, od kiedy człowiek zaczął je zamieszkiwać. Zanim udomowiono pierwsze zwierzęta, ludzie przynosili wszystko używając jedynie własnej siły. Dopiero ok. 4 tys. lat p.n.e. zaczęto wykorzystywać takie zwierzęta jak: konie, osły, muły czy wielbłądy do przenoszenia wody i towarów. Wielbłądy jako jedyne z tych zwierząt są w stanie pokonywać dłuższe odległości na pustyni, gdyż przystosowane są do życia w słonecznej spiekocie i odporne na długotrwały brak wody. W dzisiejszych czasach wielbłądy nadal są głównym środkiem transportu towarów i ludności na terenach pustyni.

Pierwsze pojazdy kołowe konstruowano już na przełomie XVIII i XIX wieku. Były one napędzane przez silniki parowe, a potem spalinowe i elektryczne. Do tej pory powstało dużo pojazdów tego typu, lecz zdecydowana większość z nich jest przeznaczona do poruszania się tylko po utwardzonej nawierzchni.

Tylko nieliczne konstrukcje są w stanie poradzić sobie z podłożem piaszczystym, a większość tych pojazdów posiada układ napędowy typu gąsienicowego. Seryjnie produkowane samochody terenowe nawet po licznych udoskonaleniach, nie najlepiej radzą sobie z pokonywaniem wydym piaszczystych, czego dowodem jest dość częste zakopywanie się samochodów w grząskim piasku podczas corocznego rajdu Dakar.

Sprostać tym problemom może specjalnie zaprojektowane podwozie, którego sekret tkwi w odpowiedniej konstrukcji kadłuba oraz zastosowaniu unikalnych felg i opon.

## 1. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE

Po rozważeniu zalet i wad licznych konstrukcji kołowych i gąsienicowych [1, 2, 3], zdecydowano się na zaprojektowanie sześciokołowego pojazdu kołowego. Ze względu na

rzadkość projektowania i konstruowania pojazdów przeznaczonych do poruszania się po wydmach z piasku, określono wstępne założenia konstrukcyjne.

Podłoże, po jakim ma poruszać się projektowane podwozie czyni go wyjątkowym rozwiązaniem technicznym wśród wielu skonstruowanych do tej pory robotów mobilnych. Konstrukcja pojazdu musi być szczelna, gdyż wszechobecny piasek podczas burz pustynnych w łatwy sposób mógłby powodować uszkodzenie trybów w zastosowanych przekładniach, a w dłuższym czasie ich liczne awarie. Jednocześnie projektowany pojazd powinien być tani w produkcji oraz niedrogi w eksploatacji.

Uwzględniając grząski teren w którym ma się poruszać podwozie, przewidziano sześciokołową konstrukcję platformy jezdnej, odznaczającą się prostotą wykonania. Przegub obrotowy mocujący przednią oś pojazdu ma polepszyć właściwości mobilne podwozia podczas pokonywania grzbietów wydm. Szttywne mocowanie pozostałych osi zapewni dostateczną stabilność pojazdu w przypadku zamontowania na nim dodatkowego oprzyrządowania w postaci ramienia manipulatora. Przewidziano napęd pojazdu za pomocą sześciu silników elektrycznych zasilanych prądem stałym. Moment obrotowy wygenerowany przez silniki będzie przekazywany na wszystkie koła jezdne, za pomocą wysoko sprawnych przekładni planetarnych, połączonych bezpośrednio z silnikami elektrycznymi. Sprostanie tak niesprzyjającym warunkom eksploatacyjnym jest bardzo trudne, bez uwzględnienia zapotrzebowania na dużą moc układu napędowego. Sterowanie kierunkiem poruszania się podwozia będzie realizowane za pomocą zmiany kierunków obrotowych silników napędowych, co daje możliwość obrotu pojazdu wokół własnej osi i poprawia jego właściwości mobilne. Każde koło podwozia zostanie zbudowane z felgi oraz pompowanej opony. Opona będzie tłumiła ewentualne drgania pojazdu. Regulację ciśnienia powietrza wewnątrz niej umożliwi zwiększenie w ekstremalnych warunkach powierzchni nacisku podwozia na podłoże. Na powierzchni styku opony z gruntem zostanie użyty wysoki bieżnik ze specjalnie ukształtowaną rzeźbą.

Masa podwozia pustynnego powinna mieścić się w zakresie od 20 do 25 kg, co jest ograniczeniem podczas projektowania układu napędowego, który musi być jednocześnie trwały i lekki. Wysokość pojazdu ze względu na przewidziane jego funkcje nie powinna przekraczać 25 cm przy jednoczesnym zachowaniu jak największego prześwitu między podwoziem pojazdu, a nawierzchnią. Prędkość maksymalna pojazdu powinna mieścić się w zakresie od 10 do 15 km/h.

Sterowanie ruchami pojazdu, jak i jego dodatkowymi funkcjami odbywać się będzie drogą radiową. Przewidziany zasięg układu sterowania wynosi minimum 100 m w terenie otwartym. Układ napędowy podwozia zasilany będzie z akumulatora żelowego prądu stałego o napięciu znamionowym wynoszącym 12V, zamontowanym w tylnej części pojazdu. Akumulator będzie posiadał wysoko wydajny układ doładowania

w postaci panelu słonecznego zamontowanego w przedniej części pojazdu. Dodatkowe wyposażenie będzie umożliwiać pracę w warunkach niedostatecznej widoczności, dzięki zamontowanym przednim lampom oświetleniowym i kamery (dającej również możliwość uzyskania obrazu w podczerwieni). Podwozie zaprojektowano tak, aby w jego środkowej części można było zamontować dodatkowe wyposażenie w postaci ramienia manipulatora.

Projektowane podwozie ze względu na ekstremalne warunki jego przyszłej eksploatacji (podczas burzy piaskowych) musi cechować się dużą trwałością wykonania oraz łatwością wykonywania ewentualnych napraw. Przewidywany okres eksploatacyjny wynosi 1000 godzin podczas wykonywania zadań militarnych.

Zalecaną techniką wykonania kadłuba jest łączenie poszczególnych elementów za pomocą technologii spawania oraz wykonywania zagięć przy pomocy giętarki. Zarówno kadłub, jak i felgi kół wykonane zostaną z lekkich stopów aluminium. Opony pojazdu zostaną wykonane z grubej gumy, natomiast bieżnik połączony z powierzchnią opony - za pomocą

zgrzewarki. Pozostałe podzespoły takie jak: silniki, przekładnie, osprzęt i elementy łączące, zostaną dobrane z katalogów gotowych wyrobów. Zbudowane w ten sposób podwozie będzie posiadało lepsze własności trakcyjne w porównaniu do istniejących konstrukcji.

## 2. NIEZBĘDNE OBLICZENIA

W celu wykonania projektu konstrukcyjnego podwozia należy wykonać szacowanie masy całkowitej oraz niezbędne obliczenia: siły i mocy napędowej, prędkości pojazdu i momentu obrotowego przekładni.

### 2.1. Szacowanie masy całkowitej

W omawianej konstrukcji kadłuba o wymiarach 0,450 x 0,345 x 0,068 [m], zastosowano blachę z duraluminium o grubości 2 mm. Objętość blachy wykorzystanej do budowy kadłuba wynosi  $V_k = 8,235 \times 10^{-4}$  [m<sup>3</sup>]. Gęstość duraluminium wynosi  $\rho = 22800$  kg/m<sup>3</sup> [6]. Masa kadłuba pojazdu to iloczyn objętości i gęstości blachy:  $m_k = 22800 \cdot 8,235 \cdot 10^{-4} = 2,31$  kg. W poniższej tabeli określono masę całkowitą podwozia która wynosi 25 kg wraz z szacowaną ładownością 4,52 kg.

**Tab. 1.** Zestawienie masy elementów składowych podwozia

Lp	Nazwa części lub zespołu	Liczba sztuk	Masa [kg]	Uwagi
1.	Kadłub	1	2,31	Z obliczeń
2.	Silniki DC	6	7,8	Dane z katalogu
3.	Przekładnie planetarne	6	3,4	Dane z katalogu
4.	Akumulator	1	3,27	Dane z katalogu
5.	Koła	6	2,2	Szacowana
6.	Śruby	-	0,5	Szacowana
7.	Ładowność	-	4,52	Szacowana
8.	Osprzęt	-	1	Szacowana
Masa całkowita			25 [kg]	

### 2.2. Obliczenia siły napędowej

Siła napędowa działająca na koła napędowe pojazdu zależy od wielkości momentu obrotowego silnika, wielkości przełożenia w układzie napędowym oraz sprawności mechanicznej układu napędowego [4]. W przypadku poruszającego się podwozia kołowego, w celu określenia wymaganej siły napędowej należy rozważyć opory toczenia, powietrza, wzniesienia oraz bezwładności.

Można przyjąć, że opór toczenia jednego koła jezdnych w czasie jazdy na wprost na suchej, utwardzonej nawierzchni jest praktycznie równy jego oporowi toczenia. Jednak, aby poprawnie obliczyć opory toczenia pojazdu po piachu, należy uwzględnić współczynnik toczenia dla tego podłoża. Inne, bardziej złożone opory ruchu, wynikające na przykład: z odkształceń opony i nawierzchni, strat tarcia w łożyskach, ruchu po mokrej nawierzchni, zbieżności kół jezdnych - z uwagi na znikomą wartość, należy pominąć.

Przyjmując, że współczynniki oporu toczenia wszystkich kół jezdnych są jednakowe i wynosi on dla suchego piachu  $f_t = 0,2$  siłę oporu toczenia pojazdu można obliczyć z zależności (1).

$$F_t = mg \cdot f_t \cos\alpha, \quad (1)$$

gdzie:  $F_t$  - siła oporu toczenia robota [N],  
 $m$  - masa całkowita robota [kg],  
 $g$  - przyspieszenie ziemskie ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ),  
 $f_t$  - współczynnik oporu toczenia [-],  
 $\alpha$  - kąt wzdłużnego pochylenia jezdni (kąt wzniesienia) [rad].

Maksymalny opór toczenia mobilnego robota nie przekracza oporu toczenia po płaskim podłożu, gdyż  $\cos\alpha \leq 1$  z równania (1). Do celów obliczeniowych należy przyjąć, równanie (2).

$$F_t = mg \cdot f_t \quad (2)$$

Siła oporu toczenia podwozia robota mobilnego jest równa  $F_t=25 \cdot 9,81 \cdot 0,2=49,05 \text{ N}$ . W przypadku projektowanego podwozia robota należy uwzględnić również opór powietrza na powierzchni czołowej. Siła oporów powietrza działająca na pojazd jest proporcjonalna do kwadratu prędkości jego ruchu zgodnie z zależnością (3) [4]:

$$F_p = \rho_p \cdot c_x \cdot S \cdot v^2/2 \quad (3)$$

gdzie:  $F_p$  - siła oporu powietrza [N],  
 $c_x$  - współczynnik oporów powietrza zależny od kształtu nadwozia [-],  
 $\rho_p$  - gęstość powietrza [ $\text{kg/m}^3$ ],  
 $S$  - powierzchnia czołowa pojazdu [ $\text{m}^2$ ],  
 $v$  - prędkość ruchu robota [m/s].

Przyjmując wartość współczynnika powierzchni czołowej  $k = 0,8$  a także szerokość i wysokość czołowej ściany pojazdu wynoszące odpowiednio  $b_r = 0,345 \text{ m}$  i  $h_r = 0,068 \text{ m}$ , należy obliczyć wielkość powierzchni czołowej kadłuba robota z zależności (4).

$$S = k \cdot b_r \cdot h_r \quad (4)$$

gdzie:  $S$  - powierzchnia czołowa pojazdu [ $\text{m}^2$ ],  
 $k$  - współczynnik powierzchni czołowej [-],  
 $b_r$  - szerokość robota [m],  
 $h_r$  - wysokość robota [m].

Po podstawieniu odpowiednich wartości otrzymujemy wielkość powierzchni czołowej robota mobilnego równą  $S=0,8 \cdot 0,345 \cdot 0,068=0,019 \text{ m}^2$ , którą wykorzystujemy do dalszych obliczeń.

Zakładając, że projektowany robot rozwija maksymalną prędkość  $v=12,77 \text{ m/s}$  ( $10 \text{ km/h}$ ), gęstość powietrza wynosi  $\rho_p = 1,226 \text{ kg/m}^3$ , zaś współczynnik oporu powietrza  $c_x=1,15$  (nadwozie robota nie ma kształtu aerodynamicznego), na podstawie zależności (3) liczymy siłę oporu powietrza podczas jazdy z prędkością maksymalną:  $F_p=1,226 \cdot 1,15 \cdot 0,019 \cdot 2,772/2 = 0,1 \text{ N}$

Opór wzniesienia występuje podczas jazdy pod górę i stanowi składową styczną ciężaru robota, równoległą do nawierzchni jezdni. Siłę oporu wzniesienia określa zależność (5).

$$F_w = mg \cdot \sin\alpha \quad (5)$$

gdzie:  $F_w$  - siła oporu wzniesienia [N],

$m$  - masa całkowita robota [kg],  
 $g$  - przyspieszenie ziemskie ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ),  
 $\alpha$  - kąt wzdłużnego pochylenia jezdni (kąt wzniesienia) [rad].

Z nierówności  $\sin\alpha \leq \tan\alpha$  dla kątów w zakresie od 0 do  $\pi/2$  wynika, że równanie siły oporu wzniesienia ma postać:

$$F_w = mg \cdot w \quad (6)$$

gdzie:  $w$  - współczynnik oporu wzniesienia (tangens kąta wzniesienia) [-].

W projekcie zakłada się, że pojazd pustynny powinien mieć zdolność pokonywania wzniesień o współczynniku  $w = 0,577$ , który odpowiada kątowi nachylenia wzniesienia równemu  $30^\circ$ , zatem  $F_w = 25 \cdot 9,81 \cdot 0,577 = 141,51 \text{ N}$

Siłę oporu bezwładności przyspieszającego podwozia robota można opisać ogólną zależnością:

$$F_b = \delta \cdot ma \quad (7)$$

gdzie:  $F_b$  - siła oporu bezwładności [N],  
 $m$  - masa robota [kg],  
 $\delta$  - współczynnik mas wirujących [-], ( $\delta = 1,02 - 1,3$ )  
 $a$  - przyspieszenie pojazdu  $w$  [ $\text{m/s}^2$ ].

W teorii ruchu pojazdów przyjmuje się wartości współczynnika  $\delta$  z zakresu od 1,02 do 1,30. W przypadku projektowanego podwozia robota można przyjąć wartość pośrednią  $\delta = 1,10$ . Dla ruchu z małą prędkością można przyjąć maksymalne przyspieszenie  $a = 1 \text{ m/s}^2$ , więc siła oporu bezwładności robota wyniesie  $F_b = 1,1 \cdot 25 \cdot 1 = 27,5 \text{ N}$

Siła napędowa potrzebna do napędu projektowanego robota nie przekracza sumy wyliczonych poszczególnych oporów ruchu, gdyż jednoczesne wystąpienie wszystkich ekstremalnie trudnych warunków ruchu pojazdu występuje sporadycznie lub nie występuje wcale. Maksymalną siłę napędową należy wyznaczyć zgodnie z zależnością:

$$F_n = F_t + F_p + F_w + F_b \quad (8)$$

gdzie:  $F_n$  — maksymalna siła napędowa [N],  
 $F_t$  — maksymalna siła oporu toczenia [N],  
 $F_p$  — maksymalna siła oporu powietrza [N],  
 $F_w$  — maksymalna siła oporu wzniesienia [N],  
 $F_b$  — maksymalna siła oporu bezwładności [N],

Po podstawieniu do wzoru na maksymalną siłę napędową odpowiednich wartości otrzymujemy:  $F_n = 49,5 + 0,1 + 141,51 + 27,5 = 218,61 \text{ N}$

### 2.3. Zapotrzebowanie mocy napędowej

Całkowita moc przenoszona przez koła jezdne podwozia robota jest równa mocy oporów ruchu. Ponieważ moc oporów ruchu pojazdu zależy od jego prędkości, zapotrzebowanie mocy przenoszonej przez koła jest ograniczone iloczynem maksymalnej siły napędowej i maksymalnej prędkości jazdy:

$$N_k = F_n \cdot v \quad (9)$$

gdzie:  $N_k$  - maksymalna moc przenoszona przez koła [W],  
 $F_n$  - maksymalna siła napędowa [N],  
 $v$  - maksymalna prędkość ruchu [m/s<sup>2</sup>].

Stąd, maksymalna moc przenoszona przez koła projektowanego podwozia robota wynosi  
 $N_k=218,61 \cdot 2,77 = 605,55$  W

Z uwagi na straty energii mechanicznej należy uwzględnić sprawność przekładni planetarnej, która wynosi  $\eta = 0,9$ . Wymagana maksymalna moc silnika (silników napędowych) wyraża się zależnością:

$$N_s = N_k/\eta \quad (10)$$

gdzie:  $N_s$  - wymagana maksymalna moc silnika napędowego [W],  
 $N_k$  - maksymalna moc przenoszona przez koła [W],  
 $\eta$  - sprawność mechaniczna układu napędowego [-].

Z powyższego równania wynika, że wymagana moc napędu jest równa  $N_s=605,55/0,9 = 672,83$  W. Moc taką może zapewnić sześć jednakowych silników elektrycznych prądu stałego o mocy znamionowej  $N_n = 115$  W każdy.

## 2.4. Maksymalna prędkość podwozia

Obliczenie prędkości poruszania się pojazdu należy zacząć od obliczenia prędkości obrotowej wału wyjściowego z przekładni planetarnej. Wartościami potrzebnymi do wykonania tych obliczeń są - znamionowa prędkość obrotowa silnika wynosząca  $n_s = 3150$  [obr/min] oraz przełożenie przekładni planetarnej równe  $i = 8:1$ .

Prędkość obrotowa wału wyjściowego z przekładni planetarnej wynosi  $n_p = 393,75$  obr/min. Do obliczenia prędkości poruszania się pojazdu potrzebny jest obwód koła pojazdu, który wynosi  $L = 0,4396$  m.

Prędkość pojazdu liczymy poprzez mnożenie obwodu koła napędowego i prędkości obrotowej wału wyjściowego z przekładni napędowej.

Po obliczeniu, prędkość maksymalna pojazdu wynosi:

$$V_p = 1197,82 \text{ m/min} = 13,3 \text{ m/s} = 11,869 \text{ km/h.}$$

## 2.5. Moment obrotowy przekładni

W przypadku projektowania pojazdu kołowego, w którym napęd jest przekazywany przez przekładnię planetarną, należy obliczyć moment, jaki pojazd osiągnie na wale wyjściowym z przekładni. W tym celu należy wykonać obliczenia według wzoru (11), uwzględniając przełożenie przekładni  $i = 8:1$  oraz jej sprawność  $\eta = 0,9$ , a także moment silnika  $M_s = 0,35$  Nm,

$$M_p = M_s \cdot i \cdot \eta \quad (11)$$

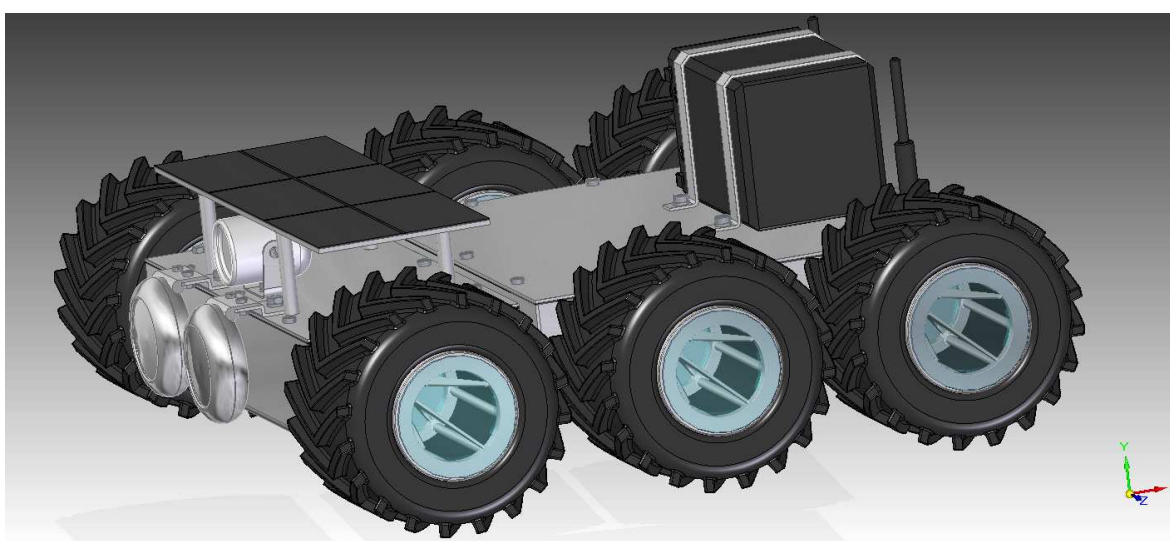
gdzie:  $M_p$  — moment na wale wyjściowym z przekładni planetarnej [Nm],  
 $M_s$  — moment na wale wyjściowym z silnika [Nm],  
 $i$  — przełożenie przekładni planetarnej,  
 $\eta$  — sprawność przekładni planetarnej,

Wartość momentu obrotowego na wale wyjściowym z przekładni planetarnej w projektowanym pojeździe wynosi  $M_p = 0,35 \cdot 8/1 \cdot 0,9 = 2,52$  Nm.

Moment obrotowy generowany przez przekładnię planetarną jest momentem wystarczającym, aby pojazd pustynny mógł swobodnie poruszać się w ustalonych warunkach eksploatacji.

### 3. PODZESPOŁY SKŁADOWE PODWOZIA

Projekt podwozia pustynnego przedstawionego na rysunku 1, został wykonany programie Solid Edge ST4 [5], w oparciu o przegląd literatury, wstępne założenia konstrukcyjne oraz niezbędne obliczenia. Podczas projektowania podwozia, w dużej mierze skorzystano z gotowych podzespołów oferowanych w katalogach przez firmy produkcyjne. Projektując indywidualne podzespoły potrzebne do budowy modelu, wzięto pod uwagę zalecenia oraz ograniczenia dotyczące wykorzystywanych materiałów. Uwzględniono także możliwości oraz ograniczenia technik wytwarzania, wynikające z dostępnego w dzisiejszej dobie postępu technologicznego.



Rys. 1. Poglądowy widok podwozia robota pustynnego

Przedstawiony powyżej model podwozia pustynnego składa się z następujących podzespołów:

- kadłub pojazdu,
- układ napędowy,
- układ jezdny,
- układ zasilania,
- układ sterowania,
- osprzęt.

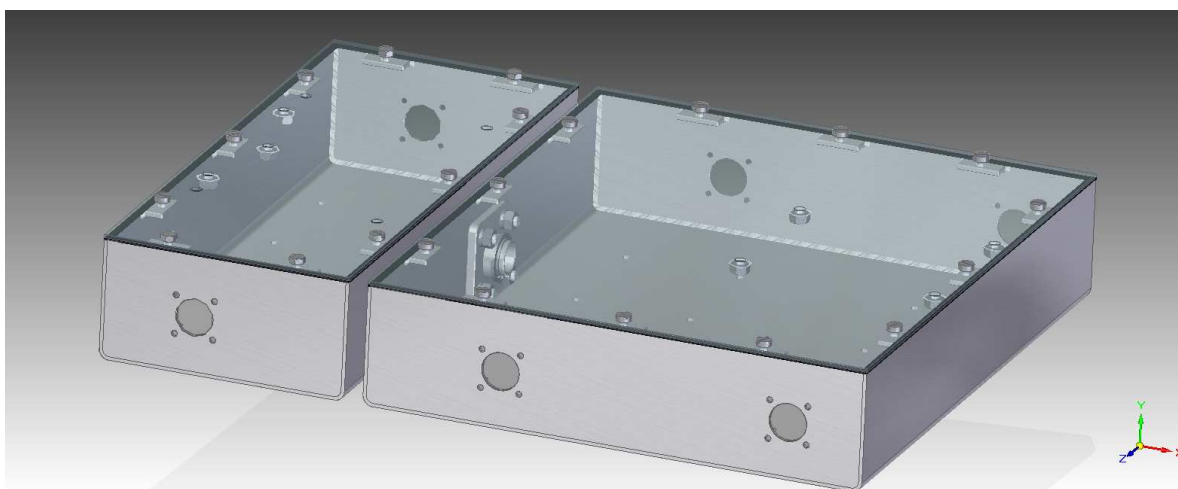
W zaprojektowanym podwoziu rozmieszczono osprzęt na powierzchni kadłuba uwzględniając w miarę możliwości równomierny rozkład masy nadwozia na koła. Środkowa część kadłuba została zarezerwowana dla umocowania przewożonych ładunków lub montażu dodatkowego osprzętu w postaci ramienia manipulatora. Miejsce to zostało wybrane ze względu na największą stabilność podczas pokonywania nierówności terenu.

### 3.1. Kadłub

Głównym podzespołem podwozia jest kadłub, który łączy wszystkie inne elementy w jedną całość. Ustala położenie pozostałych podzespołów w pozycjach roboczych a także jest podstawą do mocowania dodatkowego osprzętu w pojeździe.

Przedstawiony na rysunku 2 kadłub został podzielony na dwie części połączone ze sobą za pomocą przegubu obrotowego, wykonanego ze stopów aluminium.

Kadłub zaprojektowano z blachy aluminiowej o grubości 2 mm. Pokrywy górne korpusu pojazdu (którym nadano przezroczystość na rysunku 2 aby zapewnić widoczność wnętrza), zostały zamocowane za pomocą śrub M5 wkręcanych we wsporniki. Aby zapewnić szczelność kadłuba zaprojektowano dodatkowo uszczelki wykonane z gumy, które znajdują się pomiędzy pokrywami a czołowymi powierzchniami boków pojazdu.



Rys. 2. Model kadłuba

### 3.2. Układ jezdny

Układ jezdny projektowanego podwozia zawiera w swej budowie elementy napędowe, co jest wynikiem bezpośredniego osadzenia kół pojazdu na wałach wyjściowych z przekładni planetarnych. Połączenie układu jezdny i napędowego jest najlepszym rozwiązaniem ze względu na znaczną redukcję masy oraz minimalizację wymiarów gabarytowych pojazdu. Układ jezdny w pojeździe pustynnym składa się z:

- silników napędowych,
- przekładni planetarnych,
- felg,
- opon,
- elementów łączących.

Przekazywanie momentu napędowego z silnika do wysoko sprawnej przekładni planetarnej, a następnie z wału wyjściowego reduktora na piastę felgi za pomocą wpustów czółenkowych, umożliwia projektowanie zwartej zabudowy układu napędowego. Przyczynia się to do zmniejszenia wymiarów gabarytowych

Układ napędowy zbudowany jest z sześciu silników prądu stałego o mocy znamionowej 115 W każdy. Silniki zasilane są napięciem stałym 12 V, o poborze prądu rzędu 15 A każdy. Znamionowa prędkość obrotowa silników wynosi 1350 obr/min i zapewnia dostateczną prędkość poruszania się podwozia. Znamionowy moment wyjściowy silnika o numerze



katalogowym 1.13.063.220 jest dość duży i wynosi 35 Ncm. Zaletą wybranego silnika prądu stałego jest również mała masa, która wynosi zaledwie 1300 g.

W skład projektowanego układu napędowego mobilnej platformy wydmowej wchodzi również sześć przekładni planetarnych PLG42S. Jednostopniowa przekładnia zapewnia dużą sprawność (90%) przekazywania momentu obrotowego z silnika do koła projektowanego pojazdu i cechuje się dużą wytrzymałością na obciążenia osiowe i promieniowe wału wyjściowego. Przełożenie przekładni 1:8 zapewnia odpowiednią prędkość poruszania się podwozia, a także wysoki moment obrotowy na wale wyjściowym. Zaletą stosowania przekładni planetarnych w układach napędowych jest mała masa, która nie obciąża zbyt mocno projektowanej konstrukcji.

Pierwowzorem projektu kół podwozia był przedstawiony na fotografii 1 białoruski pojazd rolniczy Rosa-05, przeznaczony do nawożenia roślin na terenach bagiennych bez konieczności stosowania ścieżek technologicznych. Pierwszy raz w Polsce wystawiony był na ekspozycji podczas Kieleckich Targów Rolniczych w lutym 2011 roku. Felgi pojazdu wykonane są z cienkościennych profili, które jednocześnie zapewniają dostateczną wytrzymałość i minimalizują masę pojazdu. Natomiast opony omawianego pojazdu, wykonane są z gumy o grubości 10 mm, które po odpowiednim napompowaniu dopasowują się do felgi i w sposób trwały osadzają się na niej. Za pomocą regulacji ciśnienia w oponach można regulować powierzchnię styku opony z podłożem, co jest przydatną funkcją podczas poruszania się po delikatnych, małych sadzonkach roślin. Producent zapewnia, że opony pojazdu nie ulegają niszczeniu poprzez najechanie na przedmiot o ostrych krawędziach i rozszczelnieniu powodującym utratę ciśnienia [7].

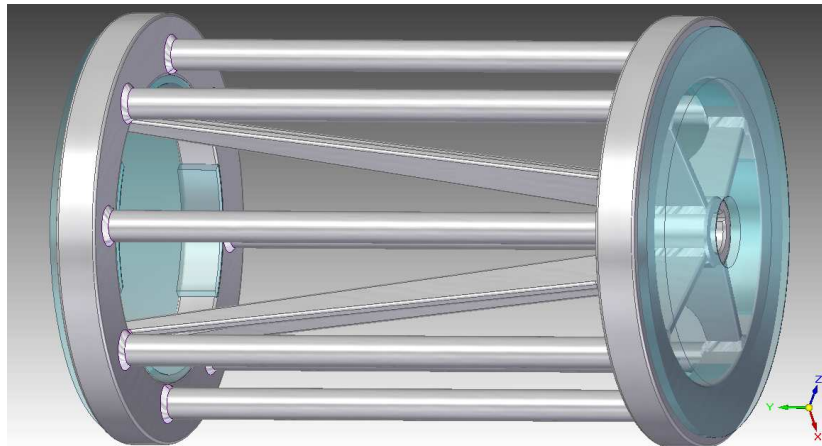


**Fot. 1.** Białoruski pojazd rolniczy Rosa-05 [7]

Felga projektowanego podwozia pustynnego składa się z dwóch cienkościennych profili, które są wygięte w okrąg (Rys. 3.). Połączenie obręczy zaprojektowano za pomocą ośmiu aluminiowych prętów. Obręcze zostały połączone z główną piastą przy pomocy czterech szprych wykonanych z blachy o grubości 3 mm. Wszystkie elementy felgi wykonane są z lekkich stopów aluminium co zapewnia minimalizację masy całego pojazdu. Połączenia wszystkich elementów felgi zostały wykonane technologią spawania.

Felgi kół pojazdu pustynnego zostały osadzone bezpośrednio na wałach wyjściowych z przekładni układu napędowego. Przestrzeń pomiędzy piastą felgi a obudową przekładni wypełnia tuleja dystansowa, za pomocą której reguluje się odległość koła od bocznych ścian korpusu pojazdu. Zastosowany wpust czółenkowy w połączeniu przekładni z piastą, uniemożliwia wzajemny obrót współpracujących ze sobą elementów. Przezroczyste kołpaki

widoczne na rysunku zapewniają szczelność kół, dzięki czemu piasek nie dostaje się do koła i nie powoduje zwiększenia masy pojazdu.



**Rys. 3.** Model felgi koła wraz z kołpakami

Opony pojazdu pustynnego zostały zaprojektowane z gumy podobnie jak w pojeździe Rosa-05, jednak dość wąskie opony bez bieżnika mają zbyt małą przyczepność do pokonywania wydm z piachu. W tym celu znacznie poszerzono opony za pomocą wklejenia dodatkowych gumowych pasów pomiędzy boki opony przy pomocy zgrzewarki. Następnie doklejono tą samą techniką wycięte z gumy pasy bieżnika. Kształt zarysu bieżnika zaprojektowano po gruntownej analizie literatury dotyczącej opon terenowych. Kąt ułożenia bieżnika oraz odstęp pomiędzy kolejnymi elementami protektora mają znaczący wpływ na powstawanie drgań podczas poruszania się pojazdu, co uwzględniono podczas wykonywania projektu. Model opony pojazdu przedstawia rysunek 4. Regulacja ciśnienia powietrza w oponach jest możliwa dzięki wklejeniu wentylów zabezpieczonych z zewnątrz przed zanieczyszczeniami specjalnymi nakrętkami.



**Rys. 4.** Model opony podwozia

Osadzanie opony na feldze poprzedzone jest całkowitym wypuszczeniem powietrza z jej wnętrza, następnie opona jest zakładana na felgę i pompowana do odpowiedniej wartości ciśnienia. Siły tarcia, jakie występują pomiędzy powierzchnią styku opony i felgi uniemożliwiają występowanie nawet najmniejszych przemieszczeń względem siebie współpracujących elementów. Skonstruowane koło generuje bardzo małe naciski na powierzchnię podłoża oraz posiada dużą przyczepność.

### 3.3. Zasilanie

Źródłem zasilania układu napędowego w robocie pustynnym jest żelowy akumulator SLA12120 12V/12Ah. Akumulator jest mocowany w tylnej części pojazdu za pomocą dwóch specjalnych obejm, przykręconych do pokrywy górnej.

### 3.4. Układ sterowania

Sterowanie pojazdem odbywa się za pomocą najnowszej generacji zestawu nadajnika AURORA 9 oraz współpracującego z nim odbiornika OPTIMA 9 - zamontowanego we wnętrzu kadłuba. Na zewnątrz umieszczone zostały jedynie dwie anteny do łączenia drogą radiową nadajnika i odbiornika. Zastosowanie dziewięciokanałowego sterowania podwoziem umożliwia zamontowanie na nim wieloprzegubowego ramienia manipulatora.

Nadajnik Aurora 9 przedstawiony na fotografii 2, to 9 kanałowa, komputerowa aparatura sterująca, pracująca w systemie 2.4 GHz, zaprojektowana do sterowania modelami śmigłowców, samolotów oraz rozbudowanych mobilnych robotów. Dodatkową zaletą jest telemetryczny system monitoringu z pełną informacją widoczną na dużym, dotykowym wyświetlaczu LCD 5.1" [8].



Fot. 2. Nadajnik Aurora 9 i odbiornik Optima 9 [8]

## PODSUMOWANIE

Zaprojektowany sześciokołowy mechanizm do poruszania się po wydmach posiada bardzo dobre właściwości jezdne. Wyposażenie go w szerokie pompowane opony z wysokim bieżnikiem zapobiega grzęźnięciu pojazdu w sybkim piachu. Zdalne sterowanie pojazdem umożliwia poruszaniem się nim w środowisku niedostępnym lub niebezpiecznym dla człowieka. Szczelność konstrukcji podwozia zapewni długotrwałe użytkowanie.

Innowacyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym w projekcie jest unikalna budowa kół pojazdu, które składają się z aluminiowych felg o oryginalnym kształcie oraz opon ze specjalnie wyprofilowanym bieżnikiem do poruszania się po pustyniach piaszczystych. Kształt kadłuba pojazdu również został zaprojektowany wyłącznie na potrzeby mechanizmu jeżdżącego po wydmach.

Rozbudowa o dodatkowe czujniki temperatury itp. umożliwi wykorzystywanie zaprojektowanego podwozia do celów badawczych.

## **ROBOT CHASSIS CONSTRUCTIONS DRIVING ON SAND DUNES**

### **Abstract**

*Article show parameters, project and calculations of chassis model driving on a difficulty field, such as: sand, gravel, wet field. Appliance has got six wheels with especially designed wheel rims and tires, adapted to drive on a slimy field (dunes, marshland). Powered from 12V battery, radio-controlled chassis can be used to transporting goods and also to perform observational and reconnaissance missions on areas threatening human life and health. After installing an additional equipment such as shoulder of the manipulator, this vehicle can perform military functions.*

### **BIBLIOGRAFIA**

1. Andrzejewski R.: *Dynamika pneumatycznego koła jezdnego*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2010
2. Guzik H., Suchecki B.: *Ogumienie w moim samochodzie*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1991
3. Hendzel Z., Żylski W., Burghardt A.: *Autonomiczne mobilne roboty kołowe*, Oficyna wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2008
4. Mazanek E., Dziurski A., Kania L., Kasprzycki A., Ziara J.: *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005
5. Luźniak T.: *Solid Edge ST krok po kroku. Rysowanie i modelowanie tradycyjne*. GM System, Wrocław 2009
6. Praca zbiorowa *Mały poradnik mechanika*. Tom 1-2, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997
7. *Rosa-05: białoruska osobliwość*.  
<http://moto.onet.pl/253895,8913858,1,zdjecie.html?node=27> 22.01.2012
8. *Hitec Aurora 9 2.4 GHz + Optima 7*. <http://www.nastik.pl/hitec-aurora-24ghz-optima-p-2913.html> 23.01.2012

### **Autorzy:**

**dr inż. Przemysław FILIPEK**– Politechnika Lubelska

**dr inż. Tomasz KAMIŃSKI**– Instytut Transportu Samochodowego, Warszawa

**inż. Grzegorz KWAŚNIAK**– student studiów II stopnia Politechniki Lubelskiej