

Piotr Dudziński¹⁾, Andrzej Kosiara²⁾, Adam Konieczny³⁾

WIRTUALNE PROTOTYPOWANIE NOWEJ GENERACJI UKŁADU JEZDNEGO NA GĄSIENICACH ELASTOMEROWYCH DO ZASTOSOWAŃ ARKTYCZNYCH

Streszczenie. W artykule opisano proces wirtualnego prototypowania innowacyjnego gąsienicowego układu podwoziowego do specjalnych zastosowań arktycznych dla firmy CUBEX z Kanady. Proces ten obejmował między innymi: budowę modeli symulacyjnych, identyfikację eksperymentalną wybranych parametrów gąsienic elastomerowych oraz wielokryterialną analizę właściwości podwozi różniących się zastosowanym w nich zawieszeniem rolek nośnych. W pracy zawarto także opis pojazdu z podwoziem zbudowanym w oparciu o wyniki badań symulacyjnych.

Słowa kluczowe: gąsienicowy układ jezdny, zawieszenie, wirtualne prototypowanie.

WPROWADZENIE

Z powodu uzgodnień, do jakich doszło pomiędzy kanadyjskimi Indianami a firmami poszukującymi nowych złóż surowców powstała potrzeba budowy zupełnie nowego pojazdu - nośnika wiertnicy. W ramach uzgodnień Indianie zgodzili się, bowiem na poszukiwania nowych złóż na obszarach swoich rezerwatów jednak pod warunkiem, że ingerencja w środowisko naturalne będzie minimalna. Oznaczało to, że wykorzystywane wcześniej do pracy w tajdze i tundrze kanadyjskiej ciężkie pojazdy z gąsienicami stalowymi nie będą mogły być zastosowane. Podstawową wadą starych pojazdów były duże naciski średnie i maksymalne ich gąsienic na podłoże. Skutkowało to tworzeniem znacznych kolein w czasie jazdy i zgarnianiem dużych ilości podłoża w czasie wykonywania skrętu. Budowy nowego pojazdu – nośnika wiertnicy podjęła się kanadyjska firma Cubex, która to zleciła wykonanie projektu podwozia tego pojazdu autorom niniejszego artykułu.

Podstawowe wymagania w stosunku do nowego pojazdu zostały sformułowane w następujący sposób:

- naciski gąsienic na podłoże porównywalne z naciskiem ludzkich stóp,
- maksymalna prędkość jazdy ok. 40 km/h,
- znaczne, zauważalne obniżenie ekspozycji na drgania kierowcy i pasażerów w

¹⁾ Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska, e-mail: piotr.dudzinski@pwr.wroc.pl

²⁾ j.w., e-mail: andrzej.kosiara@pwr.wroc.pl

³⁾ j.w., e-mail: adam.konieczny@pwr.wroc.pl

porównaniu z analogiczną ekspozycją na drgania osób eksploatujących istniejące już pojazdy tego typu,

- możliwość eksploatacji w temperaturach spadających nawet do -40 stopni Celsjusza,
- maksymalny kąt pochylenia pokonywanej drogi α wyznaczony z zależności uwzględniającej przyczepność gąsienicy do podłoża – $\alpha = \arctg(\mu)$,
- maksymalna masa i wymiary gabarytowe pozwalające na transport pojazdu przy pomocy samolotu Hercules,
- duża niezawodność pojazdu oraz możliwość jego naprawy przez załogę (z założenia pojazd miał operować w rejonach oddalonych dziesiątki a nawet setki kilometrów od obszarów zamieszkałych).

BUDOWA MODELU SYMULACYJNEGO POJAZDU Z GĄSIENICAMI ELASTOMEROWYMI

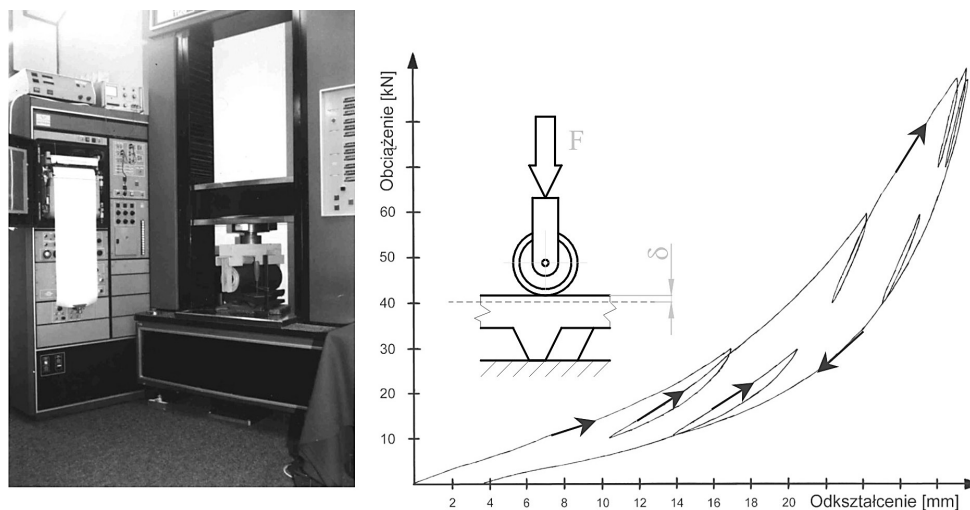
Analizując wymagania postawione pojazdowi uznano, że można je całościowo spełnić jedynie poprzez zastosowanie w pojeździe gąsienic elastomerowych. W czasie eksploatacji pojazdu z takimi gąsienicami nie występuje np.: tzw. efekt krawędziowania lokalnie zwiększający naciski gąsienicy stalowej na podłoże w wyniku czego następuje wzmożona degradacja gruntu. W taki arbitralny sposób trudno było jednak podjąć decyzję, co do struktury zawieszenia rolek nośnych i kół zwrotnych. Z literatury wiadomo, że minimalne obciążenia dynamiczne w pojazdach gąsienicowych uzyskuje się w przypadku zastosowania niezależnego zawieszenia kół jezdnych jak np.: w szybkobieżnych pojazdach gąsienicowych. Jednak wiadomo również, że pojazdy gąsienicowe z elastycznymi zawieszzeniami niezależnymi nie zapewniają minimalnych możliwych nacisków gąsienicy na podłoże szczególnie w przypadku pokonywania nierównego terenu. Dodatkową komplikacją był ograniczony maksymalny obwód dostępnych na rynku gąsienic elastomerowych. Maksymalny obwód gąsienicy wynika z możliwości technologicznych producentów.

W związku z powyższym postanowiono przeprowadzić porównawcze badania symulacyjne kilku zawieszzeń, co do których spodziewano się uzyskać zadawalające wyniki [1, 2]. Obliczenia analityczne nie wchodziły w rachubę z powodu wielu czynników wpływających na wartości nacisków gąsienicy na podłoże i obciążenia dynamiczne ludzi przebywających w pojeździe.

Modele symulacyjne pojazdu z różnymi zawieszzeniami rolek nośnych zbudowano w systemie DADS (obecnie Virtual Lab Motion) [3]. W systemie tym realistyczne zamodelowanie zawieszenia nie sprawiało wielu problemów. Dużym wyzwaniem, mimo istnienia bogatej literatury na ten temat [4, 5, 6] było poprawne zamodelowanie gąsienicy elastomerowej oraz jej interakcji z rolkami oraz z podłożem. Model gąsienicy stworzono poprzez dyskretyzację rzeczywistej gąsienicy

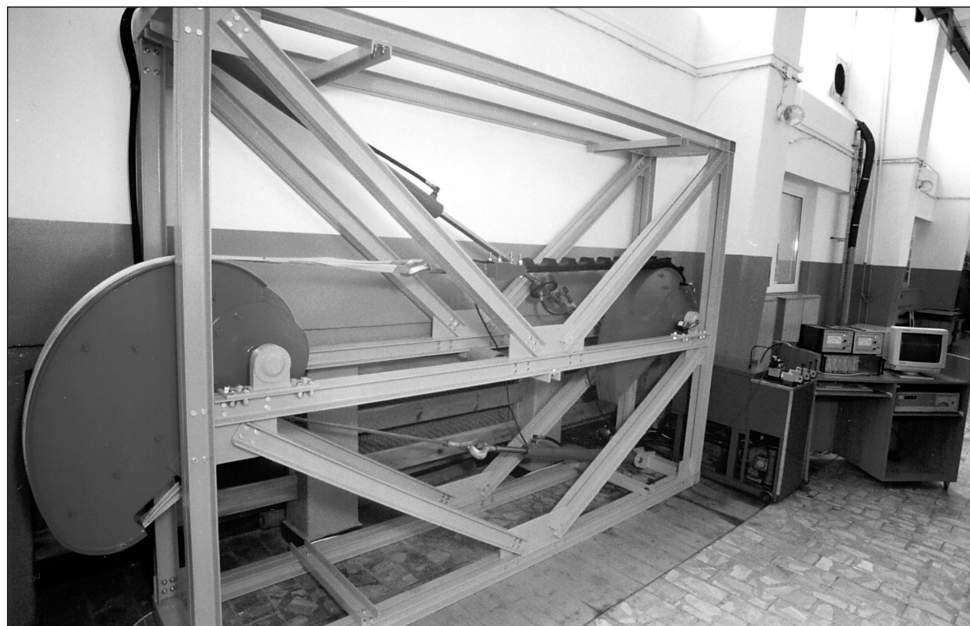
zgodnie z regułami metody sztywnych elementów skończonych. Podzielono gąsienicę na wiele mas skupionych, które zostały połączone ze sobą parami obrotowymi. W parach tych umieszczono sprężyny skrętne modelujące sztywność na zginanie gąsienicy. Dodatkowo każdy z elementów sztywnych miał zamodelowany kontakt z rolkami nośnymi i kontakt z podłożem [1, 7].

Aby można było skorzystać z modelu gąsienicy elastomerowej w opisanej formie należało wcześniej wprowadzić poprawne wartości parametrów opisujących właściwości gąsienicy, których wszystkich w chwili budowy modelu jeszcze nie znano. Stąd przed rozpoczęciem badań symulacyjnych przeprowadzono serię badań eksperymentalnych mających na celu określenie wartości takich parametrów jak sztywność na zginanie gąsienicy elastomerowej, sztywność i tłumienie kontaktu pary gąsienica elastomerowa rolka z bandażem gumowym oraz sztywność i tłumienie kontaktu gąsienica elastomerowa podłoże. Określanie sztywności i tłumień kontaktu przeprowadzono z wykorzystaniem maszyny wytrzymałościowej, co pokazuje rysunek 1. Wyznaczano charakterystyki siła – odkształcenie dla dwóch przypadków. W pierwszym przypadku dociskano rolkę z bandażem gumowym do gąsienicy elastomerowej. Uzyskane odkształcenie pod wpływem przyłożonej siły traktowano tu jako sumę odkształcenia sprężyny modelującej kontakt gąsienica - podłoże oraz odkształcenia połączonej z nią równolegle sprężyny modelującej kontakt rolka - gąsienica. W drugim przypadku dociskano do gąsienicy stalową płytę. Uzyskane odkształcenie pod wpływem przyłożonej siły traktowano jako odkształcanie sprężyny modelującej kontakt podłoże – gąsienica elastomerowa.



Rys. 1. Badania sztywności i tłumienia układu rolka z bandażem gumowym – gąsienica elastomerowa

W celu estymacji sztywności zginania gaśienicy elastomerowej konieczne było zbudowanie specjalnego stanowiska badawczego [1], które zaprezentowano na rys. 2.



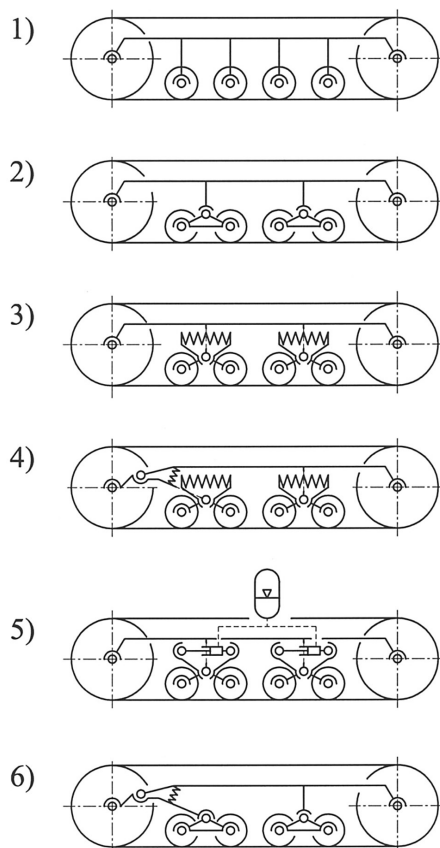
Rys. 2. Zbudowane stanowisko badawcze do określania sztywności zginania gaśienic elastomerowych

BADANIA SYMULACYJNE I WYBÓR STRUKTURY ZAWIESZENIA POJAZDU

Do badań symulacyjnych wybrano 6 zawiesznień rolek nośnych i kół zwrotnych. Wybrane zawiesznienia przedstawiono na rys. 3. Pięć z nich wybrano z myślą o sprawdzeniu i ewentualnym zastosowaniu w projektowanym pojeździe. Jedno zawieszienie tzw. sztywne oznaczone cyfrą 1 na rys. 3 wybrano by jego osiągi stanowiły punkt odniesienia. Plan badań zakładał porównanie zawiesznień w różnych warunkach eksploatacji i pod kątem różnych własności. W szczególności przewidziano:

- badania przyspieszeń pionowych działających na nadwozia pojazdów poruszających się po drodze z nierównościami stochastycznymi,
- określenie nacisków gaśienic pojazdów na podłoże odkształcalne z nierównością,
- badania maksymalnych obciążeń przenoszonych przez poszczególne rolki nośne podwozi pojazdów w czasie pokonywania nieodkształcalnych przeszkód w postaci ramp i skarp.

Uzyskane przykładowe wyniki obrazujące wpływ rodzaju zawiesznienia rolek nośnych na komfort drganiowy operatora pojazdu zamieszczono na rys.4. Parametr,



Rys. 3. Struktury zawieszń wybrane do badań symulacyjnych

który wykorzystano jako miarę komfortu drganiowego operatora to pionowe przyspieszenie skuteczne środka ciężkości nadwozia. Zrezygnowano tu z tradycyjnego sposobu analizy drgań polegającego na określaniu wartości skutecznych przyspieszenia dla tzw. pasm tarczowych częstotliwości. Taką decyzję podjęto w celu uproszczenia obliczeń. Za dopuszczalnością takiego rozwiązania przemawiało to, że we wszystkich przypadkach dominujące składowe harmoniczne przyspieszenia miały zbliżone częstotliwości.

Spośród przebadanych, najlepiej izolowało nadwozie od nierówności drogi zawieszenie nr. 4. Potwierdziło to przypuszczenia o dużym wpływie na dynamikę podwozia sposobu mocowania kół zwrotnych stykających się z podłożem. Analizując stosunkowo duże wartości skuteczne przyspieszenia uzyskane dla wszystkich zawieszń należy mieć na uwadze to, że w obliczeniach nie uwzględniano wpływu zawieszenia kabiny, podatności ustroju nośnego podwozia oraz zawieszenia siedziska kierowcy. Profil drogi użyty w badaniach został wygenerowany przy założeniu,

że gęstość widmową mocy nierówności $G(\Omega)$ jest opisana zależnością (1).

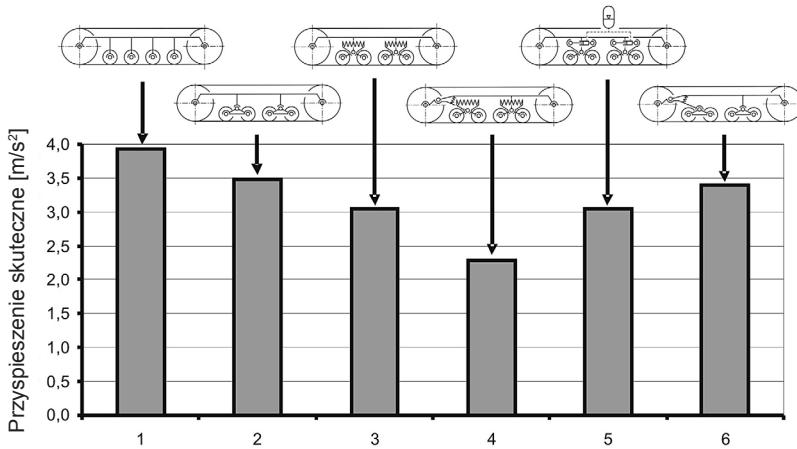
$$G(\Omega) = \begin{cases} G(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w_1} & \text{dla } \Omega \leq \Omega_0 \\ G(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w_2} & \text{dla } \Omega > \Omega_0 \end{cases} \quad (1)$$

Przyjęto następujące wartości parametrów w zależności (1): liczba falowa odniesienia $\Omega_0 = 0.16 \text{ m}^{-1}$, gęstość widmowa mocy dla liczby falowej odniesienia 0.0003, parametr falistości $w_1 = 2.28$ oraz parametr falistości $w_2 = 1.428$.

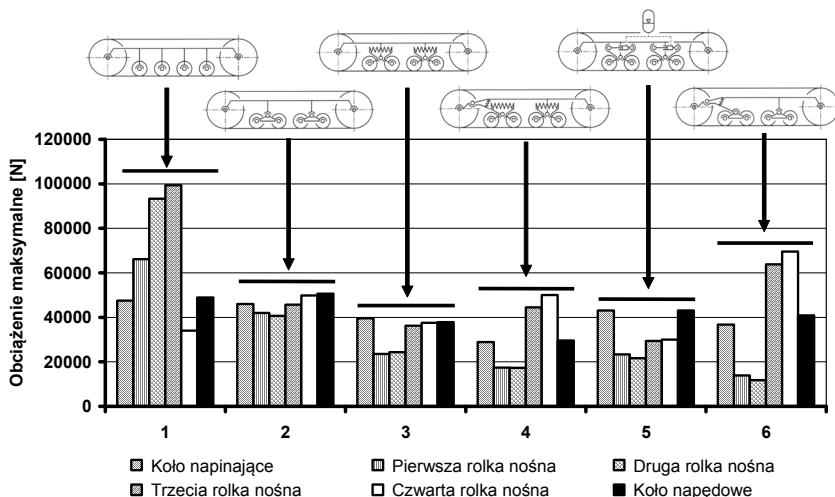
Badania symulacyjne wjazdów pojazdów z różnymi zawieszzeniami rolek nośnych na sztywne przeszkody terenowe typu skarpa i rampa wykazały, że zawieszenie nr 3 zapewnia najmniejsze maksymalne obciążenia rolek nośnych i kół zwrotnych. Przykładowe wyniki z tych badań zamieszczono na rysunku 5.

Zawieszenie nr 4, które zapewnia operatorowi najlepszy komfort drganiowy zapewnia także najmniejsze obciążenia maksymalne koła zwrotnego przedniego oraz dwóch pierwszych rolek nośnych. Niestety brak zawieszenia koła napędowego stykającego się z podłożem powoduje tu stosunkowo duże obciążenia maksymalne trzeciej i czwartej rolki. Zatem wyniki badań na tym etapie wskazały, że optymalnym rozwiązaniem byłoby zawieszenie oparte na zawieszeniu nr 4, ale rozbudowane o zawieszenie tylnego koła zwrotnego stykającego się z podłożem.

Badania numeryczne rozkładu nacisków pod gąsienicami pokazały, że maksima nacisków osiągają najmniejsze wartości w przypadku zastosowania zawiesznień 3, 4, 5 z elementami sprężystymi. Dla pojazdów stojących na płaskim piaszczystym podłożu nie zdiagnozowano dużych różnic w wartościach nacisków maksymalnych.

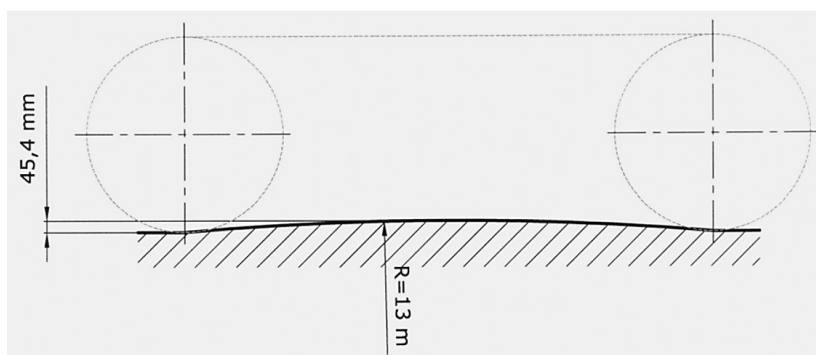


Rys. 4. Wartości przyspieszeń skutecznych działających na środki ciężkości pojazdów poruszających się z prędkością 5 m/s po testowym odcinku drogi nieodkształcalnej z nierównościami stochastycznymi



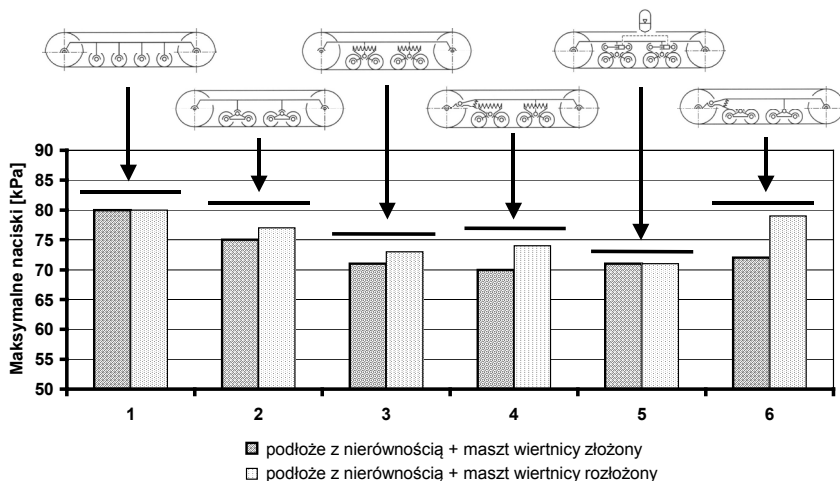
Rys. 5. Wartości maksymalnych obciążeń działających na koła i rolki nośne pojazdów z różnymi zawieszzeniami wjeżdżającymi na skarpę z prędkością 1 m/s

Różnice były natomiast zauważalne dla pojazdów stojących na niewielkiej piaszczystej nierówności pokazanej na rys 6. Podobnie, różnice w naciskach maksymalnych był widoczne, gdy przesunięto środek ciężkości nadwozia symulując w ten sposób rozłożenie masztu wiertnicy.



Rys. 6. Wymiary nierówności wykorzystanej w badaniach nacisków maksymalnych gąsienic na podłoże

Przykładowe wyniki badań maksymalnych nacisków gąsienic na podłoże odkształcalne zamieszczono na rysunku 7. Badania były prowadzone dla przypadku, gdy pojazdy stoją na podłożu piaszczystym. Łatwość w formowaniu takiego podłoża sprawiła, że obserwowano stosunkowo niewielkie różnice pomiędzy naciskami maksymalnymi uzyskanymi dla różnych zawiesznień. Należy mieć jednak na uwadze, że różnice te uległyby zwiększeniu w przypadku zastosowania w badaniach podłoży



Rys. 7. Naciski maksymalne pod gąsienicami pojazdów z różnym zawieszeniem rolek nośnych (opis w tekście)

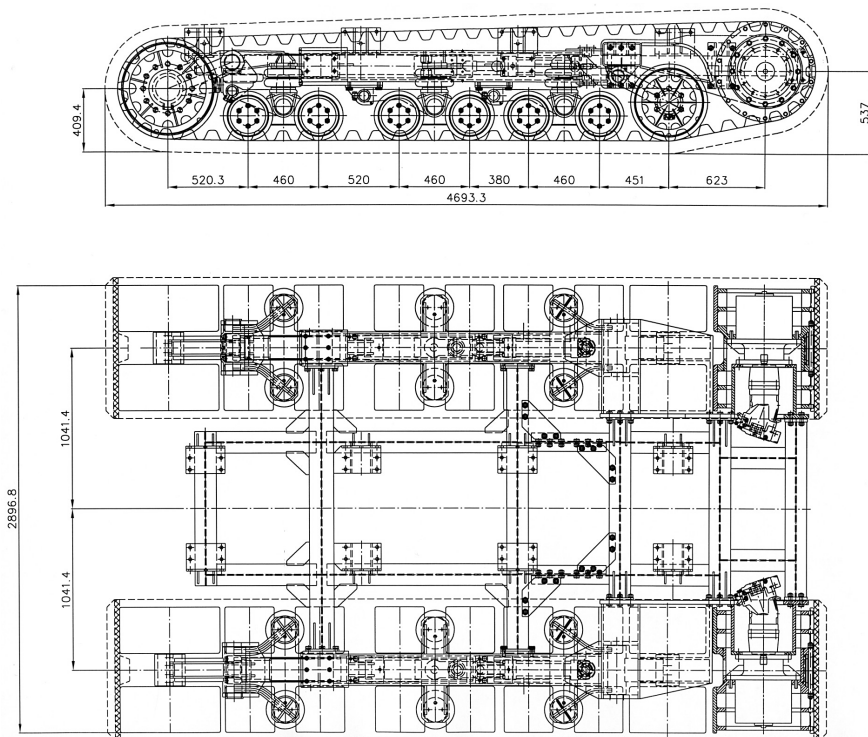
o większej nośności. W sytuacji, kiedy pojazdy stały na piaszczystej nierówności najlepszym zawieszeniem z punktu widzenia minimalizacji nacisków maksymalnych okazało się zawieszenie nr 4. W przypadku, gdy pojazdy miały dodatkowo rozłożony maszt wiertnicy najlepszym zawieszeniem okazało się zawieszenie nr 5. Mimo to zdecydowano się ostatecznie na zastosowanie w pojeździe zmodyfikowanego zawieszenia nr 4, które to wypadło najkorzystniej w pozostałych testach. Niedoskonałość zawieszenia 4 w sytuacji, gdy pojazd stoi z postawionym masztem wiertnicy postanowiono niwelować poprzez zmianę sztywności elementów zawieszenia w tej fazie pracy podwozia.

PROJEKT I WYKONANIE PODWOZIA WIERTNICZY DO ZASTOSOWAŃ W WARUNKACH ARKTYCZNYCH

Na podstawie wyników badań symulacyjnych zaproponowano zleceniodawcy projekt podwozia ze zmodyfikowanym zawieszeniem nr 4. Widok zaproponowanego podwozia zamieszczono na rys. 8.

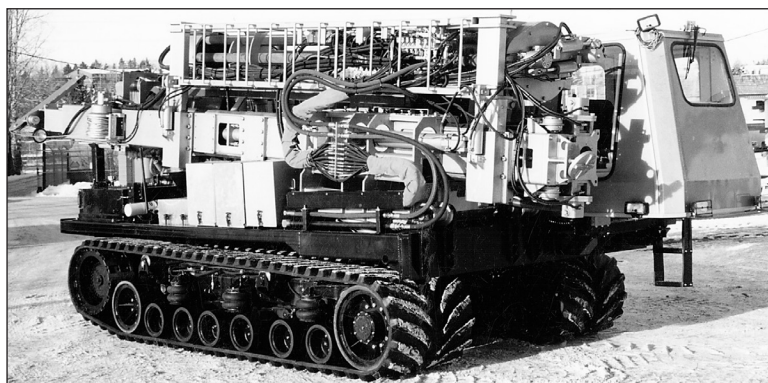
Zastosowano zawieszenie zależne z elementami sprężystymi dla wszystkich kół będących w kontakcie z drogą. Koła napędowe pojazdu uniesiono powyżej linii styku gąsienic z podłożem. Zrobiono tak, aby uniknąć problemów z koniecznością doprowadzania napędu do kół zawieszonych na wahaczach oraz w celu poprawy warunków pracy kół napędowych i uzyskania efektu samooczyszczania się kół napędowych.

Zaproponowany w powyższej formie projekt został zaakceptowany. Niezwłocznie po akceptacji dokumentacji rysunkowej przystąpiono do budowy prototypu pod-



Rys. 8. Rysunek podwozia zaproponowanego dla wiertnicy

wozia. Prototyp podwozia został wykonany w Polsce poczym niezwłocznie wysłany do Kanady. W Kanadzie wykonano montaż nadwozia i wiertnicy. Ukończony pojazd pokazano na rys. 9. Po skończeniu prac montażowych pojazd przeszedł badania na poligonie przyzakładowym. Dostrzeżone w wyniku badań poligonowych niedocią-



Rys. 9. Pojazd z zaprojektowanym i wykonanym w Polsce układem jezdnym na placu przyzakładowym w Kanadzie



Rys. 10. Pojazd ze zmodyfikowanym układem jezdny w czasie testów w tundrze Kanadyjskiej

gnięcia projektowe zostały usunięte. Po zakończeniu testów poligonowych oraz po wprowadzeniu niezbędnych poprawek pojazd został przetransportowany do tundry kanadyjskiej w celu przeprowadzenia badań w warunkach docelowej jego pracy. Widok pojazdu w czasie testów w tundrze Kanadyjskiej pokazano na rysunku 10. Testy w warunkach tundry Kanadyjskiej zaprojektowany gąsienicowy układ jezdny pojazdu przeszedł pozytywnie.

PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzenia szeregu badań symulacyjnych pojazdów z różnymi zawieszzeniami rolek nośnych uzyskano dane, które pozwoliły na racjonalny wybór struktury układu jezdno wiertnicy. Słuszność wyciągniętych wniosków na podstawie badań numerycznych potwierdziły późniejsze badania eksperymentalne. Kierowcy i pasażerowie pojazdu z zaprojektowanym układem jezdny szczególnie chwalili sobie znaczącą poprawę komfortu drganiowego.

LITERATURA

1. Kosiara A.: Wpływ adaptacyjnego zawieszenia podwozi gąsienicowych na wskaźniki jakości pojazdów przemysłowych. Rozprawa doktorska, Wrocław 2000.
2. Dudziński P., Kosiara A.: Multi-Body Simulation of Rubber-Belt Running Gears as Element of Virtual Prototyping. Latest Contributions to the Development of Undercarriage Technology. Heft 98.3. Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktionstechnik, 1998.
3. DADS – Reference Manual Revision 8.0. Computer Aided design Software Inc. 1995.
4. Dhir A., Sankar S.: Analytical Track Models for Ride Dynamic Simulation of Tracked Vehicles. Journal of Terramechanics, Vol. 31, No. 2, 1994.
5. McCullough M. K., Haug E. J.: Dynamics of High mobility track vehicles. Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in design, Vol. 108, No. 2, 1986.
6. Okello J. A.: Prediction of the Force Distribution between the Soil and a rubber Track Unit. 11th Int'l ISTVS Conf., Lake Tahoe, Nevada. 1993.
7. Dudziński P., Kosiara A.: Nowej generacji układ jezdny pojazdów przemysłowych z gąsienicami elastomerowymi – adaptacyjne zawieszenie podwozia. Inżynieria Maszyn, rok 6, zeszyt 1 - Metody i Techniki Konstruowania. Agencja Wydawnicza Wrocławskiej Rady FSNT NOT. Wrocław 2001.

VIRTUAL PROTOTYPING OF A NEW GENERATION UNDERCARRIAGE WITH RUBBER TRACKS FOR ARCTIC APPLICATIONS

Abstract

In the paper, a process of virtual prototyping of an innovative rubber track undercarriage for arctic applications designed for Cubex (Canada) is presented. Parts of the process were: simulation model preparation, selected track parameters experimental identification and multi-criterion analysis of undercarriages with different support rollers layout. The article presents also vehicle's description with undercarriage designed as a result of simulation analysis.

Keywords: track undercarriage, suspension, virtual prototyping.