



Analiza możliwości zastosowania elastomerowych systemów gaśnicowych w szybkobieźnych maszynach inżynieryjnych. Część II. Ograniczenia techniczne

DANIELA SZPACZYŃSKA, MARIAN ŁOPATKA

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Inżynierii Mechanicznej,
ul. gen. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, daniela.szpaczynska@wat.edu.pl,
marian.lopotka@wat.edu.pl

Streszczenie. W artykule przedstawiono problemy i wskazano ograniczenia, które wpływają na możliwości wykorzystania gaśnic elastomerowych w szybkobieźnych maszynach inżynieryjnych. Na podstawie przeprowadzonych analiz wskazano ponadto sposoby ukształtowania elastomerowego systemu jezdnego w taki sposób, aby poprawić zdolności robocze maszyn i zminimalizować wady elastomerowych systemów gaśnicowych.

Słowa kluczowe: inżynieria mechaniczna, gaśnice elastomerowe, układy jezdne, szybkobieźne maszyny inżynieryjne

DOI: 10.5604.01.3001.0015.6961

1. Wprowadzenie

Gaśnice elastomerowe są powszechnie wykorzystywane w układach jezdnych maszyn rolniczych, budowlanych i leśnych, pracujących w trudnych warunkach terenowych, stanowiąc alternatywę dla gaśnic stalowych i kołowych układów jezdnych. Właściwości, które pokazują przewagę gaśnic elastomerowych nad podwoziami kołowymi, to:

- zapewnienie niskich nacisków jednostkowych na podłoże, które nie wywołują powstawania głębokich kolein i nadmiernego zagęszczenia gruntu [1, 2, 3];

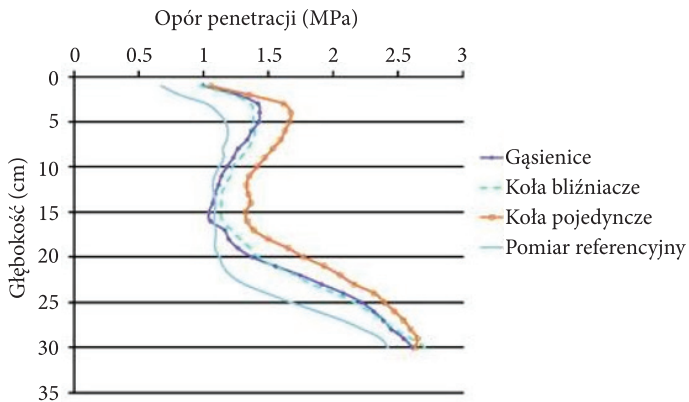
- osiągnięcie wysokich sił przyczepności przy niższych wartościach poślizgu, a co za tym idzie większej mocy uciążu potrzebnej do prac uciążowych i wyższej sprawności przeniesienia mocy na grunt, co zmniejsza energochłonność prac i zużycie paliwa [4, 5, 6, 7].

Podstawową zaletą determinującą coraz szersze zastosowanie gąsienic elastomerowych w miejsce gąsienic stalowych jest możliwość przemieszczania się po drogach utwardzonych bez ich niszczenia. Dlatego trwają również prace nad zastosowaniem ich w szybkobieżnych pojazdach wojskowych oraz maszynach inżynieryjnych, które oprócz szybkobieżności wymagają przede wszystkim zwrotności i możliwości rozwijania wysokich sił uciążu, koniecznych do efektywnej pracy osprzętami roboczymi. Z tych względów rozwiązania konstrukcyjne układów jezdnych, skretności i napędowego mogą być niestandardowe, różniące się od rozwiązań stosowanych powszechnie w wojskowych szybkobieżnych pojazdach opancerzonych. Celem przedstawionej analizy było określenie ograniczeń i możliwości spełnienia wymagań stawianych elastomerowym systemom gąsienicowym przez szybkobieżne maszyny inżynieryjne.

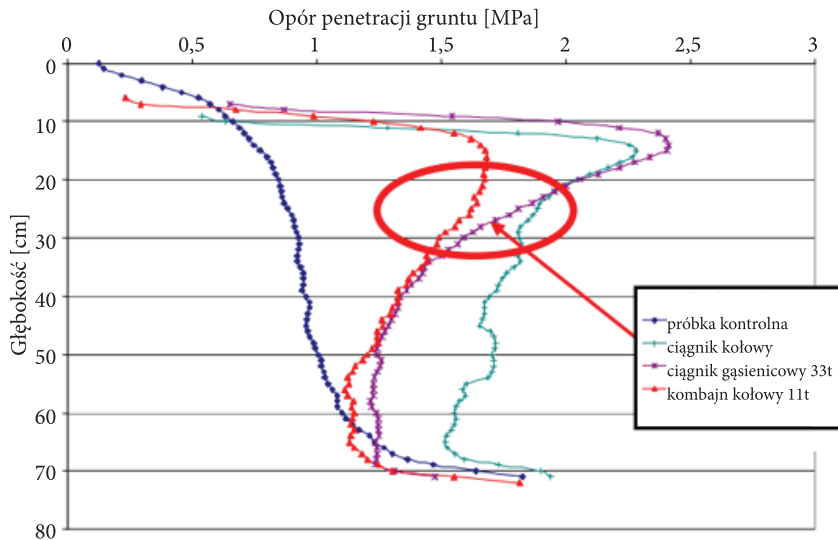
2. Rozkład nacisków na podłoże i sprawność przenoszenia napędu przez system gąsienicowy

Jednym z podstawowych kierunków rozwoju systemów gąsienicowych jest poprawa sprawności przenoszenia napędu oraz zmniejszenie oporów toczenia pojazdu. Na opory toczenia składają się opory deformacji i odkształcania podłoża oraz własne opory wewnętrzne układu jezdnych [8, 9, 10, 11], wśród których można wymienić mechaniczne opory własne, wynikające z oporów pracy łożysk, tarcia współpracujących elementów itp., a także opory odkształcania elementów jezdnych. Przyjmuje się, że w trakcie jazdy po podłożach nieodkształcalnych dominują opory własne układu jezdnych, natomiast podczas jazdy terenowej zasadniczego znaczenia nabierają opory deformacji i odkształcania podłoża. W procesie deformacji i odkształcania podłoża grunt jest zagęszczany oraz wypychany na boki poza układ jezdny. W efekcie powstają koleiny. Opory ruchu wynikające z tworzenia kolein zależą głównie od ich głębokości, które są wypadkową nośności gruntu, wartości maksymalnych nacisków na podłoże oraz szerokości współpracującego z podłożem układu jezdnych [11, 12]. Większa szerokość zmniejsza możliwości wyciskania gruntu spod systemu jezdnych na boki, a tym samym ogranicza głębokość koleiny i opory ruchu. Podobnie, bardziej równomierny rozkład nacisków i mniejsze wartości maksymalne nacisków jednostkowych zmniejszają głębokość kolein oraz opory ruchu. Obniżenie nacisków jednostkowych jest więc pożądane. Duży wpływ na osiągnięte rezultaty ma jednak konstrukcja pasa gąsienicy oraz rozmiary, położenie i zawieszenie kół jezdnych. Dobrym wskaźnikiem występujących maksymalnych nacisków jednostkowych jest wywoływany przejazdem stopień zagęszczenia gruntu.

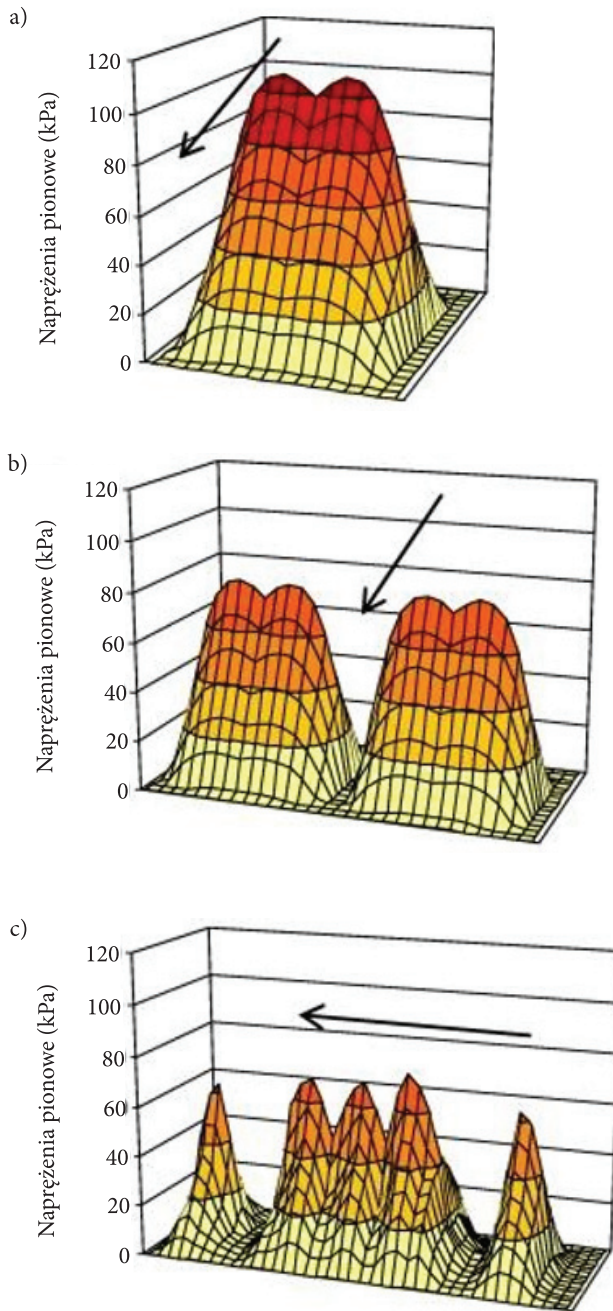
Badania przeprowadzone na ciągnikach rolniczych wyposażonych w gąsienice szybkobieżne (bez usztywniających gąsienice poprzecznych żeber metalowych) wykazały (rys. 1), że pod względem zagęszczania gruntu ciągniki z gąsienicami elastomerowymi są korzystniejszym rozwiązaniem od ciągników kołowych [2, 3, 14, 15]. Wykazano m.in., że parametry zagęszczenia gruntu po przejeździe ciągnika o masie 11 Mg wyposażonego w gąsienice elastomerowe są porównywalne do przejazdu ciągnika kołowego o masie 4,5 Mg [3].



Rys. 1. Opór penetracji gruntu na różnych głębokościach po przejeździe ciągników kołowych o masie ok. 6 Mg oraz gąsienicowych o masie 11 Mg [13]



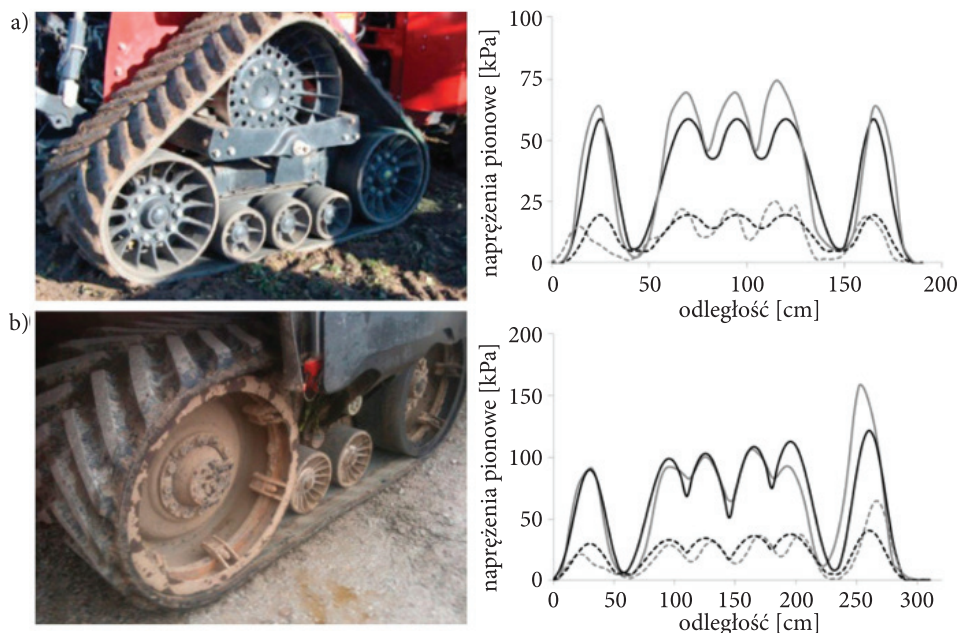
Rys. 2. Opór penetracji gruntu na różnych głębokościach po przejeździe ciężkich ciągników kołowych o masie 11 Mg i gąsienicowych o masie 33 Mg [1]



Rys. 3. Naprężenia pionowe w gruncie podczas przejazdów po glebie gliniastej: a) kół jezdnych, b) kół bliźniaczych, c) gąsienic elastomerowych [13]

Badania nad zagęszczeniem gruntu przez ruch ciężkich ciągników i maszyn [1] wykazały, że niekorzystne oddziaływania mogą sięgać głębokości 0,7 m (rys. 2), a na głębokości 0,3 m ciągnik kołowy o masie 11 Mg wywoływał podobne zagęszczenie gruntu jak maszyna gąsienicowa (system Terra Trac) o masie 33 Mg. Jednocześnie gąsienice elastomerowe ciągników szybkobieżnych nie wykazują znaczących różnic w zagęszczeniu gruntu w stosunku do gąsienic stalowych [14].

W wyniku przeprowadzonych badań [13] zaobserwowano podobne wartości maksymalnych naprężeń pionowych w gruncie dla kołowych układów jezdnych z bliźniaczymi oponami wielkogabarytowymi oraz systemów gąsienic elastomerowych, mimo różnej powierzchni styku układu jezdnych z gruntem (rys. 3). Jest to efekt koncentracji naprężeń pod kołami jezdnych systemu gąsienicowego, co świadczy o tym, że na rozkład nacisków istotny wpływ mają odstępy między osiami kół jezdnych oraz ich średnice i szerokość.



Rys. 4. Wyznaczone eksperymentalnie, a także symulowane naprężenia w gruncie pod gąsienicą na jej środku (linia ciągła) oraz na brzegu (linia przerywana) dla rolniczych gleb gliniastych [17]

Duże różnice nacisków i naprężeń występują również w przekroju poprzecznym pasa gąsienicy (rys. 4). Elastyczna struktura pasa gąsienicowego (bez elementów usztywniających) powoduje, że jego krawędzie zewnętrzne, które wystają poza koła jezdne, są intensywnie zginane na granicy krawędzi bocznej kół.

Zjawisko to powoduje charakterystyczne pęknięcie gąsienicy w miejscu jej styku z krawędziami kół jezdnych. Wskazane jest zatem stosowanie szerokich kół jezdnych o stosunkowo dużych średnicach.

Badania porównawcze [5, 6, 18] potwierdziły również, że kołowe układy jezdne ciągników rolniczych osiągają niższe wartości maksymalnych współczynników przyczepności przy wyższych wartościach poślizgu i rozwijają niższe moce uciągu niż ciągniki z gąsienicami elastomerowymi. Przykładowo maksymalny współczynnik przyczepności uzyskany przez gąsienice elastomerowe wyniósł 0,707 przy wartości poślizgu 9,96%, a w przypadku ciągnika kołowego o podobnej masie maksymalna wartość współczynnika przyczepności osiągnęła 0,643 przy poślizgu 13,24% w tych samych warunkach glebowych [5].

Naciski jednostkowe na podłoże są również bardzo istotne w przypadku maszyn i pojazdów służących do wycinki i zrywki drewna. Ich przejazdy wywierają bowiem nie tylko wpływ na przejezdność i utrzymanie dróg leśnych, lecz także mogą powodować niszczenie wierzchniej warstwy gleby, korzeni drzew, a nawet zmieniać stosunki wodne i drenować teren, wytwarzając głębokie koleiny [19]. Również w tym przypadku użycie gąsienic elastomerowych wykazuje mniejszą ingerencję w zmianę struktury podłoża niż koła [7, 19, 20], a nawet gąsienice stalowe [21], które są niezwykle destrukcyjne dla podłoża leśnych podczas wykonywania skrętu. Ponadto stwierdzono, że w terenie leśnym gąsienice elastomerowe spowodowały zmniejszenie zużycia paliwa o 28% [21] w porównaniu z tradycyjnymi gąsienicami nakładanymi na koła ogumione. Dodatkowo za sprawą lepszego ukształtowania i dobrych właściwości tłumiących zredukowano ekspozycję operatora na drgania i wibracje [22, 23].

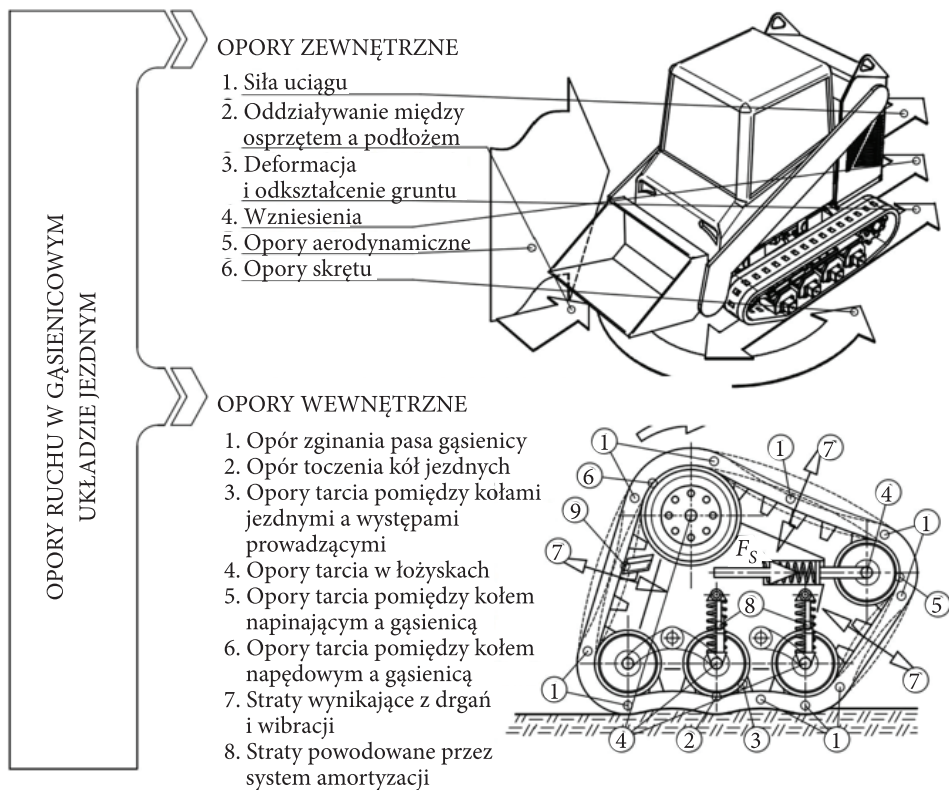
Przedstawione badania są bardzo istotne, biorąc pod uwagę przeznaczenie maszyn inżynierskich. Powinny one efektywnie przemieszczać się po bezdrożach oraz polach uprawnych, które zwłaszcza po opadach, z uwagi na spulchnienie, mogą stanowić istotne ograniczenie mobilności pojazdów. Muszą także dysponować dużą siłą i mocą uciągu niezbędną do efektywnej realizacji zadań. Rezultaty badań wskazują, że systemy elastomerowe umożliwiają poprawę rozkładu nacisków na podłoże i ograniczenie oporów jazdy na podłożach o niższej nośności, a ponadto zapewniają możliwości rozwijania wysokich sił i mocy uciągu.

Drugim istotnym czynnikiem wpływającym na sprawność przeniesienia napędu są własne opory wewnętrzne systemów gąsienicowych. W celu określania oporów wewnętrznych gąsienic wykorzystuje się wartość współczynnika oporu wewnętrznego. Jest on wyznaczany empirycznie dla różnych pojazdów poprzez przyrównanie siły przekazywanej na gąsienice, która jest tracona na pokonanie oporów wewnętrznych, do siły ciężkości maszyny [10]. Porównanie wartości tego współczynnika dla różnych rodzajów systemów gąsienicowych przedstawia tabela 1.

TABELA 1

Porównanie wartości zbadanych współczynników oporów wewnętrznych dla różnych pojazdów

Pojazd wojskowy o masie 37 Mg, gąsienice stalowe	0,037 [24]
Pojazd wojskowy o masie 21 Mg, gąsienice stalowe	0,035 [24]
Ciągnik rolniczy o masie 12,5 Mg, gąsienice elastomerowe	0,04 [15]
Pojazd o masie 1,7 Mg, gąsienice elastomerowe	0,17 [25]
Pojazd przegubowy o masie 720 kg, gąsienice elastomerowe	0,14 – 0,28 [26]
Lekki robot mobilny o masie 30 kg, gąsienice elastomerowe	0,63 [27]



Rys. 5. Składowe oporów ruchu w pojazdach gąsienicowych wg [10]

Analizując wartości współczynników, można zauważyć rosnące znaczenie tego typu oporów dla lżejszych pojazdów. W celu zmniejszenia strat wewnętrznych niezbędna jest dokładna analiza czynników, które je powodują [10].

Główne czynniki określił w swoich pracach prof. P. Dudziński [10, 28, 29, 30, 31, 32]. Składają się na nie m.in. (rys. 5):

- opór obracania łożysk,
- opór zginania gąsienic,
- opór ruchu rolek nośnych po gąsienicach,
- opór ruchu rolek podtrzymujących po gąsienicy,
- opór współpracy gąsienicy z kołem napędowym,
- opór współpracy gąsienicy z kołami zwrotnymi,
- opór wynikający z drgań poprzecznych (falowania) gąsienic,
- wewnętrzny opór toczenia gąsienic,
- opór bezwładności gąsienicy w ruchu postępowym oraz kół — w ruchu obrotowym,
- opór wynikający z pracy zawieszenia.

W efekcie systemy gąsienic elastomerowych mogą mieć zauważalnie mniejszą sprawność przeniesienia napędu w porównaniu do systemów kół [5]. Mimo osiągnięcia wyższych wartości współczynników przyczepności i niższych współczynników oporów odkształcania gruntu podczas jazdy po nieutwardzonych podłożach gąsienice elastomerowe tracą dużo energii na przewyżczenie oporów wewnętrznych. Według [28] współczynnik oporów toczenia gąsienicy może być nawet dziesięć razy wyższy od współczynnika toczenia koła z oponą pneumatyczną.

Gąsienica, która cyklicznie ulega zginaniu, wytwarza siły oporu. Badania [29] pokazują, że na ich zmniejszenie pozytywnie wpływa zwiększenie średnicy kół — napędowego i napinającego, które opasuje gąsienicę, a także zmniejszenie prędkości ruchu. Zjawisko zginania gąsienicy zachodzi także podczas drgań jej górnej części [32]. W tym przypadku mocniejsze napięcie gąsienicy oraz niższa prędkość jazdy zmniejszają jej podatność na falowanie i opór spowodowany drganiami poprzecznymi. Na wytwarzanie drgań ma wpływ również długość gąsienicy i liczba oraz rozmieszczenie elementów jej podparcia. Poza pasem gąsienicowym opory powodują także elementy obracające się — łożyska kół oraz powierzchnie kół współpracujące z gąsienicą — przetaczając się po niej. Opory toczenia i ślizgania elementów zwiększają się oczywiście wraz z prędkością jazdy maszyny.

Dodatkowe opory tworzy odkształcanie pasa gąsienicowego i gumowego bandaża pod wpływem przetaczania kół jezdnych po pasie gąsienicowym i przenoszenie na niego obciążeń pionowych [30]. W celu zwiększenia sprawności przeniesienia napędu należy zmaksymalizować liczbę kół jezdnych i zadbać o równomierne rozłożenie masy pojazdu, a dodatkowo tak zaprojektować koła, żeby przenosiły obciążenia na jak największą szerokość gąsienic.

Analizując pracę gąsienicy elastomerowej, należy zwrócić uwagę na jej kompozytową strukturę — materiał elastomerowy jest wzmocniony zbrojeniem w celu zapewnienia wysokiego stosunku wytrzymałości na rozciąganie do masy, wymaganej

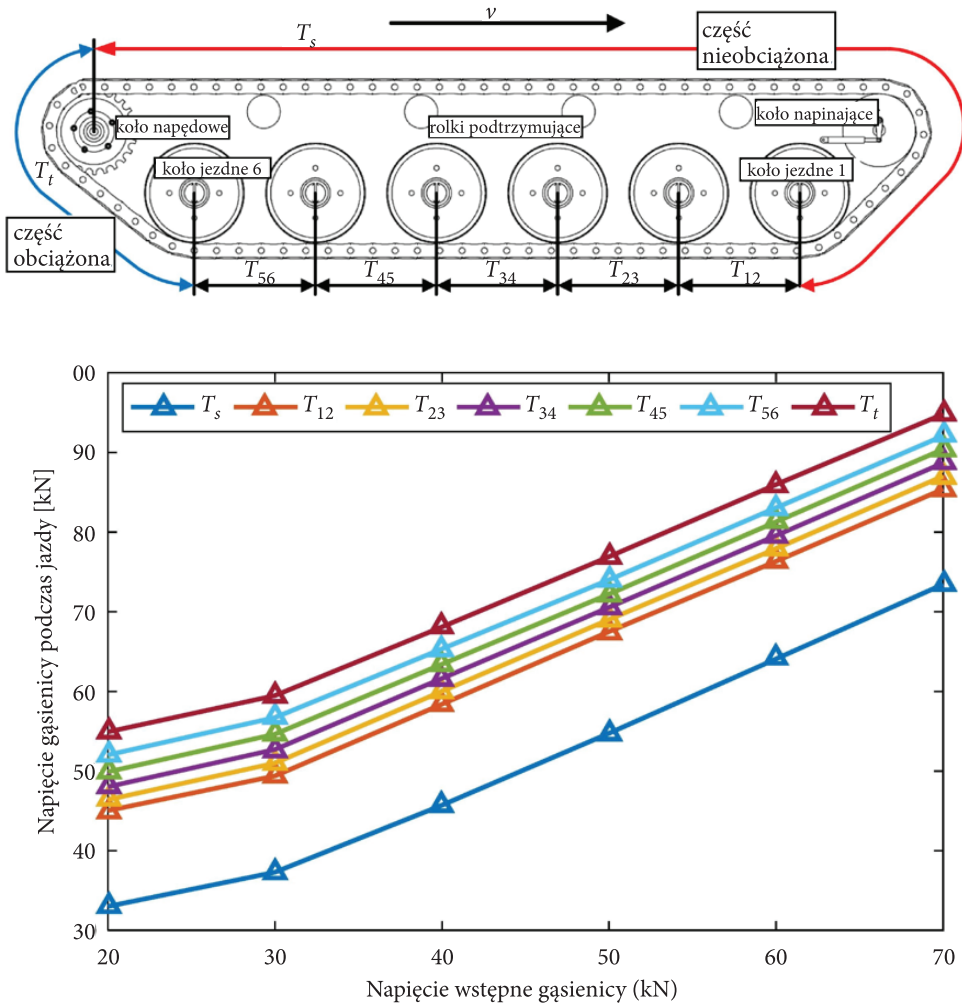
elastyczności oraz niskiego wydłużenia i wysokiej odporności na uderzenia mechaniczne. Do wzmacniania gąsienic wykorzystuje się najczęściej tkaniny i włókna poliamidowe, poliestrowe i polietylenowe. W najnowszych rozwiązaniach stosowane są również włókna węglowe. Kordy stalowe są sztywniejsze i bardziej wytrzymałe oraz mają wysoką odporność cieplną i zmęczeniową [33, 34]. Z tego powodu są zalecane dla gąsienic przenoszących duże obciążenia z wysokimi prędkościami, ponieważ gąsienica jest wówczas intensywnie odkształcana ze znacznymi prędkościami, co wywołuje wydzielanie ciepła. W wyniku nagrzewania się gąsienicy i wzrostu temperatury następuje osłabienie materiału i zmiana jego sztywności. W efekcie problemem jest skłonność do zrzucania gąsienic podczas skrętu [35].

Badania doświadczalne dotyczące sił oporu zginania pasa gąsienicowego przedstawiono w [29]. Przygotowano stanowisko badawcze z kołami pasowymi o różnych średnicach, przez które przewijano gąsienicę i mierzono jej opór zginania dla różnej wartości sił naprężenia wstępnego i prędkości jej ruchu. Testy wykazały, że siły oporu zginania można zmniejszyć przez zwiększenie promienia zginania oraz zmniejszenie prędkości liniowej ruchu. Zmniejsza to naprężenia zginające pas oraz zwiększa jego wytrzymałość zmęczeniową [36].

3. Trwałość gąsienic

Badania uszkodzeń kordu gąsienic [37] wskazują, że negatywny wpływ na trwałość gąsienic ma częste hamowanie oraz uderzenia w nierówności terenu. Dynamiczne wymuszenia tego typu powodują uszkodzenia (pęknięcia, nacięcia i wyrwania) bieżnika oraz kordu. Znaczenie ma również jakość materiału i wymiary kordu stanowiącego rdzeń gąsienicy.

Istotny wpływ na trwałość gąsienicy elastomerowej ma siła jej napięcia, determinuje ona również maksymalne naciski na podłoże, głębokość tworzonych w gruncie kolein, opory toczenia, uzyskaną siłę uciążu oraz sprawność przenoszenia napędu z koła napędowego na gąsienicę [38]. Jednocześnie zbyt mocne napięcie gąsienicy znacznie obniża jej możliwości przenoszenia obciążeń zewnętrznych oraz podwyższa opory wewnętrzne układu jezdnego. Dlatego na drogach utwardzonych napięcie gąsienic należy wyregulować do wartości minimalnej, aby zmaksymalizować efektywność energetyczną. Natomiast na podłożach gruntowych napięcie gąsienicy powinno być zwiększone ze względu na rosnącą siłę przyczepności do podłoża [39]. Wstępne napięcie gąsienic ma znaczący wpływ na obciążenie pasów gąsienicowych (rys. 6), optymalnie powinno wynosić ok. 10% siły ciężkości maszyny [39]. Gąsienice powinny być wstępnie napięte przed rozpoczęciem jazdy lub pracy [40].



Rys. 6. Wpływ początkowego napięcia łąsienicy na napięcie łąsienicy podczas jazdy w wybranych punktach na obwodzie łąsienicy elastomerowej [38]

Podczas jazdy, szczególnie przy większych prędkościach, ciągłe zmiany prędkości i momentów napędowych oraz obciążenia dynamiczne wywołane przez nierówności podłoża, wykonywane manewry, a także hamowania i skręty powodują gwałtowne zmiany naprężenia łąsienicy. Testy łąsienic elastomerowych wykazały, że ich wydłużenie podczas jazdy może sięgać 1% całkowitej długości łąsienicy [41]. Dlatego też rozwijane są aktywne systemy napinania łąsienicy [38, 41]. Są one niezbędne do utrzymania optymalnych parametrów pracy łąsienic elastomerowych oraz stabilności i bezpieczeństwa ruchu pojazdu.

4. Problemy współpracy gąsienicy z podłożem — układ jezdny

Zapewnienie właściwej współpracy gąsienicy z podłożem wymaga odpowiedniego ukształtowania układu jezdnego. Podstawy nauki o współpracy kół i gąsienic z podłożem stworzył profesor Bekker [12, 42]. W swojej teorii przedstawił związek między naprężeniem ścinającym a przemieszczeniem gruntu pod gąsienicą oraz opracował model gruntu, który pozwalał na oszacowanie rozkładu nacisków, głębokości tworzonych kolein, oporów toczenia oraz wytwarzanych sił przyczepności. Równomierny rozkład nacisków — czyli jak najlepsze dociążenie gąsienicy na całą długość — gwarantuje uzyskanie największej siły przyczepności, a także przyczynia się do powstawania płytszych kolein. Dlatego rozwiązania układów jezdnych zawierają wózki jezdne oraz koła zawieszane na elementach elastycznych, pozwalających na poruszanie się i kopiowanie terenu, zapewniające gąsienicy ciągłą styczność z nieregularną powierzchnią podłoża. W ten sposób zwiększana jest siła przyczepności i zmniejszane są opory pokonywania terenu. Badania [43, 44] wykazały, że w złożonym terenie wyższą mobilnością wykazują się systemy wielogąsienicowe, ponieważ lepiej dopasowują się do dużych nierówności terenowych i wykorzystują dostępne siły przyczepności.

Założenia teorii Bekkera mogą być z bardzo dużą dokładnością stosowane w opisie gąsienic elastomerowych [45]. Pozwala to na kształtowanie układów jezdnych maszyn i pojazdów terenowych, znając przewidywane środowisko ich pracy [46]. W publikacjach [47, 48, 49] potwierdzono, że w analizach należy brać pod uwagę roślinność pokrywającą teren, ponieważ wpływa ona na spoistość gleby i jej zdolność do przenoszenia obciążeń za sprawą tworzenia struktur korzeniowych.

Modelowanie mobilności terenowej wymaga uwzględnienia dynamiki całej maszyny lub pojazdu, stąd do wyznaczania sił przyczepności, oporów ruchu, poślizgów i obciążeń układów jezdnych i napędowego coraz częściej wykorzystuje się metodę elementów skończonych [17] oraz metodę układów wieloczłonowych [50, 51, 52, 53]. Uzyskiwane rezultaty cechują się dużą zgodnością z wynikami badań eksperymentalnych, należy więc uznać, że dostępne narzędzia symulacyjne umożliwiają właściwe ukształtowanie elastomerowych systemów jezdnych. Poprawny i zweryfikowany model umożliwia stworzenie i przetestowanie maszyny w wielu scenariuszach, manewrach, przy różnych parametrach jazdy i ukształtowaniu terenu.

5. Podsumowanie

Przedstawione badania i publikacje wskazują na trzy rodzaje ograniczeń związanych z wykorzystaniem gąsienic elastomerowych w maszynach. Pierwsze z nich to wysoki współczynnik oporów wewnętrznych — wynikający z wykorzystania materiału o dużej histerezie. W celu zmniejszenia oporów wewnętrznych i wydzielania ciepła podczas jazdy wskazane jest zastosowanie kół napędowych i napinających o relatywnie dużych średnicach, tak aby w mniejszym stopniu odkształcać elastomerowy pas gąsienicy. Dodatkowo należy kontrolować temperaturę gąsienicy, zwłaszcza podczas jazdy z wyższymi prędkościami, by zabezpieczyć ją przed nadmiernym rozciągnięciem prowadzącym do częstych awarii oraz dewulkanizacji i przyspieszonego starzenia.

Drugim problemem może być niedostateczna trwałość gąsienic spowodowana przenoszeniem dużych sił napędowych, nierównomiernością docisku do podłoża — zwłaszcza w poprzek gąsienicy, a także intensywne manewrowanie przyspieszające zużycie ścierne gąsienic. W celu zminimalizowania tych niekorzystnych zjawisk należy ograniczać długość gąsienicy na gruncie i stosować systemy wielogąsienicowe. Zmniejszy to: obciążenie pojedynczej gąsienicy, jej podatność na falowanie oraz opory skrętu i zużycie ścierne gąsienicy podczas skrętu.

Trzecim zagrożeniem dla uzyskania wysokiej efektywności użycia systemów elastomerowych w maszynach inżynierskich jest zdolność do zapewnienia dobrej współpracy gąsienicy z podłożem na nierównościach terenowych. W celu poprawy współpracy z podłożem zalecane jest stosowanie wózków jezdnych oraz podatnych elementów zawieszenia, które wspomogą odwzorowywanie terenu podczas jazdy maszyny oraz ograniczą oddziaływanie dynamiczne. Większa liczba gąsienic także ułatwi dopasowanie układu jezdnych do kształtu dużych nierówności terenowych.

Wyniki dostępnych badań wskazują, że możliwe jest wykorzystanie elastomerowych systemów gąsienicowych w szybkobieżnych maszynach inżynierskich. Mogą zapewnić duże prędkości przejazdowe, wysoką mobilność terenową oraz zdolność rozwijania wysokich sił i mocy uciągu, powinny być jednak kształtowane odmiennie niż gąsienice pojazdów. Niezbędne są dalsze badania w tym zakresie, a obecny poziom wiedzy pozwala na kształtowanie elastomerowych systemów jezdnych poprzez badania symulacyjne.

Źródło finansowania pracy — działalność statutowa Wojskowej Akademii Technicznej.

Artykuł wpłynął do redakcji 16.08.2021. Zatwierdzono do publikacji 12.10.2021.

Daniela Szpaczyńska: <https://orcid.org/0000-0003-3273-6154>

Marian Łopatka: <https://orcid.org/0000-0003-3449-4611>

LITERATURA

- [1] ANSORGE D., *Soil Reaction to Heavily Loaded Rubber tracks and Tyres*, Doctoral thesis, Cranfield University 2007.
- [2] ARVIDSSON J., KELLER T., *Soil stresses under tracks and tyres – measurements and model development*, Proceedings International Conference of Agricultural Engineering, Zurich, 6-10.07.2014.
- [3] ANSORGE D., GODWIN R.J., *The effect of tyres and a rubber track at high axle loads on soil compaction, Part 1: Single axle-studies*, Biosystems Engineering, 1, 98, 2007, 115-126.
- [4] RASOOL S., RAHEMAN H., *Improving the tractive performance of walking tractors using rubber tracks*, Biosystems Engineering, 167, 2018, 51-62.
- [5] RASOOL S., RAHEMAN H., OKELLO J.A., DWYER M.J., COTTRELL B., *The Tractive Performance of Rubber Tracks and a Tractor Driving Wheel Tyre*, Journal of Agricultural Engineering Research, 59, 1, 1994, 33-43
- [6] MOLARI G., BELLENTANI L., GUARNIERI A., WALKER M., SEDONI E., *Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks*, Biosystems Engineering, 111, 1, 2012, 57-63.
- [7] MOLARI G., MATTEI M., WALKER M., *Field performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks on a low trafficable soil*, Journal of Agricultural Engineering, 477, 2015, 162-166.
- [8] BURDZIŃSKI Z., *Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego*, WKiŁ, Warszawa 1988.
- [9] CHODKOWSKI A.W., *Konstrukcja i obliczanie szybkobieżnych pojazdów gąsienicowych*, WKiŁ, Warszawa 1990.
- [10] DUDZIŃSKI P., CHOŁODOWSKI J.A., *A method for predicting the internal motion resistance of rubber-tracked undercarriages. Pt. 1. A review of the state-of-the-art methods for modeling the internal resistance of tracked vehicles*, Journal of Terramechanics, 96, 2021, 81-100.
- [11] WONG J.Y., *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley and Sons, New Jersey 2008.
- [12] BEKKER M.G., *Theory of Land Locomotion*, The University of Michigan Press, Ann Arbor 1956.
- [13] ARVIDSSON J., WESTLIN H., KELLER T., GILBERTSSON M., *Rubber track systems for conventional tractors – Effects on soil compaction and traction*, Soil and Tillage Research, 117, 2011, 103-109.
- [14] MARSILI A., SERVADIO P., *Compaction effects of rubber or metal-tracked tractor passes on agricultural soils*, Soil and Tillage Research, 37, 1, 1996, 37-45.
- [15] KELLER T., TRAUTNER A., ARVIDSSON J., *Stress distribution and soil displacement under a rubber-tracked and a wheeled tractor during ploughing, both on-land and within furrows*, Soil & Tillage Research, 68, 2002, 39-47.
- [16] DWYER M.J., OKELLO J.A., SCARLETT A.J., *A theoretical and experimental investigation of rubber tracks for agriculture*, Journal of Terramechanics, 30, 4, 1993, 285-298.
- [17] KELLER T., ARVIDSSON J., *A model for prediction of vertical stress distribution near the soil surface below rubber-tracked undercarriage systems fitted of agricultural vehicles*, Soil and Tillage Research, 155, 2016, 116-123.
- [18] GRISSO R., PERUMPRAL J., ZOZ F., *An empirical model for tractive performance of rubber-tracks in agricultural soils*, Journal of Terramechanics 43, 2, 2006, 225-236.
- [19] RIGGERT R., FLEIGE F., KIETZ B., GAERTIG T., HORN R., *Stress Distribution under Forestry Machinery and Consequences for Soil Stability*, Soil Physics & Hydrology, 22, 2016, 38-47.
- [20] ISMOILOV A., SELLGREN U., ANDERSSON K., LÖFGREN B., *A comparison of novel chassis suspended machines for sustainable forestry*, Journal of Terramechanics, 58, 2015, 59-68.
- [21] GELIN O., BJÖRHEDEN R., *Concept evaluations of three novel forwarders for gentler forest operations*, Journal of Terramechanics, 90, 2020, 49-57.

- [22] MARSILI A., RAGNI L., VASSALINI G., *Vibration and Noise of a Tracked Forestry Vehicle*, Journal of Agricultural Engineering Research, 70, 3, 1998, 295-306.
- [23] BJORHEDEN R., *Rutting and vibration levels of the On Track concept forwarder on standardised test tracks*, ARBETSRAPPORT 989-2018, Skogforsk 2018.
- [24] CLEARE G.V., *Factors affecting the performance of high-speed track layers*, Proc. Instn. Mech. Engrs. 178, 2A(2), 1963-64, 51-71.
- [25] OKELLO J.A., DWYER M.J., COTTREL F.B., *The tractive performance of rubber tracks and a tractor driving wheel tyre as influenced by design parameter*, Journal of Agricultural Engineering Research, 59, 1, 1994, 33-43.
- [26] DĄBROWSKA A., ŁOPATKA M.J., MUSZYŃSKI T., RUBIEC A., *Badania hydrostatycznego układu napędu jazdy lekkiej bezzalogowej platformy lądowej*, XXV Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych 2012, Zakopane.
- [27] GUO T., GUO J., HUANG B., PENG H., *Power consumption of tracked and wheeled small mobile robots on deformable terrains – model and experimental validation*, Mechanism and Machine Theory, 133, 2019, 347-364.
- [28] DUDZIŃSKI P., CHOŁODOWSKI J., *Energy efficiency of rubber tracked chassis*, Journal of KONES, 23, 2, 2016, 97-104.
- [29] CHOŁODOWSKI J., DUDZIŃSKI P., *A Method for Experimental Identification of Bending Resistance of Reinforced Rubber Belts*, AIP Conference Proceedings 2078, 2019.
- [30] CHOŁODOWSKI J., DUDZIŃSKI P., *Method for estimation of road wheels rolling resistance in rubber track systems*, 24th International Conference Engineering Mechanics 2018, Svratka, Czech Republic 2018.
- [31] DUDZIŃSKI P., CHOŁODOWSKI J., KETTING M., *Experimental tests on rolling resistance of road wheels in rubber tracked undercarriages*, 24th International Conference Engineering Mechanics 2018, Svratka, Czech Republic 2018.
- [32] CHOŁODOWSKI J., DUDZIŃSKI P., KETTING M., *On the energy losses due to tracks vibrations in rubber track crawler vehicles*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 21, 2, 2021, 303-323.
- [33] PIDAPARTI R., MAY A.W., *A micromechanical analysis to predict cord-rubber composite properties*, Composite Structures, 34, 4, 1996, 361-369.
- [34] POPA C.M., GEBHARDT C., RAJE N., STEENWYK B., KALISKE M., *Investigation of cord-rubber composite durability by the material force method*, Engineering Fracture Mechanics, 229, 2020.
- [35] CARLSON J., MURPHY R., *How UGVs Physically Fail in the Field*, IEEE Transactions on Robotics, 21, 3, 2005, 423-437.
- [36] LIU W., CHENG K., WANG J., *Failure analysis of the rubber track of a tracked transporter*, Advances in Mechanical Engineering, 10, 7, 2018, 1-8.
- [37] GRYGIER D., *The impact of operation of elastomeric track chains on the selected properties of the steel cord wires*, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 19, 1, 2017, 95-101.
- [38] WANG P., RUI X., YU H., *Study on dynamic track tension control for high-speed tracked vehicles*, Mechanical Systems and Signal Processing, 132, 2019, 277-292.
- [39] KETTING M., *Structural design of tension units for tracked vehicles, especially construction machines under the aspect of safety requirements*, Journal of Terramechanics, 34, 3, 1997.
- [40] MEŻYK A., CZAPLA T., KLEINN W., MURA G., *Numerical simulation of active track tensioning system for autonomous hybrid vehicle*, Mechanical Systems and Signal Processing, 89, 2017, 108-118.
- [41] MATEJ J., *Terrain-Adaptive Auxiliary Track Tensioning System for Tracked Vehicles*, J. Comput. Nonlinear Dynam., 8, 3, 2013.

- [42] BEKKER M.G., *Introduction to terrain vehicle system*, Ann Arbor, University of Michigan Press, 1969.
- [43] KIM J., LEE D., *Mobile robot with passively articulated driving tracks for high terrainability and maneuverability on unstructured rough terrain: Design, analysis, and performance evaluation*, Journal of Mechanical Science and Technology, 32, 11, 2018.
- [44] KIM J., JEONG H., LEE D., *Performance optimization of a passively articulated mobile robot by minimizing maximum required friction coefficient on rough terrain driving*, Mechanism and Machine Theory, 164, 2021.
- [45] OKELLO J.A., WATANY M., CROLLA D.A., *A Theoretical and Experimental Investigation of Rubber Track Performance Models*, Journal of Agricultural Engineering Research, 69, 1, 1998, 15-24.
- [46] KHEIRALLA A.F., ALSEED Y.G., ELTIGANI A., YOUSIF E.A., *Conceptual Design of a Rubber Tracked Mini-Vehicle for Small Holders Using Off-Road Vehicle Engineering Techniques*, International Conference on Trends in Industrial and Mechanical Engineering, 2012, Dubai.
- [47] WIEDER W.L., SHOOP S.A., *State of the knowledge of vegetation impact on soil strength and Trafficability*, Journal of Terramechanics, 78, 2018, 1-14.
- [48] SHOOP S.A., COUTERMARSH B., CARY T., HOWARD H., *Quantifying vegetation biomass impacts on vehicle mobility*, Journal of Terramechanics, 61, 2015, 63-76.
- [49] SHOOP S., CARY T., COUTERMARSH B., STANLEY J., *Effect of vegetation biomass on vehicle traction and motion resistance*, 12th European Regional Conf. International Society of Terrain-Vehicle Systems, Pretoria, South Africa, September 2012.
- [50] MOCERA F., SOMA A., NICOLINI A., *Grouser Effect in Tracked Vehicle Multibody Dynamics with Deformable Terrain Contact Model*, Applied Sciences, 10, 18, 2020.
- [51] CHEN Z., XUE D., WANG G., CUI D., FANG Y., WANG S., *Simulation and optimization of the tracked chassis performance of electric shovel based on DEM-MBD*, Powder Technology, 390, 2021, 428-441.
- [52] DONG Z., QUAN L., YANG J., *Tracked Simulation and optimization of the tracked chassis performance of electric shovel based walking mechanism for large hydraulic excavators*, Automation in Construction, 96, 2018, 88-102.
- [53] EDWIN P., SHANKAR K., KANNAN K., *Soft soil track interaction modeling in single rigid body tracked vehicle models*, Journal of Terramechanics, 77, 2018, 1-14.

D. SZPACZYŃSKA, M. ŁOPATKA

Analysis of the possibility of using rubber track systems in high-speed engineering machines. Part II. Technical limitations

Abstract. The article presents problems and indicates limitations affecting the possibility of using rubber tracks in high-speed engineering machines. On the basis of the conducted analyses, it was also indicated how to shape the running gear in such a way as to improve the working abilities of machines and to minimise the disadvantages of rubber track systems.

Keywords: mechanical engineering, elastomer tracks, running gear, high-speed engineering machines
DOI: 10.5604.01.3001.0015.6961

