

Streszczenie

Niniejsza praca poświęcona jest zagadnieniu oporów wewnętrznych ruchu pojazdów na gąsienicach elastomerowych.

W pracy przedstawiano przegląd stanu wiedzy i techniki ilustrujący budowę znanych w praktyce gąsienic metalowych i elastomerowych oraz przeznaczonych do współpracy z nimi podzespołów podwozi gąsienicowych. W ramach przeglądu omówiono również metody opisu oporów wewnętrznych pojazdów gąsienicowych. Skatalogowano znane z literatury wartości współczynnika oporu wewnętrznego dla przykładowych podwozi, przy czym odnotowano zaledwie kilka prac prezentujących wartości tego współczynnika dla pojazdów z gąsienicami elastomerowymi. Opisano ponadto bardziej zaawansowane modele obliczeniowe wyrażające całkowity opór wewnętrzny podwozi gąsienicowych przez sumę oporów wynikających ze zjawisk prowadzących do strat energii podczas przemieszczania się pojazdu. Modele tego typu w sposób przejrzysty ilustrują zależność oporów wewnętrznych od parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych podwozia gąsienicowego, umożliwiając jego optymalizację pod kątem maksymalizacji sprawności. W odniesieniu do najczęściej spotykanych pojazdów terenowych z gąsienicami elastomerowymi wykazano brak tego typu modelu. Wobec rosnącej liczby maszyn wyposażonych w gąsienice elastomerowe, opracowanie takiego modelu postawiono jako pracy.

W części badawczej pracy, przeprowadzono analizy teoretyczne, opracowano metody badawcze oraz przeprowadzono eksperymenty laboratoryjne, na których podstawie sformułowano modele oporów wewnętrznych ruchu podwozi na gąsienicach elastomerowych wywołane: przetaczaniem rolek nośnych po powierzchni wewnętrznej gąsienic, współpracą cierną rolek z zębami prowadzącymi gąsienic, przeginaniami gąsienic na kołach układów jezdnych, obracaniem łożysk tychże kół oraz falowaniem gąsienic. W ramach podsumowania wymienione modele cząstkowe połączono w model nadrzędny, wyrażający sumaryczny opór podwozi na gąsienicach elastomerowych. W celu realizacji obliczeń modelowych dla przykładowych podwozi przeprowadzono eksperymenty pomocnicze zmierzające do wyznaczenia parametrów wymienionych modeli cząstkowych dla przykładowych podzespołów gąsienicowych układów jezdnych, w tym gąsienic i rolek nośnych. Na podstawie eksperymentów oraz obliczeń modelowych ustalono, że metodami poprawy sprawności podwozi omawianej klasy jest:

- minimalizacja liczby kół układu jezdnych, na których dochodzi do przeginięcia gąsienic oraz maksymalizacja średnicy tych kół. Korzystne są pod tym względem układy o strukturze płaskiej, tj. posiadające tylko jedno koło napędowe i jedno koło zwrotne.

- pokrycie rolek nośnych materiałem o małym współczynniku tarcia we współpracy z gumą oraz małej histerezie mechanicznej.
- stosowanie układów zawieszenia rolek nośnych umożliwiających ruch wahliwy rolek w płaszczyźnie poprzecznej pojazdu.
- maksymalizacja liczby rolek nośnych oraz zapewnienie równomiernego rozkładu obciążenia pionowego pojazdu pomiędzy rolki przez większość czasu eksploatacji maszyny.
- redukcja do niezbędnego minimum siły napięcia wstępnego gąsienic.
- minimalizacja zjawiska falowania gąsienic.

Opracowany model sugeruje się stosować podczas doboru mocy napędowej pojazdów z gąsienicami elastomerowymi. Uwzględnić należy przy tym warunki eksploatacji podwozia, w których straty wewnętrzne są maksymalne. Sytuacja taka ma miejsce jeśli:

- podczas jazdy rolki współpracują z zębami prowadzącymi gąsienicy,
- rozkład nacisku pionowego w kontakcie poszczególnych rolek z gąsienicą jest nierównomierny, przykładowo, w kontekście rolek dwukrawędziowych do szczególnego wzrostu oporów ruchu rolek dochodzi, gdy rolka podparta jest na gąsienicy tylko jedną krawędzią,
- rozkład obciążenia pionowego pojazdu pomiędzy rolki nośne charakteryzuje się dużą nierównomiernością,
- pojazd jest eksploatowany przy maksymalnej przewidywanej sile napięcia gąsienic,
- siła na haku oraz prędkość przemieszczania się pojazdu jest bliska maksymalnej,
- przemieszczaniu się pojazdu towarzyszy zjawisko falowania gąsienic, przy czym gąsienica poddana jest drganiom wyższych postaci o dużej amplitudzie.

Abstract

The following dissertation presents considerations on internal resistance in rubber track systems.

In the beginning, the dissertation presents a review of the state-of-the-art tracked undercarriages, including different types of metal and rubber tracks as well as other components of track systems. Furthermore, methods for calculating the internal resistance in track systems were discussed. Firstly, the coefficient of internal resistance was explained and values of this coefficient for exemplary state-of-the-art tracked vehicles were presented. Although these values are broadly available in the literature, only a few papers referring to the vehicles fitted with rubber tracks were noted. Secondly, more advanced models were discussed, where the resistance caused by various phenomena leading to energy dissipation while driving a tracked vehicle were considered separately in order to calculate the overall internal resistance of its undercarriage afterwards. The models of this type are advantageous because the influence of different design and operating parameters of tracked undercarriages on their internal resistance might be clearly explained. Consequently, the undercarriages can be optimized in terms of improving their energy efficiency. Modern off-road machines are often fitted with rubber tracks. Unfortunately, the available literature does not bring any advanced model describing the internal resistance in the vehicles of this type. The objective of the dissertation was to formulate one.

In order to fulfill this objective, suitable theoretical analyses and laboratory experiments were carried out according to the methods developed herein. Afterwards, the models representing the internal resistance in rubber tracked crawler vehicles attributed to the following phenomena were formulated:

- the indentation of road wheels in the rubbery envelope of tracks,
- sliding friction between the road wheels and guide lugs of the rubber tracks,
- bending of the tracks while passing over the idler and drive wheels,
- idler and drive wheels bearings friction,
- transverse vibrations of the tracks.

The models were joined together, so that a superior model for determining the overall internal resistance in rubber track systems was obtained. In order to carry out model computations for exemplary undercarriages, secondary experiments on some certain rubber tracks as well as idler, drive and road wheels were performed, so that the parameters of the abovementioned submodels could have been quantified. The results of the experiments and model computations lead to a conclusion that in order to reduce the internal resistance of a rubber track system:

- the number of the wheels where the track is bent while passing over should be minimized. In particular, track systems consisting of only one idler and one drive wheel are advantageous.

- the track system should involve a suspension system with oscillating bogie wheels.
- the road wheels should be covered with a material exhibiting reduced hysteresis and providing possibly small sliding friction in the contact area between guide lugs of the tracks and the road wheels.
- the number of road wheels should be maximized, whereas the vertical load of the machine should be uniformly distributed between all the road wheels.
- the initial track tension should be possibly small.
- transverse vibrations of the tracks should be minimized or, preferably, completely eliminated.

The models developed in the following dissertation might be successfully involved in engineering computations while determining power demand of new generation rubber tracked vehicles. In practice, such calculations are performed in order to distinguish a power unit suitable for some certain vehicle. They should be preferably carried out for the operating conditions where the internal resistance of the investigated undercarriage exhibits maximum value. According to the results presented herein, the internal resistance of a rubber tracked undercarriage is exceptionally high when:

- the vehicle fitted with the undercarriage operates at maximum initial track tension and delivers maximum drawbar pull at maximum speed.
- sliding friction between the road wheels of the undercarriage and guide lugs of rubber tracks occurs.
- distribution of contact pressure between road wheels and rubber tracks is not uniform. For the case of double-flanged rollers, a significant increase in rolling resistance is observed when only one flange of the roller makes contact with the track.
- distribution of the vehicle vertical load among the consecutive road wheels is not uniform.
- the tracks are subjected to high order mode and high amplitude transverse vibrations.