

Bartosz Wieczorek, Mateusz Kukła, Łukasz Warguła

# Prototyp piasty wielobiegowej przekładniowej do ręcznych wózków inwalidzkich – wstępna analiza dynamiki ruchu wózka i biomechaniki ciała człowieka

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2019.078

Data zgłoszenia: 15.12.2018 Data akceptacji: 08.02.2019

W artykule przeanalizowano dynamiczne aspekty napędzania wózka inwalidzkiego wyposażonego w ręczny napęd. Skupiono się zarówno na dynamice całego układu antropotechnicznego jak i na dynamice ciała człowieka. Ponadto na podstawie uzyskanych konkluzji zaproponowano dwa alternatywne rozwiązania techniczne ręcznych napędów wózków inwalidzkich.

**Słowa kluczowe:** wózek inwalidzki, napędzanie, mobilność, biomechanika napędzania.

## Wstęp

W dzisiejszych czasach obserwujemy znaczny wzrost populacji osób niepełnosprawnych ruchowo, którzy do codziennego funkcjonowania muszą wykorzystywać wózki inwalidzkie. Około 75% użytkowników wózków inwalidzkich może w celu zapewnienia mobilności używać napędy ręczne.

Mając na uwadze wygodę i troskę o zdrowie użytkowników ręcznych wózków inwalidzkich na Uniwersytecie w Buffalo w stanie NY powstała organizacja Rehabilitation Engineering Research Center on Technology Transfer [16] zrzeszająca inżynierów, rehabilitantów oraz przedsiębiorców zajmujących się sprzedażą urządzeń rehabilitacyjnych. Grupa ta podczas swoich prac wyraziła potrzebę zaprojektowania oraz wdrożenia wielobiegowych przekładni do napędów ciagowych. Zauważyli oni że użytkownik musi narażać się na duży wysiłek aby napędzić wózek inwalidzki. W wyniku czego jest on podatny na liczne urazy, takie jak odciski na dłoniach, zerwanie mięśni i zwichnięcia stawów. Jak wynika z przeprowadzonego rozpoznania przez T2RERC około 51% użytkowników wózków inwalidzkich uległo urazowi kończyn górnych w wyniku jego napędzania. Należy pamiętać że uraz kończyny górnej u użytkownika wózka ręcznego w znacznej ilości przypadków oznacza brak możliwości samodzielnego funkcjonowania w codziennym życiu.

Oprócz urazów jakie może powodować ręczny napęd wózka uwagę zwrócić należy na czynniki środowiskowe i ludzkie które zmniejszają mobilność ręcznych wózków inwalidzkich. Duży wpływ na wysiłek użytkownika mają warunki terenowe takie jak twardość nawierzchni i pochylenie terenu, problemy te pojawiają się zwłaszcza w krajach rozwijających się i starych aglomeracjach miejskich.

## 1. Opory ruchu wózka i ich wpływ na układ antropotechniczny

Charakterystyczną wartością opisującą dynamikę wózka inwalidzkiego jest moment obrotowy koła napędowego  $M_{nap}$  nazywany momentem napędowym. Odpowiedzialny jest on za napędzanie wózka, a więc pokonywanie siły oporów toczenia  $F_{op}$  i wytwarzanie siły napędowej odpowiedzialnej za przyspieszenie wózka. Moment napędowy (1) podzielić możemy na moment hamowania  $M_h$  (2) oraz na moment bezwładności  $M_b$  (3) pochodzący od przyspieszenia wózka. Moment hamowania pochodzi z pokonywania sił oporów

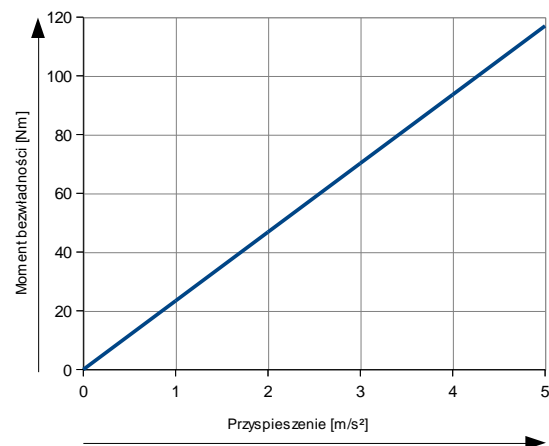
poruszania wózka wynikających z siły oporów toczenia  $F_{ot}$ , siły oporów wzniesienia i siły oporów aerodynamicznych  $F_{ar}$ .

$$M_{nap} = M_h \pm M_b \quad (1)$$

$$M_h = \frac{1}{2} F_{op} d = \frac{1}{2} (F_{ot} + F_{ow} + F_{ar}) d \quad (2)$$

$$M_b = \frac{1}{2} m a_w d \quad (3)$$

Podczas napędzania wózka moment napędowy  $M_{nap}$  równy jest sumie momentu hamowania  $M_h$  i momentu bezwładności  $M_b$ . Natomiast w czasie trwania fazy powrotnej dłoni lub podczas hamowania moment napędowy równy jest różnicy momentu hamowania i bezwładności. Wpływ na wartość momentu napędowego ma wiele czynników takich jak: masa układu  $m_u$ , odsunięcie stawu biodrowego od osi obrotu kół tylnych  $l_b$ , przyspieszenie kątowe ciągów  $\epsilon_c$ , współczynniki rozkładu obciążenia na koła przednie i tylne, współczynniki tarcia tocznego kół przednich  $k_1$  i tylnych  $k_2$  oraz pochylenie terenu  $\beta$ . Czynniki wpływających na moment napędowy można wymienić znacznie więcej jednak że są one na tyle trudne do zobrazowania lub mało znaczące że zwyczajowo zostają one pomijane.

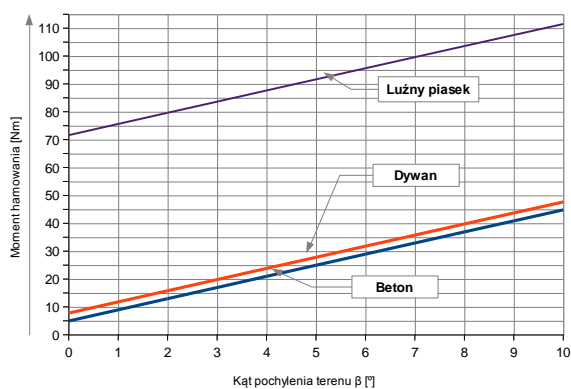


**Rys. 1.** Zmiana wartości momentu bezwładności wózka w zależności od jego przyspieszenia

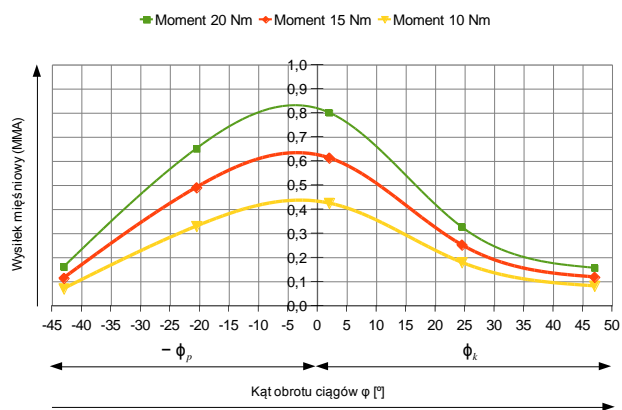
Uwagę zwrócić należy na to że podczas jazdy po równym terenie moment hamowania jest niewielki podczas gdy moment bezwładności (rys. 1) osiąga duże wartości  $M_b \gg M_h$ . Sytuacja ta zmienia się podczas podjazdu pod wzniesienie wówczas moment hamowania wzrasta proporcjonalnie do kąta pochylenia pokonywanego wzniesienia. Przebieg zmiany momentu przedstawiony został na wykresie poniżej (rys. 2). Wykres ten obrazuje zmianę momentu hamowania dla stałego odsunięcia stawu biodrowego od osi kół tylnych  $l_b$  w tył o 50mm, masy układu  $m_u$  wynoszącej 90 kg oraz zmiennej wartości współczynnika tarcia  $f_1, f_2$  i zmiennego pochylenia terenu  $\beta$ .

W celu zweryfikowania tezy postawionej przez Rehabilitation Engineering Research Center on Technology Transfer postanowiono zbadać wpływ momentu napędowego na układ mięśniowy człowieka. W badaniu tym uwzględniano tylko jedną kończynę górną, tak więc złożoną wartość momentu napędowego należy pomnożyć dwukrotnie aby uzyskać właściwą wartość momentu napędowego generowanego przez dwie kończyny górne. Wielkość momentu napędowego wpływa wprost proporcjonalnie na wysiłek użytkownika. Wysiłek ten mierzyć można procentowo za pomocą oprogramowania AnyBody Modeling System [14]. W oprogramowaniu tym wysiłek użytkownika opisany jest za pomocą parametru MMA maksymalna aktywność mięśniowa. Jego wartość wyrażana jest przez maksymalną w danym położeniu kończyny iloczyn siły mięśniowej  $F_m$  i wytrzymałości siłowej mięśnia  $F_0$  (4).

$$MMA = \frac{F_m}{F_0} \times 100\% \quad (4)$$



Rys. 2. Wartość momentu hamowania dla trzech różnych nawierzchni w zależności od kąta pochylenia wzniesienia



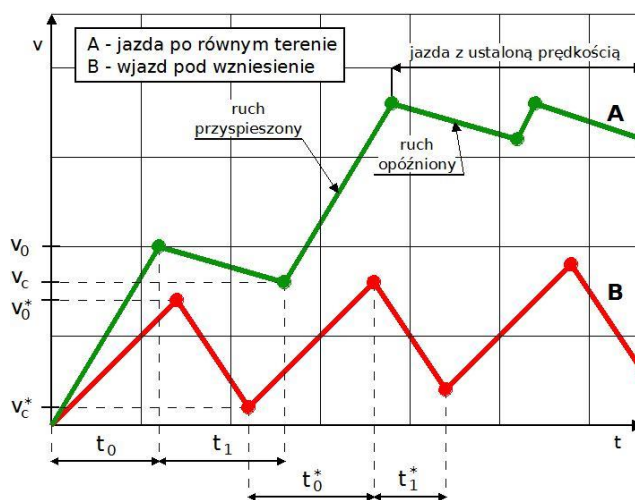
Rys. 3. Wykres wysiłku mięśniowego jednej kończyny górnej wyrażonego przez maksymalną aktywność mięśniową dla trzech wartości połowy momentu napędowego ciągów

Przykładowe wartości maksymalnej aktywności mięśniowej MMA przedstawiono na wykresie (rys. 3). Na wykres ten naniesione zostały trzy linie odzwierciedlające zmianę parametru MMA dla trzech wartości momentu napędowego  $M_{nap}$ : 20 Nm, 15 Nm, 10 Nm. W badaniu tym zmienna była tylko wartość momentu napędowego nieuwzględniającego zmiany współczynnika aktywnej części siły mięśniowej FEF [9]. Stałymi elementami w badaniu było przyspieszenie kątowe ciągów, położenie ciała na wózku inwalidzkim oraz kąt obrotu ciągów.

Na podstawie przeprowadzonych analiz zauważyć można potrzebę wykorzystywania napędów ręcznych posiadających funkcję multiplikacji  $i > 1$  i redukcji  $i < 1$  momentu napędowego doprowadzanego na ciągi. Napęd taki powinien działać w trybie reduktora podczas podjazdu pod wzniesienia lub podczas jazdy po trudnym terenie. W przypadku jazdy po równym terenie funkcja multiplikatora powodowała by zwiększenie prędkości wózka bez konieczności zwiększania częstotliwości ruchów napędowych. Oprócz wymienionych powyżej funkcji napęd taki powinien posiadać bieg neutralny o przełożeniu 1:1, który wykorzystywany był by podczas jazdy w pomieszczeniach zamkniętych lub podczas spokojnego spacerowego napędzania wózka.

## 2. Dynamika wózka inwalidzkiego

Ruch wózka inwalidzkiego stanowi trudny do opisu matematycznego układ antropotechniczny [2]. Trudności te wynikają z nieprzewidywalności oraz unikalności możliwości fizycznych użytkownika wózka inwalidzkiego. Obserwując ruch wózka inwalidzkiego stwierdzić można że porusza się on ruchem niejednostajnie zmiennym [7,8]. W celu zapisania modelu matematycznego ruchu wózka inwalidzkiego dokonać można uproszczenia, które zakłada że wózek porusza się ruchem jednostajnie zmiennym (Rys. 4). Uproszczenie to z dostateczną dokładnością odzwierciedla rzeczywisty ruch wózka inwalidzkiego przy jednoczesnym uproszczeniu obliczeń.



Rys. 4. Wykres prędkości wózka w zależności od czasu trwania ruchu, dla dwóch sytuacji drogowych: A - jazda po równym terenie i B - wjazd pod wzniesienie

Cały ruch wózka składa się z dwóch elementarnych ruchów: jednostajnie przyspieszonego podczas napędzania ciągów i jednostajnie opóźnionego podczas powrotu dłoni na pozycję początkową na ciągach (Rys. 4). Ze względu na przyjęty jednostajny charakter ruchu wózka w dalszych rozważaniach przyjęto stałe przyspieszenie kątowe ciągów  $\varepsilon_c$  wywołane przekazywaniem sił mięśniowych przez kończynę górną. Ruch napędowy podzielony został na dwie fazy: napędową  $t_0$ , oraz powrotną  $t_1$  [1,3, 11]. Dla jazdy po równym terenie ruch jednostajnie przyspieszony zawarty jest w przedziale czasowym  $0 < t < t_0$ , natomiast w przypadku podjazdu pod wzniesienie należy do przedziału  $0 < t < t_0^*$ . Ruch jednostajnie opóźniony podczas jazdy po równym terenie zawarty jest w przedziale czasowym  $0 < t < t_1$ , a dla podjazdu pod wzniesienie przedział ten wynosi  $0 < t < t_0^*$ . Różnica w długościach przyjętych przedziałów wynika z charakteru ruchu napędowego uzależnionego od warunków terenowych. Podczas jazdy po równym terenie czas trwania fazy napędowej  $t$  będzie krótszy niż podczas podjazdu pod wzniesienie. Wydłużenie czasu

fazy napędowej podczas podjazdu pod wzniesienie  $t_0^*$  spowodowane jest tym że użytkownik musi wygenerować większą siłę mięśniową co skutkuje wydłużeniem czasu generowania siły [10]. Odwrotną zależność zaobserwować można w ruchu jednostajnie opóźnionym. W tym przypadku podczas jazdy po równym terenie czas fazy powrotnej dłoni  $t_1$  jest dłuższy niż czas fazy powrotnej dłoni podczas podjazdu pod wzniesienie  $t_1^*$ . Zależność ta wynika z tego że podczas podjazdu pod wzniesienie przyspieszenie hamowania  $a_h$  wynikające z oporów toczenia wózka [12] jest na tyle duże że dla dłuższych czasów powrotu dłoni na pozycję początkową skutkowało by cofaniem się wózka.

Na podstawie przytoczonego wykresu (Rys. 4), założonych przedziałów czasowych oraz znanego stałego przyspieszenia kąto-wego ciągów wyznaczyć można przyspieszenie wózka (5) i jego prędkość  $v_0$  (6) dla przedziałów czasowych  $\langle 0; t_0 \rangle$  i  $\langle 0; t_0^* \rangle$ . Przedziały te definiują czas trwania fazy napędowej w całym ruchu napędowym.

$$a_w = \varepsilon_c \frac{1}{2} d \quad (5)$$

$$v(t) = a_w t \rightarrow v(t = t_0) = v_0 = \frac{1}{2} \varepsilon_c d t_0 \quad (6)$$

Jak widać z powyższych zależności przyspieszenie wózka  $a_w$  uzależnione jest w dużej mierze od średnicy koła napędowego  $d$ . W współczesnych mechanizmach napędowych użytkownik ma możliwość sterowania przyspieszeniem wózka nie tylko za pomocą przyspieszenia kąto-wego, ale również za pomocą piast przekładniowych odpowiedzialnych za przepływ momentu obrotowego z ciągów na koło. Zakładając wykorzystywanie przez użytkownika takiego urządzenia możemy do powyższych wzorów wprowadzić parametr  $i$  definiujący przełożenie między ciągami a kołem (7).

$$v_0 = \frac{1}{2} \varepsilon_c i d t_0 \quad (7)$$

W ruchu napędowym wózka zaraz po fazie napędowej występuje faza powrotna spowodowana ruchem powrotnym dłoni na pozycję początkową. Fazę tą w zależności od sytuacji drogowej opisać można następującymi przedziałami:  $\langle 0; t_1 \rangle$ ,  $\langle 0; t_1^* \rangle$ . W czasie trwania fazy powrotnej na wózek nie działa siła kończyny górnej tylko siła oporów toczenia  $F_{op}$  generująca przyspieszenie oporów nazywane przyspieszeniem hamowania  $a_h$  (9). Siła oporów toczenia (8) uzależniona jest od kilku elementarnych sił składowych: siły oporów toczenia  $F_{ot}$ , siły oporów wzniesienia  $F_{ow}$  oraz siły oporów aerodynamicznych  $F_{ar}$  [4]. Składowe te z kolei zależne są od masy wózka wraz z użytkownikiem  $m$ , prędkości wózka, współczynnika tarcia toczonego kół i sprawności elementów toczych w konstrukcji wózka.

$$F_{op} = F_{ot} + F_{ow} + F_{ar} \quad (8)$$

$$a_h = \frac{F_{op}}{m} = \frac{F_{ot} + F_{ow} + F_{ar}}{m} \quad (9)$$

W wyniku działania przyspieszenia hamowania i braku napędzania ciągów przez użytkownika wózek zaczyna zwalniać. W celu obliczenia prędkości wózka na końcu całego ruchu napędowego  $v_c$ , posłużyć można się równaniem energii kinetycznej. Przyjąć można że energia kinetyczna  $E_k$  na końcu ruchu napędowego a więc dla  $t=t_0+t_1$  równać się będzie sumie energii kinetycznej uzyskanej w ruchu jednostajnie przyspieszonym i ruchu jednostajnie opóźnionym (10).

$$E_k(t) = E_{kt_0} + E_{kt_1} = \frac{mv_0^2}{2} - \frac{mv(t)^2}{2} = \frac{mv_0^2}{2} - \frac{m(a_h t)^2}{2} \quad (10)$$

Należy zaznaczyć że energia kinetyczna w fazie napędowej  $E_{kt0}$  zależna jest od prędkości uzyskanej z przyspieszenia ciągów  $\varepsilon_c$  napędzanych przez użytkownika. Natomiast energia kinetyczna fazy

powrotnej  $E_{kt1}$  uzależniona jest od prędkości wynikającej z przyspieszenia hamowania  $a_h$ , które nadaje tej energii wartość ujemną. Po uproszczeniu równania energii kinetycznej uzyskujemy równanie prędkości w zależności od czasu trwania fazy powrotnej  $0 < t < t_1$  (11) oraz równanie prędkości wózka na końcu ruchu napędowego  $v_c$  (12).

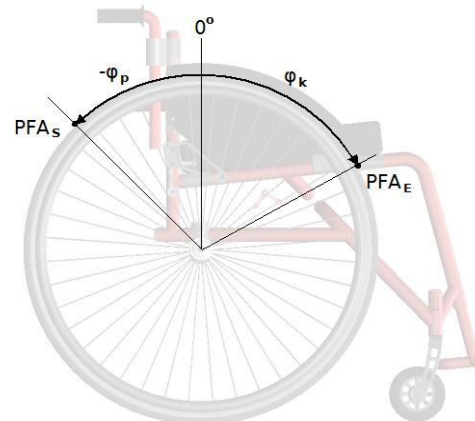
$$v(t) = v_0 - a_h t \quad (11)$$

$$v_c = \frac{1}{2} \varepsilon_c i d t_0 - \frac{F_{ot} + F_{ow} + F_{ar}}{m} t_1 \quad (12)$$

### 3. Biomechanika napędzania ręcznego wózka inwalidzkiego

Ważnym aspektem podczas opisu dynamiki wózka jest ustalenie rodzaju wykorzystywanego napędu ręcznego. Obecnie najbardziej popularne są napędy ciągowe oraz dźwigniowe [12]. Najważniejszą cechą napędu ręcznego wpływającą na dynamikę wózka jest kąt obrotu elementu napędzanego (rys. 5)[6]. Kąt ten podzielić możemy na kąt początkowy  $-\varphi_p$  obrazujący maksymalne położenie dłoni w pozycji początkowej, oraz kąt  $\varphi_k$  opisujący maksymalne położenie dłoni w pozycji końcowej. Maksymalne położenie dłoni w pozycji początkowej i końcowej oznaczane są jako początkowe i końcowe punkty aplikacji siły  $PFA_s$  i  $PFA_e$  [5]. Całkowity kąt obrotu ciągu  $\varphi_c$  zapisać można jako sumę kąta początkowego i końcowego (13).

$$\varphi_c = \varphi_k - (-\varphi_p) \quad (13)$$



Rys. 5. Schemat obrazujący kąty  $-\varphi_p$ ,  $\varphi_k$ , oraz punkty początkowe  $PFA_s$  i końcowe  $PFA_e$  położenia dłoni

Przyjmując że wartości kątów dla napędu dźwigniowego oznaczane będą za pomocą przypisu górnego  $-\varphi_p^*$ ,  $\varphi_k^*$  i  $\varphi_c^*$  zapisać można nierówności, które porównują napęd dźwigniowy z ciagowy pod względem kąta obrotu ciągów. Ze względu na krótsze ramie obrotu ciągów względem dźwigni całkowity kąt obrotu przyjmuje największe wartości dla napędu ciągowego  $\varphi_c > \varphi_c^*$ . Dodatkowo w napędzie dźwigniowym może nie występować ujemna wartość kąta początkowego  $-\varphi_p^*$ , a jeśli już występuje to jest on dużo mniejszy niż w przypadku ciągów  $|\varphi_c| > |\varphi_p^*|$ .

Istotną rzeczą przy doborze napędu wózka jest także jego dobranie aby ciało użytkownika zachowało stateczność [15]. W wielu przypadkach paraplegicy posiadają niewładną znaczną część mięśni tułowia, które odpowiedzialne są za utrzymywanie ciała w pionie. Niepełnosprawność taka sprawia że użytkownik może bez problemów napędzać wózek ale tylko do przodu tzn. generować moment napędowy poprzez odpychanie elementu napędzanego. Problematyczne staje się napędzanie wózka do tyłu ponieważ w tym przypadku użytkownik musi przyciągać element napędzany do siebie. Podczas przyciągania ciągów lub dźwigni w wyniku niewładnego



tułowia ciała użytkownika pochyla się do przodu zamiast obracać elementy napędzane.

Aby użytkownik podczas napędzania wózka nie spadł z niego siła napędowa jaką generuje zrównoważona musi być przez siły tarcia i siły przyciągania grawitacyjnego. Na rysunku (rys. 6) przedstawiono schemat sił działających na człowieka napędzającego wózek inwalidzki. W wyniku generowania siły napędowej  $F_{nap}$  na środek ciężkości ciała człowieka działają siły reakcyjne  $R_{nap}^x$  i  $R_{nap}^y$  (14, 15).

$$R_{nap}^x = -F_{nap} \cos(\alpha) \quad (14)$$

$$R_{nap}^y = F_{nap} \sin(\alpha) \quad (15)$$

Przyjmując że dla rozpatrywanych warunków siedzisko oraz oparcie jest nie odkształcalne, co powoduje brak możliwości sunięcia się ciała człowieka do tyłu z wózka oraz jego upadku na dół pod wpływem sił grawitacji. Na tej podstawie stwierdzić można że składowa reakcyjna siły napędowej  $R_{nap}^x$  jest całkowicie zrównoważona przez reakcję oparcia  $N_{op}$ . Zależność ta powoduje brak ruchu kończyn dolnych w punkcie styku z siedziskiem co skutkuje iż siła tarcia pośladków o siedzisko  $T_s$  równa jest 0. Na tej podstawie wnioskować można że użytkownik pod wpływem siły napędowej  $F_{nap}$  dostarczanej w taki sposób jak na rys. 6 a) może jedynie podnieść swoje ciało do góry wzdłuż osi OY. Siłą unoszącą ciało do góry jest składowa  $R_{nap}^y$  siły napędowej, aby ciało użytkownika zachowało stateczność musi być ona zrównoważona przez siłę przyciągania ziemskiego  $Q$  oraz siłę oporów tarcia pleców o oparcie  $T_{op}$  (16). Na tej podstawie zapisać można uproszczony warunek zachowania stabilności ciała podczas napędzania wózka inwalidzkiego do przodu (17).

$$T_{op} = \mu R_{nap}^x = \mu F_{nap} \cos(\alpha) \quad (16)$$

$$Q + T_{op} \geq R_{nap}^y \quad (17)$$

$$mg + \mu F_{nap} \cos(\alpha) \geq F_{nap} \sin(\alpha)$$

Wartość granicznej siły napędowej  $F_{nap}$  przy jakiej ciało człowieka zachowuje stabilność w dużej mierze uzależniona jest od masy ciała  $m$ , współczynnika tarcia między plecami a oparciem  $\mu$  oraz kąta działania siły napędowej  $\alpha$ .

#### 4. Koncepcje napędów zwiększających efektywność napędzania ręcznego wózka inwalidzkiego

W odpowiedzi na wyżej przedstawione problemy wynikające z napędzania wózka inwalidzkiego warto rozważyć wprowadzenie do standardowego wyposażenia napędów ciągowych przekładni umożli-

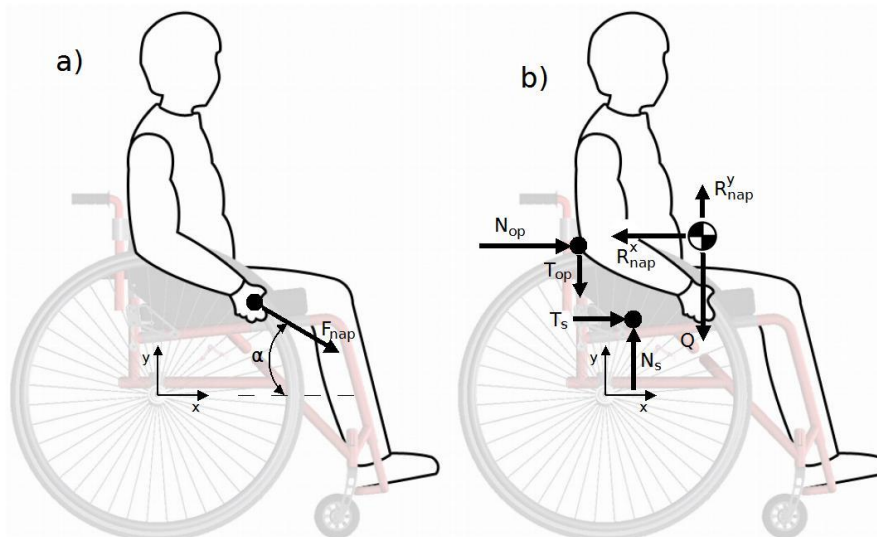
wiających użytkownikowi dobór odpowiedniego biegu w zależności od sytuacji. Zapotrzebowanie na takie rozwiązanie napędowe wyraziła również organizacja T2RERC [16] znajdująca się na uniwersytecie w Buffalo. Odpowiedzią na potrzebę wykorzystywania ciągowego napędu z możliwością zmiany biegów może być zgłoszenie patentowe wielobiegowej piasty przekładniowej do ręcznych wózków inwalidzkich [17](rys. 7).



Rys. 7. Wielobiegowa piasta napędowa do ciągowych wózków inwalidzkich

Rozwiązanie to oferuje użytkownikowi dyskretny napęd ciągowy wyposażony w trzy biegi redukcyjny do jazdy w trudnym terenie oraz do podjazdu pod wzniesienie, bieg neutralny 1:1 do użytku w pomieszczeniach zamkniętych lub podczas spokojnej jazdy oraz bieg multiplikacyjny do szybkiej jazdy po równym terenie.

Jak opisane zostało wcześniej dla statystycznego użytkownika wózka inwalidzkiego problemem jest napędzanie wózka do tyłu z wykorzystaniem tradycyjnych napędów ręcznych, podczas którego występuje niebezpieczeństwo pochylecia się tułowia do przodu. Rozwiązaniem tego problemu może być zgłoszenie patentowe dźwigniowego systemu napędowego wózka inwalidzkiego [18](rys. 8). Rozwiązanie to wyposażone zostało w przekładnię zębatą z nawrotnicą, która w zależności od wybranego biegu pozwala na napędzanie wózka do przodu lub do tyłu podczas gdy użytkownik tylko odpycha dźwignie w kierunku od siebie. Napęd ten działa w przełożeniu redukcyjnym co w połączeniu z dźwigniami czyni go idealnym napędem do jazdy w trudnym terenie. Dodatkowym atutem tego mechanizmu jest jego brak ingerencji w konstrukcję bazy wózka, oraz łatwy i szybki montaż oraz demontaż.



Rys. 6. Schemat sił działających na ciało człowieka w wyniku generowania siły napędowej przez kończynę górną



Rys. 8. Dźwigniowy system napędowy wózka inwalidzkiego

### Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że proces eksploatacji ręcznego układu napędowego wózka inwalidzkiego do skomplikowany biomechanicznie proces. Istotą ręcznego napędu wózka inwalidzkiego jest jego dostosowanie do indywidualnych potrzeb użytkownika. Potrzeby te wynikają z sposobu eksploatacji wózka i stopnia niepełnosprawności użytkownika. Istniejące na rynku konstrukcje ręcznych napędów stanowią archaiczne rozwiązania konstrukcyjne cechujące się prostotą i niskim kosztem produkcji. Jednak nie odpowiadają one w pełni na wymagania stawiane przez użytkownika wózka inwalidzkiego. Dlatego koniecznym jest rozpoczęcie prac nad nowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi ręcznych napędów do wózków inwalidzkich. Badania realizowano w ramach projektu Lider VII „badania biomechaniki napędzania ręcznych wózków inwalidzkich dla innowacyjnych napędów ręcznych i hybrydowych” (LIDER/7/0025/L-7/15/2016) finansowanym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

### Bibliografia:

1. R.A. Cooper, Rehabilitation engineering applied to mobility and manipulation, London UK 1995.
2. T. Winkler, Komputerowo wspomagane projektowanie systemów antropotechnicznych, Warszawa PL 2005.
3. M.L. Boninger, A.M. Koontz, S. A. Sisto, T.A. Dyson-Hudson, M. Chang, R. Price, R.A. Cooper, Pushrim biomechanics and injury prevention in spinal cord injury: Recommendations based on CULP-SCI investigations, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 42 No. 3, Pages 9-20
4. P.L. Coe, Jr, Aerodynamic Characteristics of Wheelchairs, NASA Technical Memorandum 80191, USA 1979.
5. R.A. Cooper, D. VanSickle, R.N. Robertson, M.L. Boninger, Unification of the PFA and COP for wheelchair propulsion, 18th Annual International Conference of the IEEE, Vol. 2.
6. B.M. Crespo-Ruiz, A.J. Del Ama-Espinosa, Á.M. Gil-Agudo, Relation Between Kinematic Analysis of Wheelchair Propulsion and Wheelchair Functional Basketball Classification. Adapted Physical Activity Quarterly, Vol. 28.

7. K.D. Coutts, Kinematics of sport wheelchair propulsion. Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 27 No. 1.
8. K.D. Coutts, Dynamic characteristics of a sport wheelchair, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 28 No. 1.
9. L.A. Rozendaal, H.E.J. Veeger, L.H.V. van der Woude, The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect, Journal of Biomechanics, Vol. 36.
10. Ch. Sauret, P. Vaslin, M. Dabonneville, M. Cid, Drag force mechanical power during an actual propulsion cycle on a manual wheelchair, IRBM, Vol. 30, No. 1.
11. P. Schantz, P. Bjorkman, M. Sandberg, E. Andersson, Movement and muscle activity pattern in wheelchair ambulation by persons with para- and tetraplegia, Journal Rehab Med, Vol. 31.
12. L.H.V. van der Woude, H.E.J. Veeger, A.J. Dallmeijer, T.W.J. Janssen, L.A. Rozendaal, Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion, Medical Engineering & Physics, Vol. 23.
13. L.H.V. van der Woude, A.J. Dallmeijer, T.W.J. Janssen; D. Veeger, Alternative modes of manual wheelchair ambulation: an overview, American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation, Vol. 80, No. 10.
14. AnyBody Modeling System, AnyScript Reference Manual. Version 3.0.1, February 2008.
15. Device Bulletin, Guidance on the stability of wheelchairs. Medicines and Healthcare products Regulatory Agency, London UK 2004.
16. **T2RERC: The Rehabilitation Engineering Research Center on Technology Transfer**, [http://t2rerc.buffalo.edu/pubs/forums/mobility/forum/problem\\_statements/geared\\_hubs.htm](http://t2rerc.buffalo.edu/pubs/forums/mobility/forum/problem_statements/geared_hubs.htm), pobrano: 03.06.2015.
17. Wieczorek B. Zabłocki M., Piasta przekładniowa wielobiegowa do ręcznych wózków inwalidzkich. Patent PL 223142 do UP RP 2012.
18. Wieczorek B. Zabłocki M., Dźwigniowy system napędowy wózka inwalidzkiego. Patent PL 223141 do UP RP 2012.

### Multi-speed gear hub prototype for manual wheelchairs - preliminary analysis of the dynamics of the trolley movement and biomechanics of the human body

The article analyzes the dynamic aspects of driving a wheelchair equipped with a manual drive. The focus was both on the dynamics of the entire anthropotechnical system as well as on the dynamics of the human body. Moreover, based on the obtained conclusions, two alternative technical solutions for manual wheelchair drives have been proposed.

**Keywords:** wheelchair, propulsion, mobility, biomechanics presses.

### Autorzy:

dr inż. **Bartosz Wieczorek** – Politechnika Poznańska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, bartosz.wieczorek@put.poznan.pl  
 dr inż. **Mateusz Kukła** – Politechnika Poznańska  
 dr inż. **Łukasz Warguła** – Politechnika Poznańska