POSTĘPY
nauki i techniki

Advances in Science and Technology

14/2012

Zespół Redakcyjny / *Editorial Commitee*:

Gabriel Borowski – *redaktor naczelny* / *Editor-in-Chief*
Monika Wrona – *sekretarz redakcji* / *Secretary*
Izolda Gorgol – *redaktor statystczny / Statistical Editor*
Sylwia Pociupany – *redaktor języka polskiego / Polish Language Editor*
Agnieszka Monies-Mizera – *redaktor języka angielskiego / English Language Editor*

Redaktorzy tematyczni / *Topic Editors*:

Klaudiusz Lenik, Dorota Wójcicka-Migasiuk, Franciszek Dziubiński,
Renata Lis, Marcin Barszcz, Sylwester Korga

Czasopismo recenzowane – kwartalnik / *Reviewed Journal – Quarterly*

Rada Programowa / *Programing Board*:

- Prof. dr hab. inż. Klaudiusz Lenik – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Franciszek Kluza – Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie
- Prof. dr hab. inż. Mirosław W. Kindraczuk – National Aviation University, Kiev
- Prof. dr hab. inż. Mykhaylo Pashechko – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Tadeusz Pełczyński – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Jan Senatorski – Instytut Mechaniki Precyzyjnej w Warszawie
- Dr hab. inż. Marek Jakubowski, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr hab. inż. Franciszek Lis, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr hab. inż. Wojciech Ozgowicz, prof. PŚl – Politechnika Śląska w Gliwicach
- Dr hab. inż. Dorota Wójcicka-Migasiuk, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr inż. Paweł Chojnacki – Prezes Zarządu Oddziału SIMP w Lublinie

Adres Redakcji / *Editorial Office*:

Politechnika Lubelska
Katedra Podstaw Techniki
20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 38
tel. (81) 538 44 89, fax (81) 525 93 85
e-mail: pnt@pollub.pl, http://www.pnt.pollub.pl

© Copyright by Politechnika Lubelska / *Lublin University of Technology.*

ISSN 2080-4075

Wydanie drukowane jest wersją pierwotną

Wydawca / *Publisher*:

Oddział SIMP w Lublinie
20-079 Lublin, ul. Chmielna 2a

SPIS TREŚCI

Marek Adamiec
WPŁYW RODZAJU OGNIWA PALIWOWEGO NA CHARAKTERYSTYKI ZASILANEGO SILNIKA ELEKTRYCZNEGO – BADANIA SYMULACYJNE 7

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Dariusz Kurczyński, Piotr Łagowski, Andrzej Suchecki
PORÓWNAWCZE CYKLE PRACY SILNIKA Z WIELOETAPOWYM WTRYSKIEM PALIWA 18

Jerzy Merkisz, Maciej Bajerlein, Łukasz Rymaniak
ANALIZA PARAMETRÓW PRACY SILNIKA SPALINOWEGO SKUTERA NA PODSTAWIE BADAŃ SYMULACYJNYCH ZREALIZOWANYCH NA HAMOWNI PODWOZIOWEJ 31

Sebastian Brol, Jarosław Mamala, Andrzej Augustynowicz
BADANIA SYMULACYJNE ALGORYTMU WYZNACZANIA MOCY I SIŁY NAPĘDOWEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM SAMOCHODU OSOBOWEGO 42

Zdzisław Chłopek
BADANIA MODELI IMISJI CZĄSTEK STAŁYCH PM10 54

Piotr Dudziński, Andrzej Kosiara, Adam Konieczny
WIRTUALNE PROTOTYPOWANIE NOWEJ GENERACJI UKŁADU JEZDNEGO NA GĄSIENICACH ELASTOMEROWYCH DO ZASTOSOWAŃ ARKTYCZNYCH 64

Mieczysław Dziubiński
BADANIA SYMULACYJNE UKŁADU WTRYSKU BENZYNY BOSCH MOTRONIC 75

Tadeusz Gromadowski, Dariusz Więckowski
ANALIZA DRGAŃ PIONOWYCH ODDZIAŁYWUJĄCYCH NA DZIECKO W SAMOCHODZIE Z ZASTOSOWANIEM WYMUSZENIA SYGNAŁEM BIAŁEGO SZUMU 83

Witold Grzegożek, Iwona Adamiec-Wójcik, Stanisław Wojciech
OPTYMALIZACJA DOBORU PRZEŁOŻENIA W PASOWEJ PRZEKŁADNI CVT MIEJSKIEGO POJAZDU JEDNOŚLADOWEGO 95

Zbigniew Kneba, Jacek Kropiwnicki
WPŁYW TEMPERATURY ROZRUCHU SILNIKA NA CZAS PRACY BEZ UWZGLĘDNIENIA W STEROWANIU SYGNAŁU Z CZUJNIKA STĘŻENIA TLENU 104

Andrzej Kosiara
ANALITYCZNE I SYMULACYJNE BADANIA PROCESU STABILIZACJI DRGAŃ KĄTOWYCH POJAZDU PRZEMYSŁOWEGO 113

Włodzimierz Kupicz
ROBOT STERUJĄCY SR60 JAKO NARZĘDZIE WERYFIKACJI MODELI SYMULACYJNYCH KIEROWALNOŚCI POJAZDÓW 123

Witold Luty
WYZNACZANIE PARAMETRÓW MODELU NABIEGANIA OGUMIENIA NA PODSTAWIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH 135

Zbigniew Lozia
PRAKTYCZNE ZASTOSOWANIA SYMULATORÓW JAZDY SAMOCHODEM 148

Marek Maciejewski, Tomasz Maciejewski
NUMERYCZNA SYMULACJA JAZDY W CIENIU AERODYNAMICZNYM 157

Jerzy Merkisz, Sławomir Tarkowki
CZYNNIKI DYNAMICZNE I ICH WPŁYW NA SUBIEKTYWNE POCZUCIE KOMFORTU W AUTOBUSACH MIEJSKICH 169

Ryszard Michalski, Jarosław Gonera, Michał Janulin
WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYKI ZEWNĘTRZNEJ CIĄGNIKA KOŁOWEGO Z WYKORZYSTANIEM PRZENOŚNEJ HAMOWNI INERCYJNEJ 179

Piotr Molik, Jerzy Merkisz, Piotr Lijewski
MOŻLIWOŚĆ ODWZOROWANIA RZECZYWISTYCH WARUNKÓW PRACY SILNIKA NA SILNIKOWYM STANOWISKU HAMOWNIANYM 190

Tomasz Pałczyński
SYMUALCJE JEDNOWYMIAROWYCH PRZEPŁYWÓW PULSACYJNYCH W PRZEWODACH W OPARCIU O METODĘ CHARAKTERYSTYK 197

Krzysztof Parczewski, Henryk Wnęk
ANALIZA WPŁYWU PARAMETRÓW MASOWYCH NA STATECZNOŚĆ RUCHU SAMOCHODU CIĘŻAROWEGO W OPARCIU O BADANIA MOBILNEGO MODELU POJAZDU 208

Bogdan Pojawa
OCENA PRZYDATNOŚCI METODY ANALITYCZNEGO WYZNACZANIA SKŁADU SPALIN OKRĘTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO 224

Jarosław Pytka, Piotr Tarkowski, Piotr Budzyński, Łukasz Kaznowski
WÓZEK DYNAMOMETRYCZNY DO BADAŃ SYMULACYJNYCH WSPÓŁPRACY KOŁA OGUMIONEGO Z NAWIERZCHNIĄ NIEUTWARDZONĄ 235

Przemysław Simiński
PROBLEMATYKA RUCHU NOWOCZESNYCH TRANSPORTERÓW WOJSKOWYCH 244

Andrzej Wolff
ANALIZA NUMERYCZNA I EKSPERYMENTALNA PROCESU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCACH SAMOCHODOWYCH 250

Leszek Wontka
WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU SMAROWEGO NA STRATY MECHANICZNE OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO 262

CONTENTS

Marek Adamiec
THE INFLUENCE OF FUEL CELL TYPE ON CHARACTERISTICS OF SUPPLIED ELECTRIC MOTOR – SIMULATION RESEARCH 7

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Dariusz Kurczyński, Piotr Łagowski, Andrzej Suchecki
COMPARATIVE WORKING CYCLES OF MULTI-POINT FUEL INJECTION ENGINE 18

Jerzy Merkisz, Maciej Bajerlein, Łukasz Rymaniak
ANALYSIS OF THE FUEL CONSUMPTION AND EXHAUST EMISSION URBAN SCOOTER DETERMINED ON THE BASIS OF SIMULATIONS CARRIED ON THE CHASSIS DYNAMOMETER 31

Sebastian Brol, Jarosław Mamala, Andrzej Augustynowicz
RESEARCH BY SIMULATION ALGORITHM FOR DETERMINING POWER AND A DRIVING FORCE IN THE DRIVING PASSENGER CAR 42

Zdzisław Chłopek
TESTING OF MODELS OF PARTICULATE MATTER PM10 IMMISSION 54

Piotr Dudziński, Andrzej Kosiara, Adam Konieczny
VIRTUAL PROTOTYPING OF A NEW GENERATION UNDERCARRIAGE WITH RUBBER TRACKS FOR ARCTIC APPLICATIONS 64

Mieczysław Dziubiński
THE RESEARCH OF SIMULATION OF THE FUEL'S INJECTION SYSTEM BOSCH MOTRONIC 75

Tadeusz Gromadowski, Dariusz Więckowski
ANALYSIS OF VERTICAL VIBRATION AFFECTING THE CHILD IN A CAR WITH THE USE OF THE WITE NOISE SIGNAL INPUT 83

Witold Grzegożek, Iwona Adamiec-Wójcik, Stanisław Wojciech
OPTIMISATION OF THE CHOICE OF THE TRANSMISSION RATIO IN THE CVT BELT TRANSMISSION OF A SCOOTER 95

Zbigniew Kneba, Jacek Kropiwnicki
THE INFLUENCE OF THE ENGINE START TEMPERATURE ON THE ENGINE CONTROL OPERATION TIME WITHOUT A SIGNAL FROM THE OXYGEN CONCENTRATION SENSOR 104

Andrzej Kosiara
ANALYTICAL CALCULATIONS AND STIMULATION TESTS OF STABILIZATION PROCESS OF INDUSTRIAL VEHICLE'S PITCH OSCILLATION 113

Włodzimierz Kupicz
ROBOT SR60 AS A TOOL FOR VERIFICATION SIMULATION MODEL VEHICLES STEERING 123

Witold Luty
DETERMINATION OF TIRE RELAXATION MODEL PARAMETERS BASED ON EXPERIMENTAL RESEARCH RESULTS 135

Zbigniew Lozia
PRACTICAL ASPECTS OF DRIVING SIMULATOR APPLICATIONS 148

Marek Maciejewski, Tomasz Maciejewski
NUMERICAL SIMULATION OF THE DRIVING IN AERODYNAMIC SHADOW ... 157

Jerzy Merkisz, Sławomir Tarkowki
DYNAMIC FACTORS AND THEIR IMPACT ON SUBJECTIVE FEELING OF COMFORT IN CITY BUSES 169

Ryszard Michalski, Jarosław Gonera, Michał Janulin
APPOINTMENT OF THE EXTERNAL WHEELED TRACTOR USING PORTABLE INERTIAL DYNO 179

Piotr Molik, Jerzy Merkisz, Piotr Lijewski
THE POSSIBILITY OF REFLECT THE ON-ROAD TEST ON ENGINE DYNAMIC DYNAMOMETER 190

Tomasz Pałczyński
SIMULATIONS OF 1-D PULSATING FLOW AT PIPES ACCORDING TO THE METHOD OF CHARACTERISTICS 197

Krzysztof Parczewski, Henryk Wnęk
ANALYSIS OF MASS PARAMETERS INFLUENCE ON TRUCK STABILITY, BASED ON ROAD TESTING OF VEHICLE MODEL IN SMALL SCALE 208

Bogdan Pojawa
UTILITY ASSESSMENT OF THE METHOD OF ANALYTICAL DETERMINING THE COMPOSITION OF MARINE ENGINE EXHAUST GASES 224

Jarosław Pytka, Piotr Tarkowski, Piotr Budzyński, Łukasz Kaznowski
DESIGN OF A SINGLE WHEEL TESTER FOR WHEEL-SOIL INTERACTION RESEARCH 235

Przemysław Simiński
MOBILITY PROBLEMS OF MODERN MILITARY ARMOURED VEHICLES 244

Andrzej Wolff
NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PROCESS IN AUTOMOTIVE BRAKES 250

Leszek Wontka
INFLUENCE OF THE LUBRICATING OIL VISCOSITY FOR MECHANICAL LOSSES OF RIC ENGINE 262

Marek Adamiec[1)]

WPŁYW RODZAJU OGNIWA PALIWOWEGO NA CHARAKTERYSTYKI ZASILANEGO SILNIKA ELEKTRYCZNEGO – BADANIA SYMULACYJNE

Streszczenie. W artykule zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych układu „ogniwo paliwowe – silnik elektryczny". Symulacje zostały wykonane w programie Matlab Simulink. Omówiono budowę, właściwości i zastosowanie ogniw paliwowych. Opisano charakterystyki silnika zasilanego przez alkaliczne ogniwo typu AFC oraz membranowe ogniwo typu PEMFC. Układ „ogniwo – silnik" był analizowany w nieustalonym i ustalonym stanie pracy.

Słowa kluczowe: ogniwo paliwowe, silnik elektryczny, model matematyczny, symulacje.

WSTĘP

Ogniwo paliwowe jest elektrochemicznym przetwornikiem energii, w którym zachodzą reakcje utleniania wodoru i redukcji tlenu. Dzięki rozdzieleniu tych reakcji na dwie elektrody, możliwe jest uzyskanie z energii chemicznej wodoru głównie energii elektrycznej i częściowo cieplnej. Teoretycznie sprawność ogniwa paliwowego wynosi 83%, a w praktyce uzyskuje się przeciętnie 40–60 % [2, 3]. Nazwy głównych elementów ogniw są typowe dla chemicznych przetworników energii, a więc występują tu dwie elektrody – anoda i katoda oraz elektrolit. Jednak materiały stosowane do wykonania tych elementów są inne w różnych rodzajach ogniw, które klasyfikuje się ze względu na temperaturę pracy, ciśnienie gazów, rodzaj i stan skupienia elektrolitu, skład chemiczny paliwa i utleniacza [4]. Różne są też katalizatory reakcji chemicznych, decydujące o osiągach i cenie ogniwa. Podobnie jak inne chemiczne źródła energii (baterie, akumulatory), elementarne ogniwo paliwowe wytwarza niewielkie napięcie elektryczne, wynoszące w stanie jałowym 0,9-1 V, a przy obciążeniu znamionowym 0,6-0,7 V. Dlatego w praktyce ogniwa posiadają budowę modułową, jednostki elementarne łączone są w sposób szeregowy i równoległy w celu uzyskania odpowiednich wartości napięcia i prądu. Ogniwa elementarne mogą stanowić odrębne jednostki lub znajdować się w jednej obudowie i być połączone w sposób trwały. Zjawiska fizyczne i chemiczne zachodzące w ogniwie zobrazowane są przez charakterystykę napięciowo-prądową [6, 8].

[1)] Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Lubelska, e-mail: m.adamiec@pollub.pl

W przebiegu tej charakterystyki można wyróżnić część liniową, w której dominują rezystancyjne spadki napięć, oraz część nieliniową, w której większą rolę odgrywają straty napięcia spowodowane przez różne etapy reakcji chemicznych na elektrodach (aktywacja, dyfuzja, zmiana stężenia substratów i produktów) [5].

Tak więc przebieg charakterystyki napięciowo-prądowej ogniwa zależy od jego rodzaju i jest bardzo istotny dla zasilanego odbiornika. Ważną wielkością porównawczą dla różnych ogniw jest także gęstość prądu.

W ostatnich kilkunastu latach prowadzono wiele badań związanych z konstrukcją i zastosowaniem ogniw paliwowych. Znaczna ich część miała miejsce w przemyśle motoryzacyjnym, gdzie zbudowano wiele prototypów pojazdów z silnikiem elektrycznym zasilanym przez ogniwo paliwowe [7, 9]. Jest jeszcze wiele problemów technicznych oraz ekonomicznych związanych z budową i ceną ogniw oraz wytwarzaniem i dystrybucją wodoru. Dla zwiększenia i opłacalności produkcji tego paliwa bardzo istotny jest rozwój przetworników energii odnawialnej (ogniwa fotowoltaiczne, elektrownie wiatrowe, wytwórnie biogazu) [8]. W krajach wysoko rozwiniętych ogniwa paliwowe stosowane są w energetyce rozproszonej, jako stacjonarne oraz rezerwowe źródła energii elektrycznej i cieplnej. Dopóki nie rozwinie się sieć dystrybucji paliwa wodorowego w motoryzacji, ogniwa paliwowe mają większe szanse zastosowania w lekkich pojazdach transportowych, poruszających się na niewielkim obszarze [10].

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wykonanych dla układu „ogniwo – silnik" z wykorzystaniem charakterystyki napięciowo-prądowej ogniwa i modelu matematycznego silnika [3]. Symulacje wykonano dla dwóch rodzajów niskotemperaturowych ogniw paliwowych stosowanych w prototypowych pojazdach elektrycznych oraz silnika prądu stałego, wykorzystywanego do napędu lekkiego pojazdu transportowego [10, 11].

METODYKA BADAŃ

W badaniach symulacyjnych wykorzystano dwa rodzaje niskotemperaturowych i niskociśnieniowych ogniw paliwowych, alkaliczne typu AFC (Alkaline Fuel Cell) oraz membranowe typu PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell). W ogniwie AFC elektrolitem jest wodorotlenek potasu KOH występujący w roztworze wodnym, natomiast w ogniwie PEMFC elektrolit stanowi polimerowa membrana protonowymienna, mająca zdolność przewodzenia jonów wodorowych [6]. W czasie badań laboratoryjnych wyznaczono charakterystyki napięciowo-prądowe dla obydwu ogniw elementarnych w znamionowych warunkach pracy. Na podstawie tych pomiarów i przy pomocy programu komputerowego wyznaczono równania wielomianowe różnego stopnia i wybrano te, które najdokładniej opisują przebiegi charakterystyk.

Charakterystykę ogniwa AFC opisano równaniem trzeciego stopnia, a krzywą ogniwa PEMFC wielomianem siódmego stopnia:

$$U = -0{,}0025 \cdot I^3 + 0{,}0238 \cdot I^2 - 0{,}1476 \cdot I + 0{,}9104 \quad (1)$$

$$U = -0{,}048 \cdot I^7 + 0{,}5272 \cdot I^6 - 2{,}3249 \cdot I^5 + 5{,}2665 \cdot I^4 - 6{,}5059 \cdot I^3 + \\ + 4{,}2906 \cdot \cdot I^2 - 1{,}5032 \cdot I + 0{,}9496 \quad (2)$$

Do badań wykorzystano silnik prądu stałego z magnesem trwałym na wirniku, którego wielkości charakterystyczne zamieszczono poniżej:

U_n=36V; I_n=110A; I(10 min)=200A; P_n=3,5 kW; n_n=1700 obr/min; ω_n=177,93 rad/s; M_n=20,5 Nm; L=0,019 mH; R=16 mΩ; J=0,025 kg·m^2; k_e=0,192; k_t=0,0051

Pracę silnika elektrycznego prądu stałego opisano równaniami różniczkowymi, w których występują wielkości elektryczne i mechaniczne:

$$\frac{di(t)}{dt} = \frac{1}{L}u(t) - \frac{k_e}{L}\omega(t) - \frac{R}{L}i(t) \quad (3)$$

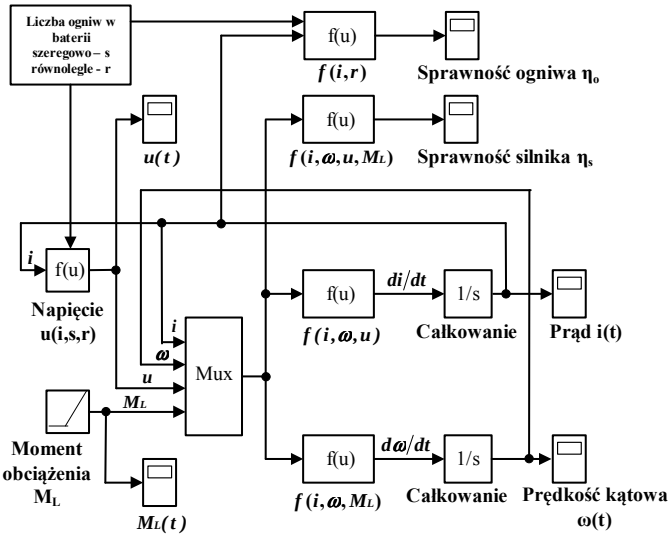
$$\frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{k_e}{J}i(t) - \frac{k_t}{J}\omega(t) - \frac{1}{J}M_{obc} \quad (4)$$

gdzie: u – wartość chwilowa napięcia silnika, i – wartość chwilowa prądu silnika, k_e – stała elektromagnetyczna silnika, ω – prędkość kątowa wału silnika, L – indukcyjność uzwojenia silnika, R – rezystancja uzwojenia silnika, M_{obc} – moment obciążenia silnika, J – moment bezwładności silnika, k_t – współczynnik strat mechanicznych silnika, t – czas.

Na podstawie równań wielomianowych ogniwa oraz równań różniczkowych silnika opracowano schemat blokowy układu „ogniwo – silnik" w programie Matlab Simulink (rys. 1). Strukturę schematu i metodykę badań symulacyjnych opisano w pracach [1, 3]. Wielkościami wejściowymi w układzie symulacyjnym są napięcie i moment siły, a wielkościami wyjściowymi prąd i prędkość silnika. Napięcie uzależnione jest od prądu zgodnie z charakterystyką ogniwa opisaną wielomianem $U = f(I)$.

Program symulacyjny umożliwia wyznaczenie przebiegów czasowych napięcia, prądu i prędkości obrotowej w stanach dynamicznych pracy silnika (rozruch, zmiana obciążenia) oraz obliczenie wartości tych wielkości w stanie ustalonym, przy stałym obciążeniu. Dodatkowo obliczane są wartości sprawności układu „ogniwo – silnik" i jego elementów. Przed wykonaniem symulacji ustala się i wprowadza do programu liczbę ogniw elementarnych połączonych szeregowo i równolegle, tak aby dopasować wartości napięcia i prądu do wymagań silnika. Zakłada się, że wszystkie ogniwa elementarne w zestawie będą pracować identycznie, a rezystancja połączeń między nimi jest znikomo mała. W przeprowadzonych badaniach przyjęto taką liczbę ogniw, aby uzyskać znamionowe wielkości silnika elektrycznego. Ogniwo AFC

utworzono z 53 jednostek elementarnych połączonych szeregowo i 48 równolegle, a ogniwo PEMFC z 50 modułów szeregowych i 165 równoległych.



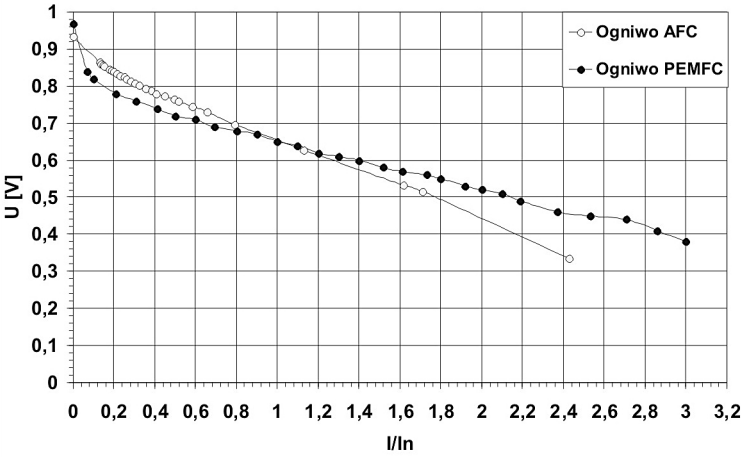
Rys. 1. Schemat blokowy układu symulacyjnego „ogniwo - silnik"

Na podstawie równań matematycznych opisujących pracę ogniwa i silnika napisano również program komputerowy, umożliwiający prowadzenie badań symulacyjnych. W oknie dialogowym programu wprowadza się wielkości charakteryzujące silnik, współczynniki wielomianu opisującego charakterystykę napięciowo-prądową ogniwa, wartość napięcia stanu jałowego oraz liczbę ogniw elementarnych połączonych szeregowo i równolegle. Program wykonuje wykresy napięcia, prądu, prędkości i momentu silnika w funkcji czasu, w fazie rozruchu, obciążenia i pracy ustalonej. Rozruch silnika może być realizowany z wykorzystaniem funkcji tzw. „łagodnego startu" („soft start"). Program daje możliwość wygodnej i szybkiej zmiany parametrów wprowadzanych w celu wykonania obliczeń i wykresów.

WYNIKI BADAŃ I DYSKUSJA

Przed przystąpieniem do badań symulacyjnych wyznaczono charakterystyki napięciowo-prądowe elementarnych ogniw paliwowych typu AFC i PEMFC w znamionowych warunkach pracy (rys. 2). Przebieg napięcia wykreślono w funkcji stosunku prądu do prądu znamionowego I/I_n, ponieważ badane ogniwa mają różne prądy znamionowe (AFC–2,5A; PEMFC–1A). Charakterystyka ogniwa PEMFC jest znacznie bardziej elastyczna w pierwszej części przebiegu i wtedy występują większe straty napięcia, natomiast po przekroczeniu prądu znamionowego ogniwo

PEMFC charakteryzuje się mniejszymi spadkami napięcia w porównaniu z ogniwem AFC. Napięcie w stanie jałowym jest nieznacznie większe dla ogniwa typu PEMFC.

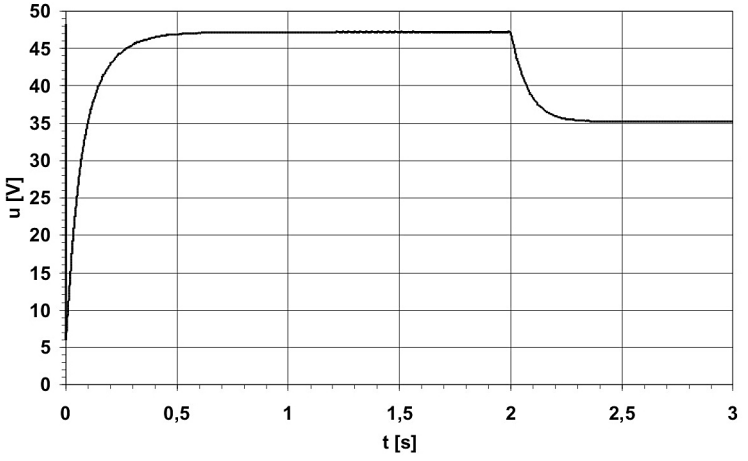


Rys. 2. Charakterystyki napięciowo-prądowe elementarnych ogniw paliwowych typu AFC i PEMFC

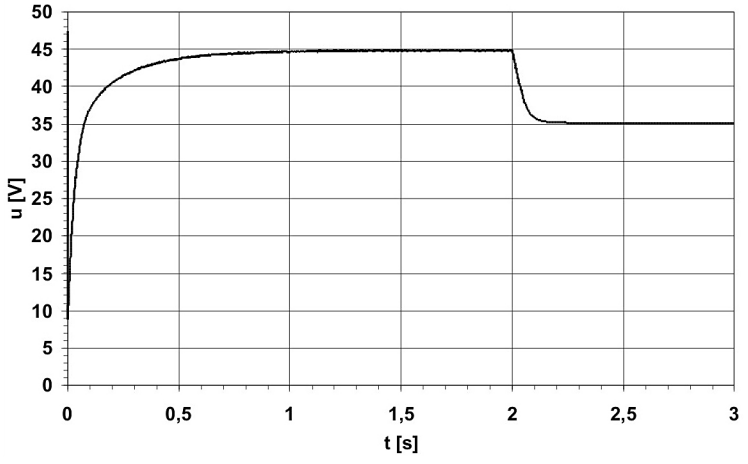
W pierwszej części badań symulacyjnych wyznaczono charakterystyki w nieustalonym stanie pracy silnika, który został poddany rozruchowi, a po 2 s pracy obciążony momentem znamionowym równym 20,5 Nm. W początkowej fazie rozruchu napięcie silnika zmniejsza się w dużym stopniu i w bardzo krótkim czasie z powodu dużego prądu rozruchowego i osiąga mniejszą wartość minimalną w przypadku zasilania przez ogniwo AFC (rys. 3 i 4). Napięcie silnika zasilanego ogniwem typu AFC osiąga nieco większą wartość w stanie jałowym, a taką samą pod obciążeniem, w porównaniu z napięciem silnika zasilanego ogniwem typu PEMFC. W pierwszym przypadku napięcie stanu jałowego stabilizuje się w krótszym czasie, a napięcie pod obciążeniem w dłuższym. Bardzo podobny przebieg posiadają krzywe obrazujące zmienność prędkości obrotowej silnika w czasie, przy zasilaniu ogniwami różnych typów (rys. 5 i 6).

Różnice występują tylko w początkowej fazie rozruchu, gdy napięcie obniża się do wartości minimalnej, a następnie wzrasta, natomiast prędkość wzrasta od zera do wartości ustalonej. Prąd rozruchowy silnika zasilanego ogniwem AFC osiąga mniejszą wartość niż w przypadku zasilania przez ogniwo PEMFC, natomiast prąd płynący w stanie jałowym i pod obciążeniem jest taki sam dla dwóch rodzajów ogniw paliwowych (rys. 7 i 8). W przypadku zasilania silnika przez ogniwo AFC, prąd szybciej osiąga wartość ustaloną w stanie jałowym, a nieco później pod obciążeniem.

W drugiej części badań symulacyjnych silnik był poddawany różnym obciążeniom, wyznaczono jego charakterystyczne wielkości w ustalonym stanie pracy i na tej podstawie wykreślono typowe charakterystyki.



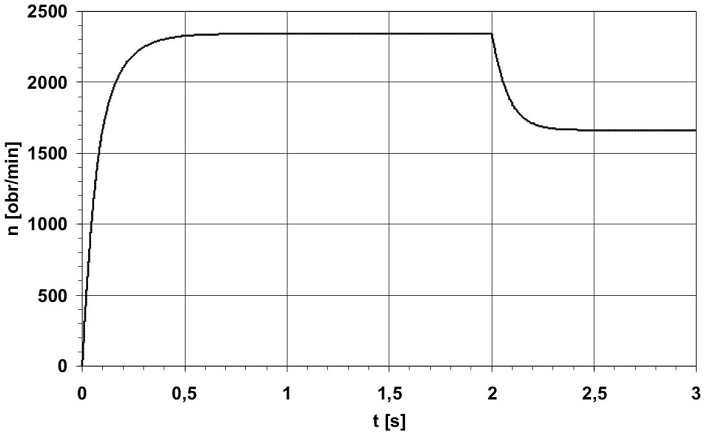
Rys. 3. Przebieg napięcia silnika zasilanego ogniwem AFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym



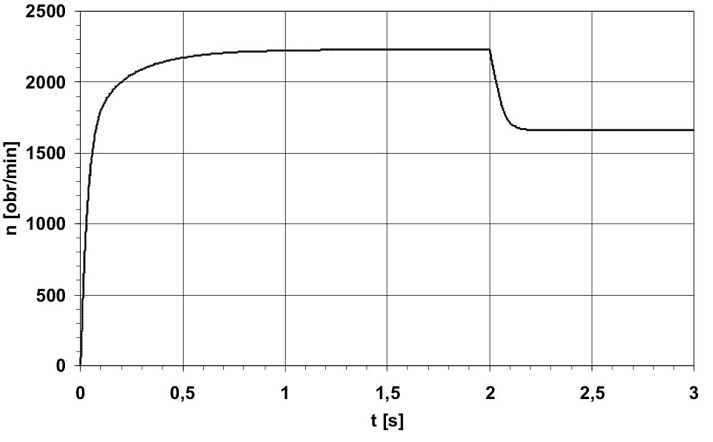
Rys. 4. Przebieg napięcia silnika zasilanego ogniwem PEMFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym

Analizując charakterystykę mechaniczną silnika $n = f(M)$ można stwierdzić, że przy zasilaniu ogniwem typu AFC jego wirnik osiąga większą prędkość obrotową w stanie jałowym i przy obciążeniach mniejszych od znamionowego, natomiast dla większych obciążeń prędkość ta jest mniejsza (rys. 9). Na rysunku 10 pokazano zależność mocy elektrycznej silnika od momentu obciążenia $P_e = f(M)$. Przy zasilaniu ogniwem AFC i obciążeniach mniejszych od znamionowego, moc osiąga większą wartość w porównaniu z mocą silnika zasilanego ogniwem typu PEMFC. Po przekroczeniu momentu znamionowego jest odwrotnie, a największe różnice występują

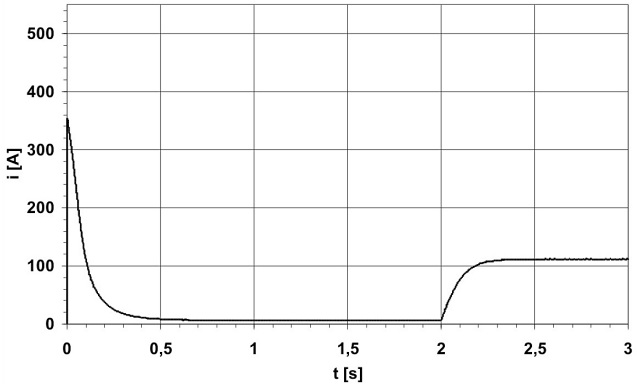
przy maksymalnych obciążeniach. Bardzo podobną zmienność charakterystyk obserwuje się na wykresie obrazującym zależność mocy mechanicznej silnika od momentu obciążenia (rys. 11). Wykresy poszczególnych mocy silnika wykazują symetrię, dlatego przebiegi sprawności silnika w funkcji obciążenia, dla dwóch rodzajów źródeł zasilania, są do siebie bardzo podobne (rys. 12).



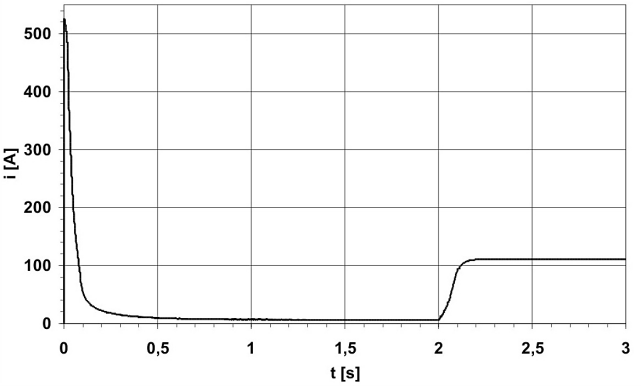
Rys. 5. Zmienność prędkości obrotowej silnika zasilanego ogniwem AFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym



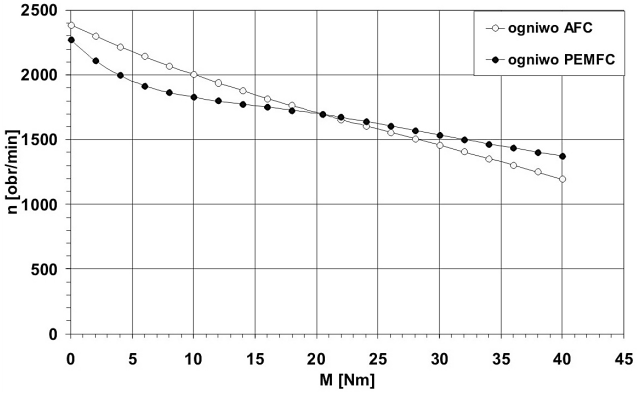
Rys. 6. Zmienność prędkości obrotowej silnika zasilanego ogniwem PEMFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym



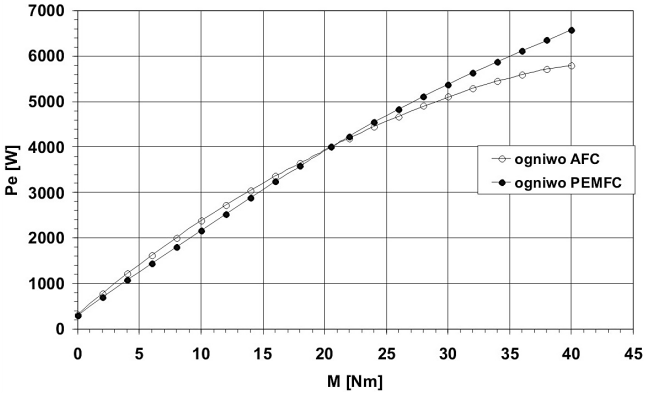
Rys. 7. Przebieg prądu silnika zasilanego ogniwem AFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym



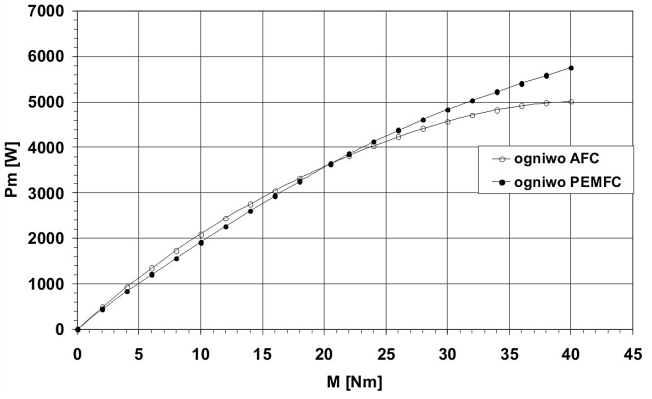
Rys. 8. Przebieg prądu silnika zasilanego ogniwem PEMFC w czasie rozruchu i obciążenia momentem znamionowym



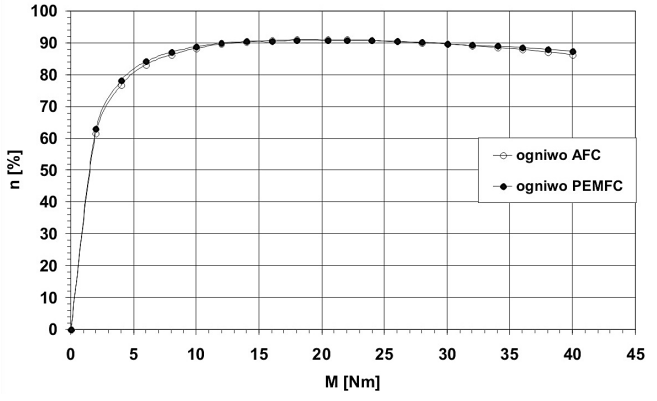
Rys. 9. Zależność prędkości obrotowej silnika od momentu obciążenia przy zasilaniu ogniwami paliwowymi typu AFC i PEMFC



Rys. 10. Zależność mocy elektrycznej silnika od momentu obciążenia przy zasilaniu ogniwami paliwowymi typu AFC i PEMFC



Rys. 11. Zależność mocy mechanicznej silnika od momentu obciążenia przy zasilaniu ogniwami paliwowymi typu AFC i PEMFC



Rys. 12. Zależność sprawności silnika od momentu obciążenia przy zasilaniu ogniwami paliwowymi typu AFC i PEMFC

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Badania symulacyjne pozwalają na wieloaspektową analizę obiektów technicznych, a wyniki uzyskuje się szybko i z mniejszym nakładem finansowym niż w przypadku badań laboratoryjnych. Jednak trudno jest uwzględnić wszystkie czynniki decydujące o pracy danego układu i najczęściej ustala sie założenia upraszczające. Badania symulacyjne układu „ogniwo paliwowe – silnik elektryczny" wykonano z uwzględnieniem i na podstawie badań praktycznych ogniw paliwowych, podczas których w laboratorium wyznaczono ich charakterystyki napięciowo-prądowe. Jednak symulacyjnie łączono dużą ilość ogniw elementarnych ze sobą i w tym przypadku nie uwzględniono rezystancji połączeń oraz założono, że wszystkie ogniwa będą pracować prawidłowo i podobnie do siebie.

W praktyce laboratoryjnej stwierdzono, że charakterystyki poszczególnych ogniw, z powodu wpływu wielu czynników, różnią się nieznacznie między sobą. Dlatego, aby uniknąć dużych błędów, do badań wykorzystano wartości średnie z ekstremalnie różnych charakterystyk. Zastąpienie rzeczywistej charakterystyki równaniem wielomianowym wprowadza kolejną niedokładność, ale w tym przypadku udało się znaleźć równania, które bardzo dokładnie odzwierciedlają przebiegi charakterystyk, prawie w całym zakresie zmienności. Zastosowano prosty model matematyczny silnika prądu stałego, który jednak nie uwzględnia, że w praktyce niektóre wielkości fizyczne w zależności od innych mogą ulegać zmianom (np. rezystancja i indukcyjność uzwojeń czy współczynnik tarcia).

W analizie symulacyjnej układu „ogniwo – silnik" uzyskano wyraźne zróżnicowanie charakterystyk silnika, przy zasilaniu ogniwami paliwowymi różnego typu, zarówno w ustalonym jak i nie ustalonym stanie pracy. Na podstawie wykonanych badań opracowano najważniejsze szczegółowe wnioski:

1. W ogniwie typu AFC z elektrolitem w roztworze wodnym występują większe rezystancyjne spadki napięć, a mniejsze spowodowane przez elektrodowe reakcje chemiczne, w porównaniu z ogniwem typu PEMFC z elektrolitem stałym. Można to stwierdzić na podstawie charakterystyki napięciowo-prądowej, która dla ogniwa PEMFC jest znacznie bardziej nieliniowa i elastyczna przy małych obciążeniach, a mniejsze spadki napięć występują w części liniowej przy obciążeniach większych.
2. Czas trwania stanów nieustalonych (przejściowych) podczas pracy silnika (rozruch, zmiana obciążenia) uzależniony jest od elastyczności charakterystyki napięciowo-prądowej źródła zasilania w danym zakresie zmian obciążenia. Przy większej elastyczności stan nieustalony trwa dłużej.
3. Zmienność napięcia w funkcji prądu ogniwa paliwowego zasilającego silnik, decyduje o zmianach jego prędkości obrotowej i mocy w zależności od momentu obciążenia. Charakterystyka mechaniczna silnika $n = f(M)$ jest bardziej elastyczna przy zasilaniu ogniwem paliwowym typu AFC.

LITERATURA

1. Adamiec M., Dziubiński M.: Computer simulation of "fuel cell – electric motor" system. SAE (2009-24-0085). 9th International Conference on Engines and Vehicles. Neapol 2009.
2. Adamiec M., Dziubiński M.: Alkaliczne ogniwo paliwowe – aspekt sprawności. Przegląd Elektrotechniczny, nr 4, 2009, 182–185.
3. Adamiec M., Dziubiński M.: Sprawność w układzie „ogniwo paliwowe – silnik elektryczny" – badania symulacyjne. Teka Komisji Motoryzacji. Zeszyt nr 33-34 pt. Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Kraków 2008.
4. Hoogers G.: Fuel cell technology handbook. Florida 2003.
5. Kulikovsky A. A.: The voltage – current curve of a polymer electrolyte fuel cell: exact and fitting equations. Electrochemistry Communications, 4, 2002, 845–852.
6. Małek A., Wendeker M.: Ogniwa paliwowe typu PEM – teoria i praktyka. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2010.
7. Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędów pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.
8. Ogulewicz W., Węcel D., Wiciak G., Łukowicz H., Kotowicz J., Chmielniak T.: Pozyskiwanie energii z ogniw paliwowych typu PEM chłodzonych cieczą. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010.
9. Pischinger S., Schönfelder C., Ogrzewalla J.: Analysis of dynamic requirements for fuel cell systems for vehicle applications. Journal of Power Sources, 154, 2006, 420–427.
10. Wiak S., Welfle H.: Silniki tarczowe w napędach lekkich pojazdów elektrycznych. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2001.
11. Strona internetowa PERM MOTOR GmbH: www.perm-motor.de

THE INFLUENCE OF FUEL CELL TYPE ON CHARACTERISTICS OF SUPPLIED ELECTRIC MOTOR – SIMULATION RESEARCH

Abstract

The paper presents results of the simulation research of „fuel cell – electric motor" system. The simulations were made in Matlab Simulink programme. Construction, properties and application of fuel cells were discussed. Characteristics of electric motor which was supplied by the alkaline fuel cell (AFC) as well as membrane fuel cell (PEMFC) were described. "Fuel cell – motor" system was analyzed in a steady and unsteady state of motor operation.

Key words: fuel cell, electric motor, mathematical model, simulation.

Andrzej Ambrozik[1)], Tomasz Ambrozik[1)], Dariusz Kurczyński[1)]
Piotr Łagowski[1)], Andrzej Suchecki[2)]

PORÓWNAWCZE CYKLE PRACY SILNIKA Z WIELOETAPOWYM WTRYSKIEM PALIWA

Streszczenie. W artykule przedstawiono porównawcze cykle pracy silnika 1.3 Multijet, który wyposażony jest w wtryskowy układ zasilania common rail umożliwiający podział dawki paliwa na 3 części i ich wtrysk do cylindra pod maksymalnym ciśnieniem 160 MPa. Ponadto w artykule przedstawiono równania umożliwiające obliczenie parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach cyklu porównawczego jak również przedstawiono zależności na wyznaczanie podstawowych wskaźników porównawczego cyklu pracy jak: średnie ciśnienie procesu napełniania i wylotu spalin, wykładników politropy sprężania i rozprężania jak również zależności na podstawowe wskaźniki porównawczego cyklu pracy. Rozpatrywane w artykule porównawcze, silnikowe cykle pracy Sabathe`a, przedstawiono we współrzędnych p-V, w które wpisane są rzeczywiste wykresy indykatorowe sporządzone przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 1000 do 4600 obr/min.

Słowa kluczowe: tłokowy silnik spalinowy, cykle pracy, wykres indykatorowy, wykres porównawczy.

WSTĘP

Własności obecnie produkowanych i perspektywicznych silników spalinowych zależą przede wszystkim od przebiegu termodynamicznych, termochemicznych i aerodynamicznych procesów zachodzących w cylindrze silnika, stanowiących cykl jego pracy. Stosowane w teorii silników cieplnych cykle pracy dzieli się na cykle teoretyczne, porównawcze i rzeczywiste. Teoretyczne cykle pracy wolnossących i doładowanych silników spalinowych sporządza się w oparciu o uogólniony cykl pracy czterosuwowego silnika spalinowego, realizowanego przy mieszanym doprowadzaniu i odprowadzaniu ciepła, z uwzględnieniem wpływu różnych czynników na jego sprawność i średnie ciśnienie teoretyczne. Rzeczywiste wykresy indykatorowe są podstawowym ilościowym i jakościowym źródłem informacji o procesach zachodzących w cylindrze silnika spalinowego jak również o indykatorowych wskaźnikach jego pracy [1]. Ponieważ rzeczywiste przemiany zachodzące w cylindrach sil-

[1)] Zakład Silników Cieplnych, Katedra Mechaniki, Politechnika Świętokrzyska, e-mail: silspal@tu.kielce.pl
[2)] Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o.

ników spalinowych znacznie odbiegają od przemian tworzących cykle teoretyczne, to aby była możliwa analiza porównawcza tych zjawisk wprowadzono pojęcie cyklu porównawczego. Porównawcze cykle pracy silnika sporządza się przez uzupełnienie uogólnionego teoretycznego cyklu pracy procesami wymiany czynnika roboczego i analizuje się w oparciu o matematyczny model cyklu pracy silnika, z uwzględnieniem zmiany składu i ilości moli czynnika roboczego oraz zależności jego ciepła właściwego od temperatury. Parametry i wskaźniki procesu wymiany czynnika roboczego w cylindrze wyznacza się przy założeniu i wyznaczeniu średniej wartości ciśnienia w cylindrze podczas tych procesów.

ZAKRES I METODYKA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Badania eksperymentalne silnika 1.3 MultiJet przeprowadzono na stanowisku hamownianym zbudowanym w Laboratorium Silników Cieplnych Politechniki Świętokrzyskiej. Zakres badań obejmował sporządzenie rzeczywistych wykresów indykatorowych przy pracy silnika FIAT 1.3 MULTIJET wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i przy zasilaniu go olejem napędowym. W oparciu o te wykresy sporządzano wykresy cykli porównawczych.

Na podstawie wyników badań wyznaczano wskaźniki ekonomiczno-energetyczne oraz wybrane wielkości szybkozmienne badanego silnika, wyposażonego we wtryskowy układ zasilania common rail umożliwiający podział wtryskiwanej dawki paliwa na 3 części i wtrysk paliwa do cylindra pod maksymalnym ciśnieniem 160 MPa. W czasie badań silnik pracował w zakresie prędkości obrotowych wału korbowego zmieniających się od 1000 do 4600 obr/min. Pomiary wykonywane były przy ustalonych warunkach pracy silnika z krokiem co 200 obr/min wału korbowego. W czasie badań mierzono takie parametry pracy silnika jak: moc efektywną N_e, efektywny moment obrotowy M_o, godzinowe zużycie paliwa G_h, ciśnienie doładowania silnika p_d, ciśnienie paliwa w zasobniku p_w oraz wielkości szybkozmienne. Wielkościami szybkozmiennymi były: przebieg zmiany ciśnienia w cylindrze, prąd sterujący pracą wtryskiwacza, mierzonymi w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika.

OBIEKT BADAŃ I STANOWISKO BADAWCZE

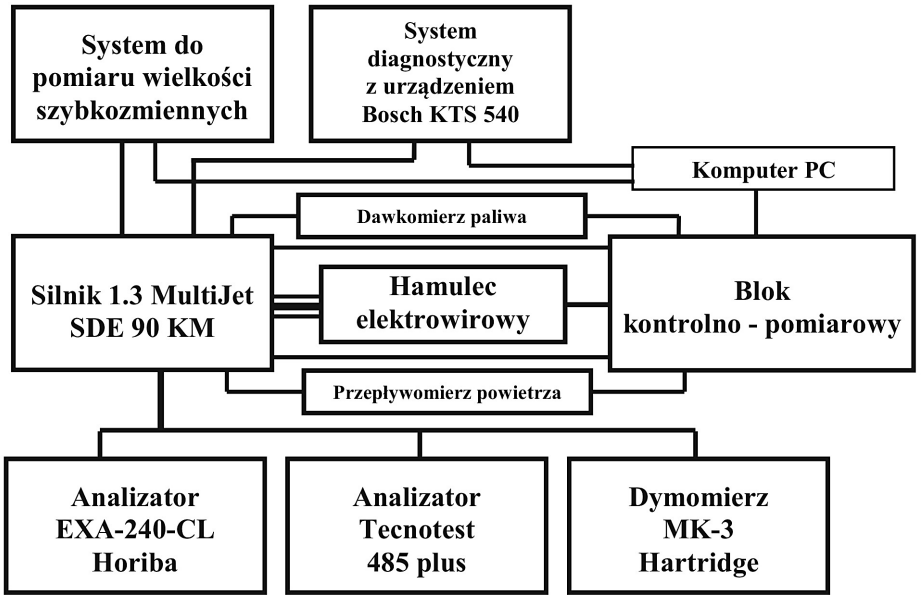
Obiektem badań był silnik FIAT 1.3 MULTIJET produkowany przez firmę FIAT-GM POWERTRAIN Polska w Bielsku Białej, spełniający normę emisji spalin Euro IV. Silnik ten rozwija moc maksymalną 90 KM (66 kW) przy prędkości obrotowej 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 200 Nm przy prędkości obrotowej 1750 obr/min. Silnik ten jest przykładem obecnie dominującego wśród producentów silników spalinowych tzw. „downsizingu" czyli zmniejszenia wymia-

rów jednostek napędowych przy jednoczesnym zwiększaniu ich mocy. Silnik wyposażony był w układ zasilania Common Rail i wtryskiwacze elektromagnetyczne firmy Bosch, pracujące przy ciśnieniu 160 MPa. Układ wtryskowy umożliwiał podział dawki paliwa przypadającej na jeden cykl, w zależności od warunków pracy silnika, maksymalnie na trzy części. W układzie dolotowym powietrza miał zainstalowaną małą turbosprężarkę o zmiennej geometrii łopatek kierownicy oraz chłodnicę powietrza doprowadzanego do cylindrów. Elektroniczny system sterujący pracą silnika 1.3 MultiJet realizuje sterowanie wielkością dawki paliwa i jej podziałem, kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa, ciśnieniem paliwa w szynie zbiorczej, ilością schładzanych recyrkulowanych spalin, prędkością biegu jałowego, maksymalną prędkością obrotową wału korbowego silnika oraz pracą świec żarowych. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne badanego silnika.

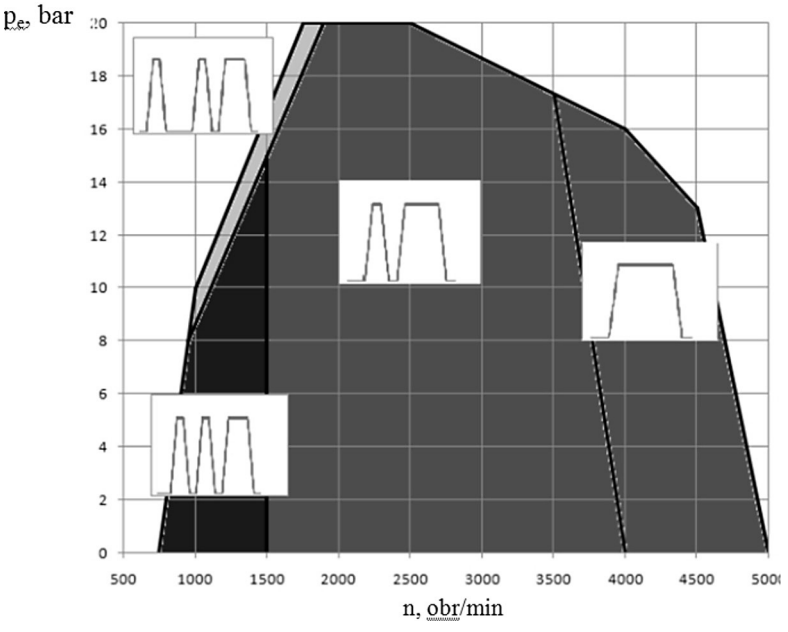
Tabela 1. Podstawowe dane techniczne silnika FIAT 1.3 MULTIJET

Silnik o zapłonie samoczynnym FIAT 1.3 MULTIJET SDE 90 KM		
Parametr	Jednostka	Wartość
Układ cylindrów	–	rzędowy
Liczba cylindrów, c	–	4
Rodzaj wtrysku	–	bezpośredni, wieloetapowy wtrysk paliwa (od 3 do 5)
Kolejność pracy cylindrów	–	1 – 3 – 4 - 2
Stopień sprężania, ε	–	17,6
Średnica cylindra, D	m	$69{,}6 \cdot 10^{-3}$
Skok tłoka, S	m	$82 \cdot 10^{-3}$
Pojemność skokowa silnika, V_{ss}	m^3	$1{,}251 \cdot 10^{-3}$
Moc nominalna silnika, N_e	kW	66
Prędkość obrotowa mocy nominalnej, n_N	obr/min	4000
Maksymalny moment obrotowy silnika, M_e	Nm	200
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego, n_M	obr/min	1750
Prędkość obrotowa biegu jałowego, n_{bj}	obr/min	850±20

Schemat blokowy stanowiska hamownianego przedstawiono na rysunku 1. Wieloetapową realizację wtrysku paliwaprzedstawiono na rysunku 2.



Rys. 1. Schemat blokowy hamownianego stanowiska badawczego [3]



Rys. 2. Sterowanie wieloetapowym wtryskiem paliwa w silniku MultiJet 1.3 o mocy maksymalnej 66kW [4,5]

SPORZĄDZANIE WYKRESÓW PORÓWNAWCZYCH CYKLI PRACY

Wykresy cykli porównawczych sporządza się przy takich samych założeniach jak cykle teoretyczne. W cyklach porównawczych czynnikiem roboczym jest mieszanina gazów, której skład chemiczny i ciepło właściwe ulegają zmianie w czasie trwania cyklu, a między czynnikiem roboczym a ściankami cylindra oraz głowicą zachodzi wymiana ciepła.

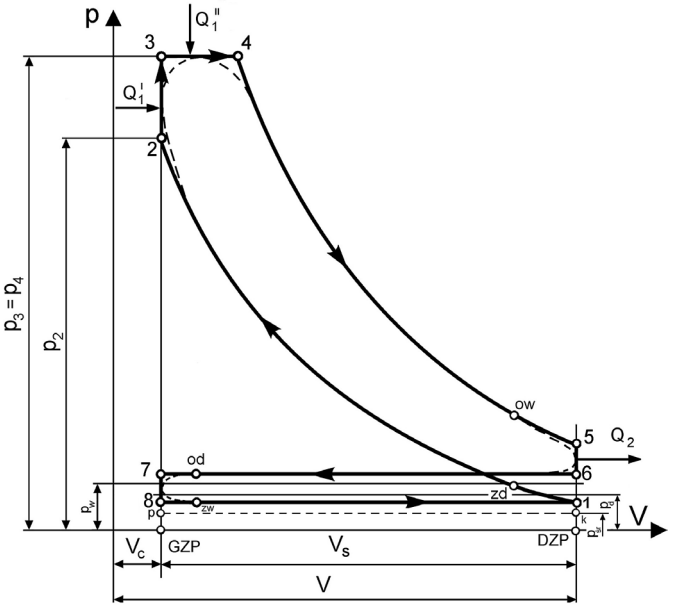
Cykle porównawcze sporządza się przy następujących założeniach [1, 2]:

- czynnikiem roboczym realizującym ten cykl jest gaz doskonały, półdoskonały lub rzeczywisty. W wyniku reakcji chemicznych, czynnik ten zmienia swój skład chemiczny i własności termodynamiczne,
- masa czynnika roboczego realizującego cykl pracy silnika jest stała, chociaż cykl ten stanowi otwarty układ termodynamiczny, wymieniający czynnik roboczy z otoczeniem,
- doprowadzane ciepło do cyklu pracy powstaje w wyniku procesu spalania z uwzględnieniem jego niecałkowitości i niezupełności,
- procesy sprężania i rozprężania są przemianami politropowymi,
- uwzględnia się pracę suwów pompowych idącą na realizację procesów napełniania i wylotu spalin z cylindra, które realizowane są przy stałym, średnim ciśnieniu w cylindrze.

Przy analizie porównawczych cykli pracy można uwzględniać również istniejącą wymianę ciepła. Stopień skomplikowania analizy tych cykli zależy od przyjętych założeń. W zależności od założeń definicja porównawczego cyklu pracy może dotyczyć każdego cyklu pracy silnika znajdującego się pomiędzy teoretycznym a rzeczywistym cyklem pracy. Do pełnego opisu porównawczego cyklu pracy silnika należy znać ciśnienie i temperaturę oraz skład chemiczny czynnika roboczego w cylindrze na początku procesu sprężania. Pozostałe wielkości wyznacza się drogą obliczeń, przestrzegając przy tym spełnienie ograniczeń wynikających z możliwości technologicznych i warunków w jakich silnik ma pracować. Ograniczeniami tymi mogą być np. maksymalne i minimalne wartości ciśnień i temperatur czynnika roboczego w cylindrze [1, 2].

Oprócz wyżej wymienionych założeń można przyjmować także inne, które pozwalają na jeszcze większe przybliżenie sporządzonego wykresu porównawczego cyklu pracy silnika do jego cyklu rzeczywistego. Przykładowy porównawczy cykl pacy tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym w układzie współrzędnych p – V przedstawiono na rysunku 3.

Do sporządzania porównawczych cykli pracy tłokowych silników spalinowych wykorzystuje się przybliżone metody obliczeń procesów termodynamicznych tworzących cykl pracy silnika. Podstawą opracowywania tych metod są cztery równania opisujące: zasadę zachowania energii, bilans ilości czynnika roboczego i równanie stanu oraz bilans objętości. Szczegółowy opis metodyki sporządzania porównawczych cykli pracy przestawiono w pracach [1, 2, 3].



Rys. 3. Porównawczy cykl pracy czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym [1, 2]

Równania: zasady zachowania energii, ilości czynnika roboczego, równanie stanu oraz bilansu objętości dla procesu napełniania cylindra mają postać:

$$\left.\begin{aligned} & Q_{sc}^{p-1} + H_{od} = U_1 - U_p + \int_{V_p}^{V_1} pdV = H_1 - H_p - \int_{p_p}^{p_1} Vdp \\ & M_d = \int_{t_p}^{t_1} f_{śr} w_{śr} \rho_{śr}\, dt \\ & p\,V = \overline{R} M\,T \\ & V(\alpha) = V_c + V_s(\alpha) \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

gdzie: Q_{sc}^{p-k} – ilość ciepła wymienionego przez czynnik roboczy ze ściankami cylindra w czasie procesu p-k, H – entalpia czynnika roboczego, U – energia wewnętrzna czynnika roboczego, $f_{śr} = \mu_d f_d$ – minimalny przekrój strugi czynnika roboczego dopływającego do cylindra, f_d – geometryczny przekrój przelotowy zaworów dolotowych, $w_{śr}$ – średnia prędkość przepływu gazu w minimalnym przekroju strugi, $\rho_{śr}$ – średnia gęstość czynnika roboczego w minimalnym przekroju strugi napływającej do cylindra, μ_d – współczynnik wydatku przepływu przez zawór, p – ciśnienie czynnika roboczego w cylindrze, V – objętość czynnika roboczego w cylindrze, $\overline{R}$ – uniwersalna stała

gazowa, M – ilość moli czynnika roboczego, T – temperatura, V(α) – zmiana objętość cylindra silnika nad tłokiem zależna od kąta obrotu wału korbowego, V_c – objętość komory spalania, $V_s(\alpha)$ – zmiana objętości cylindra nad tłokiem wynikająca z przemieszczania tłoka, zależna od kąta obrotu wału korbowego.

W celu sporządzenia porównawczych cykli pracy niezbędne jest wyznaczenie średnich wartości ciśnień procesu napełniania i wylotu oraz wykładników politrop sprężania i rozprężania. Wartość średniego ciśnienia podczas procesu napełniania $p_{śr}$ wykorzystuje się do wyznaczania wartości ciśnienia p_1 w umownym punkcie 1 (rys. 1):

$$p_1 = \frac{1}{2}\left(p_d + p_{śr}\right) \tag{2}$$

Kolejność obliczeń parametrów końca procesu napełniania cylindra jest następująca:

Zadaje się wartość $p_{śr}$ i według równania (2) w pierwszym przybliżeniu oblicza się wartość p_1.

Następnie oblicza się wartość η_v ze wzoru:

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_d + \Delta T}\frac{1}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\varepsilon p_1}{p_o} - \frac{p_r}{p_o}\left(\frac{p_1}{p_r}\right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}}\right] \tag{3}$$

Znając wartość η_v oblicza się wartość M_d i a_d, a następnie oblicza się wartość $y_{dśr}$:

$$M_d = a_d \cdot y_{dśr} \tag{4}$$

$$a_d = \frac{30\sqrt{\frac{2R}{T_d}}\left(\mu_{zd} f_{zd}\right)_{śr} p_d}{\overline{R} \cdot n} \tag{5}$$

$$y_{dśr} = \left(\frac{p_{śr}}{p_d}\right)^{\frac{1}{\kappa_d}} \sqrt{\frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1}\left[1 - \left(\frac{p_{śr}}{p_d}\right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}}\right]} \tag{6}$$

Znając obliczoną z równania (4) wartość $y_{dśr}$, z równania (6) oblicza się stosunek ciśnień $\frac{p_{śr}}{p_d}$, a następnie wartość $p_{śr} = p_d\left(\frac{p_{śr}}{p_d}\right)$.

Jeśli obliczona wartość $p_{śr}$ nie pokrywa się z wartością przyjętą, to obliczenia powtarza się z nową wartością $p_{śr}$, do momentu aż uzyska się stabilizację wartości $p_{śr}$. Mając wartość $p_{śr}$ oblicza się ciśnienie p_1, które odpowiada ciśnieniu umownego

końca procesu napełniania i początkowi procesu sprężania, a następnie wg równania (3) oblicza się ostateczną wartość stopnia napełnienia cylindra η_v. Maksymalną wartość ciśnienia porównawczego cyklu pracy tzn. w punktach 3 i 4 (rys. 1) przyjmowano jako maksymalną wartość rzeczywistego cyklu pracy $p_3 = p_4 = p_{max}$.

Średnią wartość wykładnika politropy sprężania n_1 obliczano wykorzystując do tego równanie przemiany politropowej $pV^{n_1} = const$, gdzie wartości n_1 wyznaczano jako wartość średnią z wartości obliczonych według wzoru:

$$n_{1i} = \frac{\log \frac{p_{i-1}}{p_i}}{\log \frac{V_i}{V_{i-1}}} \tag{7}$$

Aby wyznaczyć parametry końca procesu doprowadzania ciepła: p_4, V_4, M_4 i T_4 wykorzystuje się układ równań:

$$\left.\begin{aligned} H_{pal} + Q_1' + Q_1'' = U_4 - U_2 + \int_{V_2}^{V_4} pdV = H_4 - H_2 - V\int_{p_2}^{p_4} Vdp \\ M_4 = \beta M_2 = \beta\lambda M_o g_c (1+\gamma) \\ p_4 V_4 = \overline{R} M_4 T_4 \\ p_4 = \lambda_p p_2 \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

gdzie: Q_1' – ciepło doprowadzane przy stałej objętości i Q_1'' - ciepło doprowadzone przy stałym ciśnieniu, M – ilość moli czynnika roboczego odpowiednio w punktach „1”, „2” i „4” (na rys. 1) cyklu pracy silnika, M_o – ilość moli powietrza potrzebna do całkowitego i zupełnego spalenia jednostki paliwa, β – współczynnik zmian molowych, λ – współczynnik składu mieszanki, g_c – dawka paliwa na cykl pracy, γ – współczynnik resztek spalin, ε – stopień sprężania, λ_p – stopień wzrostu ciśnienia podczas procesu spalania.

Układ równań opisujący proces rozprężania na odcinku 4-ow (rys. 1) ma postać:

$$\left.\begin{aligned} M_{ow} = M_4 = \beta\lambda M_0 g_c (1+\gamma) \\ Q_{4-ow} = U_{ow} - U_4 + \int_{V_4}^{V_{ow}} pdV \\ p_{ow} V_{ow} = \overline{R} M_{ow} T_{ow} \\ V = f(\alpha) \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

gdzie: M_{ow} – ilość czynnika roboczego w punkcie „ow”, p_{ow}, V_{ow} i T_{ow} – odpowiednio ciśnienie, objętość i temperatura czynnika roboczego w cylindrze w punkcie „ow”, ε – stopień sprężania, Q_{4-ow} – ilość efektywnie doprowadzonego (lub odprowadzonego) ciepła do czynnika roboczego na odcinku „4-ow”.

Średnią wartość wykładnika politropy rozprężania n_2 obliczano podobnie jak wartość n_1 wykorzystując do tego równanie przemiany politropowej $pV^{n_2} = const$.

Do wyznaczenia temperatury spalin w układzie wylotowym wykorzystuje się równanie bilansu energii:

$$H_d + Q_x + H_{pal} - Q_{sc} - H_{spl} = L_i + L_{sp} \tag{10}$$

gdzie: H_d – entalpia powietrza na dolocie, Q_x - ilość wydzielonego ciepła, H_{pal} - entalpia paliwa doprowadzonego do cylindra, Q_{sc} – ilość ciepła tracona do ścianek komory spalania, H_{spl} – entalpia spalin, L_i – praca indykowana, L_{sp} – praca suwów pompowych.

Wartość ciśnienia wylotu p_w wyznacza się jako wartość średnią zmiany ciśnienia na odcinku od punktu 6 do 7 (rys. 1).

Znając parametry stanu czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczego cyklu pracy wyznacza się takie wielkości jak: pracę teoretyczną L_t, wartość średniego ciśnienia teoretycznego, sprawność teoretyczną cyklu pracy, moc teoretyczną oraz jednostkowe teoretyczne zużycie paliwa:

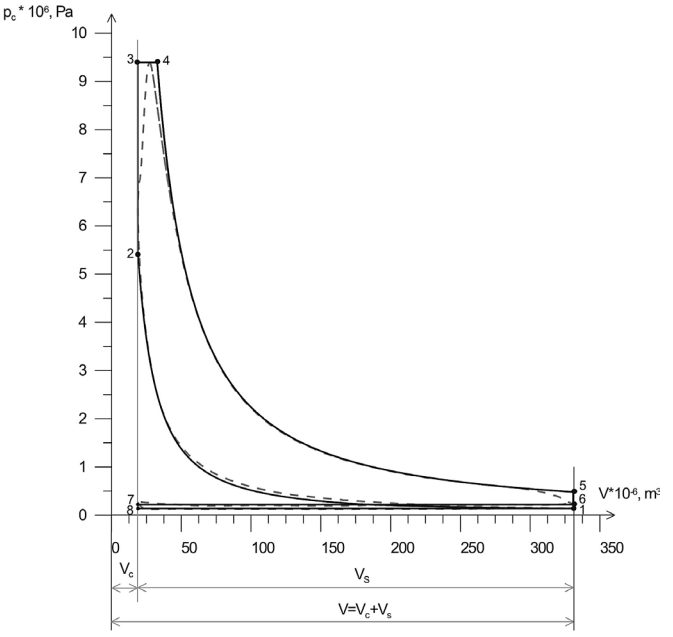
WYNIKI BADAŃ

W tabeli 2 zestawiono wartości podstawowych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczego cyklu pracy oraz podstawowe wskaźniki cyklu pracy i wykładniki politropy sprężania n_1 i politropy rozprężania n_2.

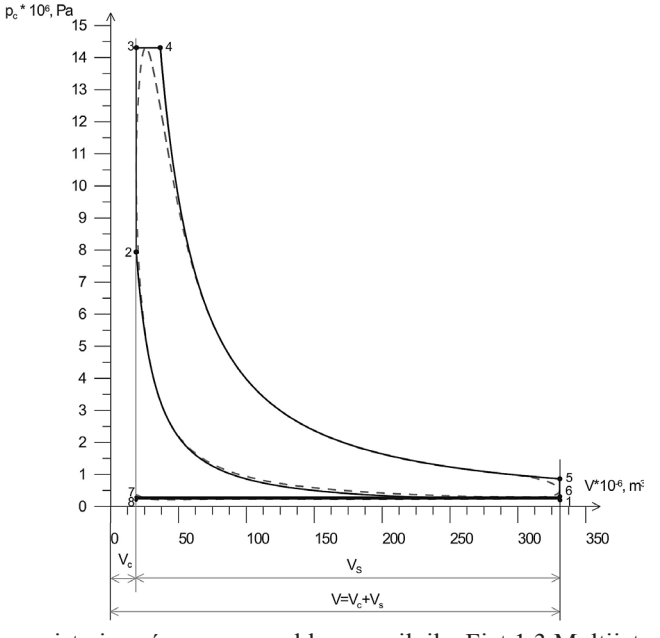
Na rysunkach nr 4, 5 i 6 przestawiono rzeczywiste i porównawcze wykresy indykatorowe w funkcji zmiany objętości cylindra silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej. Na rysunku nr 4 przedstawiono porównawczy i rzeczywisty cykl pracy, który odpowiada warunkom pracy silnika kiedy realizowany jest trzyetapowy wtrysk paliwa, na rysunku nr 5 wykresy kiedy realizowany jest dwuetapowy wtrysk paliwa zaś na rysunku nr 6 wykresy kiedy dawka paliwa wtryskiwana jest jednoetapowo.

Tabela 2. Wartości parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczych wykresów indykatorowych oraz podstawowe wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

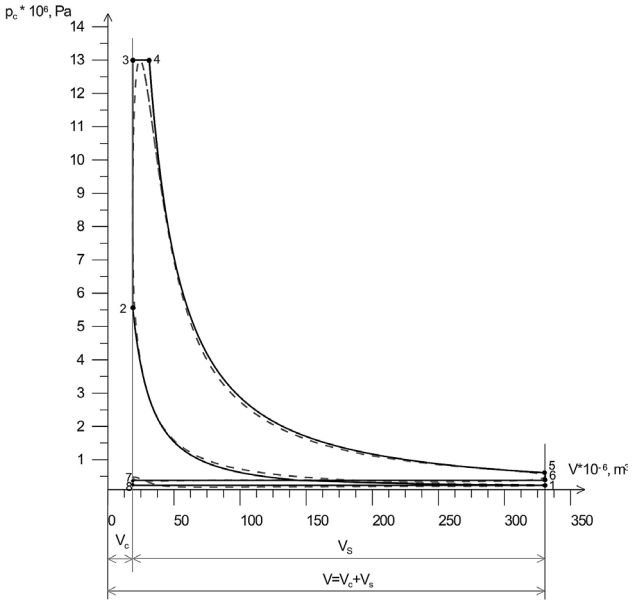
Punkt ch. wykresu		Parametr	Prędkość obrotowa wału korbowego n, obr/min																			
			1000	1200	1400	1700	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1		P, MPa	0,105	0,118	0,138	0,225	0,230	0,234	0,230	0,237	0,240	0,242	0,243	0,244	0,234	0,239	0,234	0,237	0,226	0,215	0,238	0,232
		V, 10^{-4} m^3	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
		T, K	309,60	350,20	335,80	335,20	338,20	364,00	374,00	379,10	389,90	393,10	398,30	400,00	392,10	423,70	440,70	465,40	443,90	428,80	525,80	517,10
2		P, MPa	4,046	4,406	5,485	8,421	8,498	8,526	8,430	8,300	8,122	8,020	7,903	8,082	7,832	7,544	7,150	6,803	6,438	5,994	5,813	5,575
		V, 10^{-5} m^3	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
		T, K	678,10	742,60	757,20	713,90	709,50	754,60	779,60	755,90	749,00	739,10	734,90	753,30	747,50	760,20	765,50	759,50	719,30	681,00	730,20	704,70
3		P, MPa	7,257	7,823	9,394	12,540	12,320	12,360	12,720	13,060	13,620	14,310	14,270	14,300	14,360	14,140	13,630	13,350	13,470	13,300	13,210	13,000
		V, 10^{-5} m^3	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
		T, K	1216,00	1319,00	1297,00	1063,00	1028,00	1094,00	1176,00	1189,00	1256,00	1319,00	1327,00	1333,00	1370,00	1425,00	1459,00	1491,00	1505,00	1510,00	1660,00	1644,00
4		P, MPa	7,257	7,823	9,394	12,540	12,320	12,360	12,720	13,060	13,620	14,310	14,270	14,300	14,360	14,140	13,630	13,350	13,470	13,300	13,210	13,000
		V, 10^{-5} m^3	2,999	3,099	3,276	3,875	3,962	4,051	4,006	3,962	3,875	3,664	3,624	3,664	3,624	3,583	3,543	3,504	3,388	3,240	3,169	3,134
		T, K	1940,00	2174,00	2261,00	2191,00	2168,00	2357,00	2508,00	2507,00	2590,00	2571,00	2558,00	2598,00	2641,00	2717,00	2750,00	2780,00	2713,00	2604,00	2798,00	2741,00
5		P, MPa	0,332	0,363	0,481	0,874	0,852	0,835	0,828	0,853	0,866	0,866	0,845	0,839	0,804	0,813	0,755	0,749	0,703	0,641	0,634	0,608
		V, 10^{-4} m^3	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
		T, K	978,80	1076,00	1170,00	1304,00	1251,00	1301,00	1348,00	1366,00	1405,00	1404,00	1383,00	1376,00	1351,00	1442,00	1423,00	1473,00	1382,00	1282,00	1401,00	1352,00
6		P, MPa	0,134	0,167	0,218	0,266	0,260	0,261	0,251	0,262	0,274	0,289	0,306	0,322	0,321	0,336	0,342	0,359	0,356	0,347	0,381	0,381
		V, 10^{-4} m^3	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
		T, K	396,20	494,40	529,40	397,40	382,70	406,50	409,20	419,40	444,80	468,40	500,50	528,50	539,10	595,90	643,80	704,80	699,20	693,70	841,60	848,20
7		P, MPa	0,134	0,167	0,218	0,266	0,260	0,261	0,251	0,262	0,274	0,289	0,306	0,322	0,321	0,336	0,342	0,359	0,356	0,347	0,381	0,381
		V, 10^{-5} m^3	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
		T, K	382,80	422,40	471,60	359,40	350,90	353,10	348,20	354,20	366,40	377,90	407,30	429,70	449,70	460,10	479,40	498,50	520,10	534,10	528,40	539,90
8		P, MPa	0,105	0,118	0,138	0,225	0,230	0,234	0,230	0,237	0,240	0,242	0,243	0,244	0,234	0,239	0,234	0,237	0,226	0,215	0,238	0,232
		V, 10^{-5} m^3	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
		T, K	299,10	299,10	299,10	303,10	310,10	316,10	318,10	320,10	321,10	317,10	324,10	325,10	327,10	327,10	328,10	329,10	330,10	330,10	330,10	329,10
Wskaźniki cyklu	L_t	J	324.25	360,66	475,38	784,69	772,50	779,95	796,08	816,29	839,22	839,18	826,69	840,08	827,85	819,90	772,75	759,60	730,11	678,58	659,44	640,50
	p_t	MPa	1.039	1,156	1,524	2,515	2,476	2,500	2,552	2,616	2,690	2,690	2,650	2,693	2,653	2,628	2,477	2,435	2,340	2,175	2,114	2,053
	η_t	–	0.280	0,232	0,163	0,083	0,077	0,073	0,068	0,062	0,057	0,054	0,054	0,052	0,049	0,048	0,048	0,047	0,046	0,047	0,050	0,049
	N_t	kW	10.808	14,43	22,19	44,47	46,35	52,00	58,38	65,30	72,73	78,32	82,67	89,61	93,82	98,39	97,88	101,28	102,22	99,53	101,12	102,48
	g_t	g/kWh	227.601	205,18	190,22	186,21	191,59	180,40	172,49	169,67	165,26	162,91	154,96	147,98	149,00	144,43	145,58	143,17	145,97	147,00	134,90	136,61
	n_1	–	1.374	1,398	1,413	1,386	1,386	1,390	1,395	1,373	1,353	1,334	1,343	1,398	1,394	1,385	1,383	1,383	1,348	1,323	1,311	1,315
	n_2	–	1.285	1,297	1,285	1,242	1,259	1,283	1,294	1,286	1,285	1,275	1,278	1,289	1,303	1,285	1,295	1,283	1,296	1,305	1,295	1,300



Rys. 4. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego n = 1400 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym p_e = 1,113 MPa



Rys. 5. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego n = 2800 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym p_e = 2,025 MPa



Rys. 6. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego n = 4800 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym p_e = 1,043 MPa

PODSUMOWANIE

Analizy porównawczych cykl pracy silnika 1.3 MultiJet sporządzonych na podstawie rzeczywistych wykresów indykatorowych wskazują na istotny wpływ wieloetapowości wtrysku paliwa na wartości ciśnień w charakterystycznych punktach cyklu porównawczego i wartości jego podstawowych wskaźników. Największe wartości ciśnień w charakterystycznych punktach wykresu porównawczego od 1 do 5 oraz w punkcie 8 otrzymano przy wtrysku paliwa realizowanego dwuetapowo i w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 2500 do 3000 obr/min zaś najmniejsze przy wtrysku trzyetapowym i prędkości obrotowej wału korbowego 1000 obr/min. W punktach 6 i 7 (proces wylotu) najmniejsze wartości ciśnienia występują przy wtrysku trzyetapowym i prędkości obrotowej wału korbowego silnika 1000 obr/min. Wartości te rosną ze wzrostem prędkości obrotowej. Maksymalna wartość ciśnienia w tych punktach występuje przy wtrysku paliwa realizowanego jednoetapowo przy prędkości obrotowej wału korbowego 4800 obr/min. Otrzymane wyniki badań wykazały także wpływ wieloetapowości wtrysku paliwa na stopień rozprężania podczas procesu spalania, który zależy od objętości cylindra w punkcie 4 wykresu porównawczego. Największa jej wartość występuje przy wtrysku paliwa realizowanym dwuetapowo i prędkości obrotowej wału korbowego silnika zbliżonej do prędkości maksymalnego momentu obrotowego, równej 2000 obr/min.

LITERATURA

1. Ambrozik A.: Analiza cykli pracy czterosuwowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2010.
2. Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003.
3. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: Sprawozdanie z grantu „Modelowanie wydzielania ciepła i emisji NO ze spalinami w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym olejem napędowym i paliwami pochodzenia roślinnego", nr grantu: 4 T12D 053 28, Kielce 2011.
4. Imarisio R., Giardina-Papa P., Siracusa M.: The new 1.3 L 90 PS diesel engine. Silniki spalinowe, nr 3, 2005 (122), 22–31.
5. Pietras, D., Świątek, P., Dobór kalibracji sterowania silnika 1,3 Multijet w aspekcie jego osiągów i składu spalin. Silniki Spalinowe, nr 2, 2008 (133).

COMPARATIVE WORKING CYCLES OF MULTI-POINT FUEL INJECTION ENGINE

Abstract

The paper presents comparative working cycles of 1.3 Multijet engine equipped with the common rail injection system, which makes it possible to divide the fuel charge into three portions and to inject it into the cylinder at the maximum pressure of 160 MPa. The equations for computing thermodynamic parameters at the characteristic points of the comparative cycle are also provided in the paper. The dependencies for determining the basic indicators of the comparative working cycle are given. They include the following: the mean filling pressure and the mean pressure of the exhaust gas outflow, and the indexes of the polytropic compression and expansion. The paper also presents the dependencies for the basic indicators of the comparative working cycle. The comparative Sabathe cycles of the engine work discussed in the paper are presented in the form of p-V diagram, into which real indicator diagrams were included. The latter were taken when the engine operated in accordance with the external speed characteristics at the engine crankshaft rotational speed ranging from 1000 to 4600 rpm.

Key words: piston IC engine, working cycles, indicator diagram, comparative diagram.

Jerzy Merkisz[1)], Maciej Bajerlein[2)], Łukasz Rymaniak[3)]

ANALIZA PARAMETRÓW PRACY SILNIKA SPALINOWEGO SKUTERA NA PODSTAWIE BADAŃ SYMULACYJNYCH ZREALIZOWANYCH NA HAMOWNI PODWOZIOWEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań emisyjnych motoroweru wyposażonego w silnik dwusuwowy. Badania realizowane były na hamowni podwoziowej według specjalnie przygotowanego testu, który miał na celu odzwierciedlenie warunków rzeczywistej eksploatacji pojazdu. Skuter zasilany był paliwami o różnej zawartości mieszanki oleju do benzyny. Spośród składników szkodliwych spalin analizie poddane zostały następujące związki: NO_x, CO, HC oraz CO_2. W pierwszym etapie badań wykonywano pomiary na standardowej mieszance benzyny i oleju. Kolejne cykle pomiarowe przeprowadzono dla uboższych mieszanek. W badaniach wykorzystany został mobilny analizator spalin należący do grupy PEMS (Portable Emissions Measurement Systems). Urządzenie realizowało pomiar stężeń związków szkodliwych z jednoczesnym uwzględnieniem masowego natężenia przepływu spalin.

Słowa kluczowe: badania hamowniane, emisja spalin, silnik dwusuwowy, skuter miejski.

WPROWADZENIE

Transport obecnie jest jednym z podstawowych czynników rozwoju gospodarczego wszystkich państw świata. W przypadku transportu drogowego istnieje wiele podziałów pojazdów ze względu na ich rodzaj budowy, cel przeznaczenia, warunki eksploatacji itd. Producenci pojazdów wprowadzają do oferty coraz więcej pojazdów hybrydowych, elektrycznych oraz zasilanych paliwami alternatywnymi [4]. Istotną kategorię w omawianej gałęzi stanowią motocykle i skutery. Zarówno w aglomeracjach miejskich, jak i na obszarach niezurbanizowanych, odgrywają bardzo ważną rolę. Jednoślady zapewniają szybkie przemieszczanie się, nawet gdy na ulicach występuje duże natężenie ruchu lub drogi są w złym stanie. W przypadku motorowerów dodatkowa korzyść płynie z możliwości użytkowania ich bez specjalnych uprawnień, wystarczy ukończenie odpowiedniego wieku normowanego przez ustawodawcę. Ze względu na charakter pracy silnika dwusuwowego i konieczność dostarczenia w paliwie oleju smarującego, jed-

[1)] Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Politechnika Poznańska, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl
[2)] j.w., e-mail: maciej.bajerlein@put.poznan.pl
[3)] j.w., e-mail: lukasz.m.rymaniak@doctorate.put.poznan.pl

nostki tego typu cechują się wysoką emisją związków toksycznych, przede wszystkim węglowodorów ciężkich.

METODYKA BADAŃ

Obiekt badawczy

Obiektembadawczymbyłskutermiejski,któregosilnikspalinowywyposażonybył w tłok o specjalnej konstrukcji (rys. 1). Umożliwia on pracę jednostki spalinowej na mieszankach paliwowych charakteryzujących się mniejszym udziałem oleju w stosunku do benzyny niż to przewidział producent pojazdu. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne pojazdu.

Rys. 1. Skuter w trakcie badań na stanowisku pomiarowym

Tabela 1. Dane techniczne badanego skutera

Typ	dwusuwowy, zapłon iskrowy
Pojemność	0,049 dm^3
Prędkość max. z blokadą	45 km/h
Prędkość max. bez blokady	75 km/h
Max. prędkość obr. wału korbowego	9000 obr/min
Moc (silnika) z blokadą	3,3 kW (4,5 KM)
Rozruch	elektryczny i nożny
Hamulec przód/tył	tarczowy hydrauliczny
Rozmiar opony przód / tył	130 / 60 – 13
Wymiary: dł. / szer. / wys.	1880 / 740 / 200 mm
Masa własna	92 kg
Nośność	150 kg
Liczba miejsc	2

Z opisu patentu nr 10 2005 030 556 „Tłok wieloczęściowy i metoda wytwarzania tłoka wieloczęściowego" (zgłoszenie PCT/EP2006/005986) wynika, że zastosowany tłok jest wieloczęściowy z przynajmniej jedną częścią górną i jedną częścią dolną, z płaszczem tłoka będącym częścią ślizgową tłoka, przy czym część górna tworzy przynajmniej część denka tłoka [7]. Następnym założeniem omawianej konstrukcji jest wykonanie górnej części tłoka z innego materiału niż materiał dolnej części. Dolna część tłoka jest wykonana z aluminium lub stopu aluminium i jest wykorzystywana jako obudowa dla wkładki wykonanej z tytanu, żeliwa austenitycznego, stali lub innego materiału, posiadającego podobne właściwości termiczne, jak materiał z którego wykonana jest dolna część tłoka.

Aparatura wykorzystana w badaniach

Emisja związków toksycznych i szkodliwych mierzona była za pomocą mobilnego przyrządu SEMTCH DS, wyprodukowanego przez amerykańską firmę SENSORS Inc (rys. 2). Urządzenie jest jednym z najnowocześniejszych przyrządów pomiarowych należących do grupy PEMS (Portable Emissions Measurement Systems). Umożliwia badanie emisji spalin zarówno dla silników ZS, jak i ZI, w szerokim zakresie ich pojemności. Jego zastosowanie umożliwia pomiar zużycia paliwa, masowego natężenia przepływu spalin, zawartości tlenu oraz związków toksycznych i szkodliwych w gazach wylotowych silnika spalinowego takich jak: CO, CO_2, NO, NO_2, THC i inne.

Rys. 2. Widok przyrządu SEMTECH DS w trakcie badań

Mobilny analizator współpracuje z przepływomierzem, w którym umieszczona jest sonda służąca do pobierania próbek gazów wylotowych silnika spalinowego. Badana objętość gazów transportowana jest specjalną drogą grzaną, w której utrzymywana jest temperatura 191 °C. To rozwiązanie zapobiega skraplaniu się węglowodorów, przed wykonaniem pomiaru ich stężenia. Następnie próbka przechodzi przez filtr w celu usunięcia cząstek stałych. Przygotowane w ten sposób gazy wylotowe poddaje się dokładnym pomiarom w odpowiednich analizatorach. W pierwszej kolejności badana jest zawartość węglowodorów w analizatorze FID (Flame Ionization Detector). W kolejnym etapie próbka jest schładzana do temperatury 4°C i trafia do analizatora NDUV (Non-dyspersive Detector Ultra Violet), odpowiedzialnego za pomiar stężenie tlenku oraz dwutlenku azotu. Przedostatnim etapem jest pomiar stężenia tlenku i dwutlenku węgla za pomocą analizatora NDIR (Non-dyspersive Detector Infra Red).W ostatnim kroku mierzona jest ilość tlenu przy użyciu czujnika elektrochemicznego. Wszystkie analizatory przed pomiarem poddaje się kalibracji i zerowaniu trwającemu kilka minut, w celu uwzględnienia zanieczyszczenia otaczającego powietrza. Zakres częstotliwości próbkowania dla każdego analizatora jest inny. Z tego powodu do pomiaru wszystkich składników najczęściej przyjmuje się częstotliwość możliwą do osiągnięcia przez wszystkie analizatory i wynosi ona 1 Hz. Wyniki pomiarów można na bieżąco podglądać na ekranie monitora w formie wykresów bądź tablic. Podstawowe dane techniczne urządzenia zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Charakterystyka analizatora spalin SEMTECH DS [6]

Parametr	Metoda pomiaru	Dokładność
Stężenie związków:		
CO	NDIR – niedyspersyjna (podczerwień), zakres 0–10%	±3%
HC	FID – płomieniowo-jonizacyjna, zakres 0–10 000 ppm	±2,5%
NO_x = (NO + NO_2)	NDUV – niedyspersyjna (ultrafiolet), zakres 0–3000 ppm	±3%
CO_2	NDIR – niedyspersyjna (podczerwień), zakres 0–20%	±3%
O_2	elektrochemiczna, zakres 0–20%	±1%
Częstotliwość próbkowania	1–4 Hz	
Przepływ spalin	masowe natężenie przepływu T_{max} do 700°C	±2,5% ±1% zak.
Czas nagrzewania	25 min	
Czas odpowiedzi	T_{90} < 1 s	
Obsługiwane systemy diagnostyczne	SAE J1850/SAE J1979 (LDV) ;SAE J1708/SAE J1587 (HDV) CAN SAE J1939/J2284 (HDV)	

Zastosowane paliwo

Zasada działania silnika dwusuwowego polega na wykonaniu faz dolotu, sprężania, pracy oraz wylotu w ciągu jednego pełnego obrotu wału korbowego. Tak więc

pełen cykl pracy wykonywany jest w ciągu dwóch suwów przemieszczania tłoka: od dolnego skrajnego położenia do górnego i odwrotnie. Konstrukcja omawianego rozwiązania wymaga stosowania mieszanki benzyny i oleju smarującego, który zapewnia prawidłową współpracę zespołu tłokowo-cylindrowego.

Do badań wykorzystana została benzyna o oznaczeniu BP 95. Jest to benzyna bezołowiowa o badawczej liczbie oktanowej 95, która zakupiona została na jednej ze stacji należących do koncernu BP (tab.3). Jako środka smarującego użyto oleju 2 TAKT TEILSYNTHETISCHES 1052 firmy LIQUI MOLY GmbH. Jest to uniwersalny olej półsyntetyczny przeznaczony do silników dwusuwowych chłodzonych powietrzem lub cieczą. Jego gęstość w temperaturze 15°C wynosi 870 kg/m^3, natomiast lepkość w temperaturze 40°C wynosi 60 mm^2/s. Może on być dodawany do paliwa bezpośrednio znajdującego się w zbiorniku albo poprzez wykorzystanie dozownika znajdującego się w układzie zasilania. Ze względu na dobre własności fizyczne, producent przewiduje jego zastosowanie do szerokiego zakresu silników pracujących w różnego rodzaju pojazdach i maszynach, m.in. w motocyklach, maszynach ogrodniczych, odśnieżarkach i innych [9].

Tabela 3. Podstawowe dane fizykochemiczne benzyny Pb95 użytej podczas badań [8]

Parametr	Metodyka badań	Wynik badania
Gęstość w temperaturze 15°C	PN-EN ISO 12185:2002	750,9 kg/m^3
Prężność par	PN-EN ISO 13016-1:2009	59,7 kPa
Liczba oktanowa badawcza, RON	PN-C-04112:1982	95,9
Liczba oktanowa motorowa, MON	PN-C-04033:1982	85,9
Zawartość ETBE	PN-EN 13132:2005	3,6% (V/V)
Zawartość MTBE	PN-EN 13132:2005	1,6% (V/V)
Zawartość siarki	PN-EN ISO 20846:2011	1,4 mg/kg

Stanowisko hamowniane

Badania skuterów przeprowadzono na motocyklowej hamowni podwoziowej o oznaczeniu INERTIAL 70 wyprodukowanej przez firmę SOFT-ENGINE s.r.l. Umożliwia ona odczyt chwilowej mocy i momentu na kołach pojazdu, przebytego dystansu, przyspieszenie oraz prędkości. Podczas przygotowania stanowiska do pracy, wprowadzane są dane dotyczące temperatury i ciśnienia otoczenia, wilgotności, a także korektora. Ostatni parametr jest indywidualny dla danego modelu motocykla lub skutera. Duża ilość informacji wpływa korzystnie na otrzymywaną dokładność pomiaru. Dane techniczne hamowni zawarte zostały w tabeli 4.

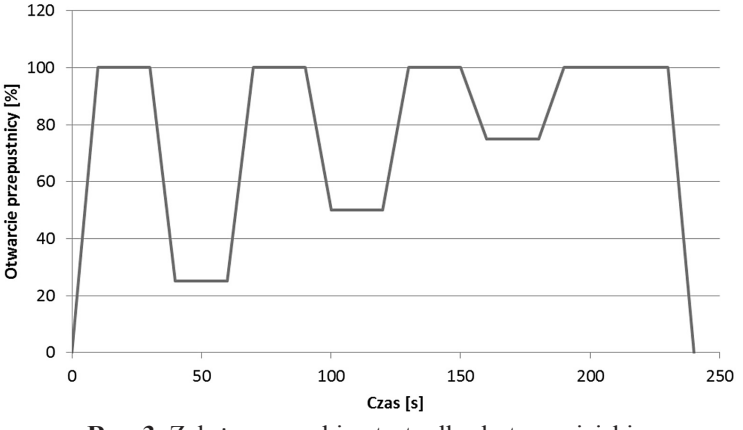
Tabela 4. Dane techniczne hamowni podwoziowej INERTIAL 70 [10]

Rodzaj siłomierza	bezwładnościowy
Odbierana moc maksymalna	59 kW (80 KM)
Odbierana prędkość maksymalna	180 km/h
Wymiary: dł / szer / wys	1900 / 800 / 4200 mm
Masa własna	450 kg
Oprogramowanie	INERTIAL 3.0

ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

W celu przeprowadzenia analizy wskaźników ekologicznych skuterów dokonano pomiarów emisji związków szkodliwych. Pojazd wyposażony w tłok modyfikowany zasilany był mieszanką oleju i benzyny w proporcjach: 1:30, 1:100 oraz 1:200. Przed rozpoczęciem każdej serii pomiarowej, w której badany był dany stosunek oleju do paliwa, pojazdy pracowały na charakterystyce zewnętrznej przez 180 s. Miało to na celu wypalenie paliwa z układu zasilania pozostałego z poprzedniej serii pomiarowej, a także wymuszenie przepływu o dużym natężeniu przez przyrządy pomiarowe, w których znajdowały się pozostałości spalin pochodzące również z wcześniejszych serii. Dodatkowo przed rozpoczęciem pierwszych pomiarów, silniki skuterów zostały rozgrzane poprzez pracę na niewielkim obciążeniu przez kilka minut.

W każdej serii pomiarowej wykonano po 3 próby trwające 240 s każda, w których skutery pracowały według specjalnie przygotowanego testu odzwierciedlającego rzeczywistą eksploatację pojazdu (rys. 3). W teście największy udział pracy jednostki spalinowej przypada dla punktów charakterystyki zewnętrznej, ze względu na



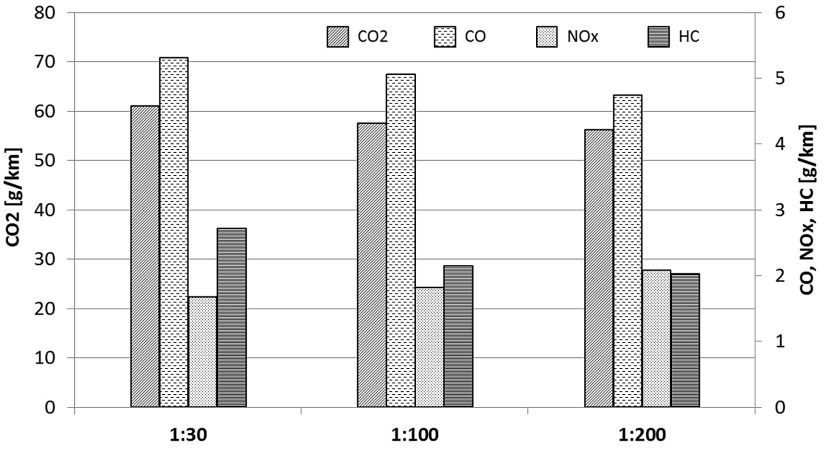
Rys. 3. Założony przebieg testu dla skutera miejskiego

charakter pracy skuterów miejskich oraz ich małe prędkości maksymalne. Badany pojazd sterowany był położeniem przepustnicy, która regulowana była za pomocą specjalistycznego systemu pozycjonowania. W czasie realizacji pomiarów rejestrowano emisję CO_2, CO, NO_x, HC oraz zużycie paliwa metodą wagową.

Uśrednione wyniki pomiarów ze wszystkich prób dla każdej serii pomiarowej przedstawiono na rysunku 4. W tabeli 5 przedstawiono procentowe zmiany emisji badanych związków dla każdej serii pomiarowej. Wyniki dla cyklu, w którym pojazd zasilany był mieszanką 1:30, zalecaną przez producenta pojazdu wyposażonego w tłok standardowy, stanowiły odniesienie dla pozostałych pomiarów.

Otrzymane wartości wskazują, iż największa emisja dwutlenku węgla wystąpiła przy zasilaniu mieszanką paliwową 1:30. Dla mieszanek 1:100 oraz 1:200 uzyskano zbliżone wyniki, niższe od najbogatszej mieszanki o 5,9% (1:100) i 7,8% (1:200). Emisja omawianego związku jest proporcjonalna do zużycia paliwa, tak więc można stwierdzić, że największe zużycie paliwa wystąpiło w przypadku stosowania bogatej mieszanki 1:30. Wyniki uśrednionej emisji tlenku węgla oraz węglowodorów również wskazują, że największe wartości uzyskiwane są przy zasilaniu silnika mieszanką w stosunku 1:30. Im większy jest stosunek zawartości oleju do benzyny, tym mniejsza jest emisja tych związków. Wynika to z faktu, iż w uboższych mieszankach jest mniej węglowodorów ciężkich, które trudniej ulegają spaleniu i mogą wywoływać zjawisko spalania niezupełnego. Mniejsza zawartość węglowodorów może także świadczyć o poprawie procesu przepłukania.

Największą emisją tlenków azotu charakteryzuje się cykl pomiarowy, w którym pojazd był zasilany paliwem o proporcji 1:200. Świadczy to o uzyskaniu najwyższej sprawności cieplnej, co jest bardzo korzystne w aspekcie zmniejszenia zarówno przebiegowego zużycia paliwa, jak i emisji CO_2. Oznacza to również wysoką efektywność procesu spalania w cylindrze. Pozostałe przebiegi są zbliżone, jednak maleją wraz ze wzrostem zawartości oleju w paliwie. Wpływ na uzyskanie podobnych wyników mają własności oleju smarującego. Posiada on dłuższe łańcuchy węglowodorowe, które charakteryzują się większą wartością opałową, jednak swoją budową niekorzystnie wpływają na przebieg procesu spalania.



Rys. 4. Zestawienie wyników emisji drogowej CO2, CO, NO_x, i HC

Tabela 5. Zmiany emisji CO_2, CO, NO_x, i HC skutera wyposażonego w tłok modyfikowany w zależności od składu mieszanki paliwowej

Związek szkodliwy	Stosunek benzyny i oleju smarującego		
	1:30	1:100	1:200
CO_2	100%	94,1%	92,2%
CO	100%	95,3%	89,3%
NO_x	100%	108,2%	123,8%
HC	100%	79,3%	74,9%

Podczas realizacji badań emisyjnych mierzono również zużycie paliwa. Do tego celu wykorzystano metodę wagową, w której określany był czas ubytku wyznaczonej masy paliwa pobieranej z naczynia pomiarowego. Uśrednione wyniki ze wszystkich prób dla każdej serii pomiarowej zestawiono w tabeli 6.

Na podstawie otrzymanych wartości obliczono zużycie paliwa w przeliczeniu na 100 km. Otrzymane wyniki przedstawiono w tabeli 7. Podczas definiowania wartości gęstości paliwa uwzględniono wpływ stosowania oleju smarującego. Do obliczeń wykorzystano wzór:

Tabela 6. Zarejestrowane wyniki sekundowego zużycia paliwa w zależności od składu mieszanki paliwowej

Stosunek benzyny i oleju smarującego	Ge [g/s]
1 : 30	0,604
1 : 100	0,548
1 : 200	0,532

$$FC_w = \frac{G_e}{\rho_{fuel} \cdot V} \cdot 360 \quad (1)$$

gdzie: FC_w – zużycie paliwa w [dm^3/100 km] obliczone na podstawie pomiaru metodą wagową; G_e – sekundowe zużycie paliwa [g/s]; ρ_{fuel} – gęstość paliwa [g/cm^3]; V – prędkość pojazdu [km/h].

Tabela 7. Obliczone uśrednione przebiegowe zużycie paliwa w zależności od składu mieszanki paliwowej

Stosunek benzyny i oleju smarującego	Zużycie paliwa [dm^3/100km]
1 : 30	3,74
1 : 100	3,49
1 : 200	3,38

Podczas realizacji pomiarów zużycia paliwa i emisji rejestrowano również moc generowaną przez pojazd na stanowisku hamownianym. W tabeli 8 przedstawiono wartości chwilowych mocy maksymalnych osiągniętych przez skuter podczas pracy na charakterystyce zewnętrznej, przy pełnym otwarciu przepustnicy.

Tabela 8. Zarejestrowane wyniki chwilowych mocy maksymalnych badanego skutera w zależności od składu mieszanki paliwowej

Stosunek benzyny i oleju smarującego	Zużycie paliwa [dm^3/100km]
1 : 30	3,74
1 : 100	3,49
1 : 200	3,38

PODSUMOWANIE

Silniki dwusuwowe charakteryzują się dużą emisją związków toksycznych, szczególnie HC. Wynika to z konieczności stosowania oleju smarującego w paliwie, który zapobiega zatarciu silnika. Skutery miejskie napędzane tego typu jednostkami spalinowymi zazwyczaj nie są wyposażane w skomplikowane układy oczyszczania spalin ze względu na obniżenie kosztów produkcji. Jednak wszystkie nowe motocykle i motorowery rejestrowane na terenie Unii Europejskiej muszą spełniać odpowiednie wymagania związane z ich homologacją w zakresie emisji, poziomu hałasu i innych [2, 3, 5]. Ze względu na ochronę środowiska należy dołożyć wszelkich starań, aby pojazdy wyposażone w silniki dwusuwowe były jak w największym stopniu ekologiczne. Może to zostać osiągnięte przez stosowanie specjalnych rozwiązań w

silniku, które pozwolą na stosowanie mieszanek paliwowych o mniejszym stosunku oleju do benzyny.

Analiza otrzymanych wyników badań wskazuje, że pojazd zasilany paliwem o mniejszej zawartości oleju smarującego zużywa mniej paliwa. W przypadku mieszaniny paliwa 1:100, biorąc pod uwagę generowaną moc, przebiegowe zużycie paliwa ukształtowało się na niskim poziomie równym 3,49 dm^3/100 km. Tak więc wytworzona praca mechaniczna wymagała dostarczenia najmniejszej ilości energii chemicznej. Zastosowanie paliwa w tej proporcji zapewniło odpowiednie smarowanie, gdyż nie nastąpił wzrost strat tarcia. Przy zastosowaniu mieszaniny 1:200 uzyskano najniższe przebiegowe zużycie paliwa równe 3,38 dm^3/100 km, jednak w tym przypadku nie została wygenerowana tak duża moc, co jest związane ze zwiększeniem start tarcia.

Wskaźniki ekologiczne dla pojazdu zasilanego paliwem o mniejszej zawartości oleju smarującego niż zalecana producent uległy dużej poprawie. Można stwierdzić, tak jak w przypadku zużycia paliwa, że im mniejsza jest zawartość oleju tym mniejsza jest emisyjność pojazdu. Zwiększenie emisji zarejestrowano jedynie dla NO_x, co świadczy o uzyskaniu największych temperatur spalania. To może wiązać się z poprawą sprawności cieplnej, bardzo korzystnej w aspekcie zmniejszenia przebiegowego zużycia paliwa oraz zmniejszenia emisji CO_2.

Obecnie w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej badane są pojazdy, które zasilane są silnikami dwusuwowymi o małej pojemności. Zaprezentowane w artykule prace stanowią fragment całej serii badań tego typu pojazdów. Dodatkowo w Instytucie opracowywany jest specjalny test, który będzie w jak największym stopniu odzwierciedlał warunki rzeczywistej eksploatacji motoroweru.

LITERATURA

1. Gao Y., Checkel M.D., Experimental Measurement of On-Road CO_2 Emission and Fuel Consumption Functions. SAE Technical Paper Series 2007-01-1610.
2. Commission Regulation (EC) No. 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 1991/1, 29.7.2008.
3. Directive 2002/24/EC OF the European Parliament and of the Council of 18 March 2002 relating to the type-approval of two or three-wheel motor vehicles and repealing Council Directive 92/61/EEC. OJ 124/1, 9.5.2002.
4. Merkisz J.: Rynek motoryzacyjny w dobie światowego kryzysu ekonomicznego. Combustion Engines, nr 3, 2009.

5. Regulacje Ministra Infrastruktury z dnia 28 lipca 2005 r. w sprawie homologacji typu pojazdów samochodowych mających dwa lub trzy koła, niektórych pojazdów samochodowych mających cztery koła oraz motorowerów (DzU nr 162, poz. 1360, z późniejszymi zmianami).
6. Sensors Inc., Emissions measurement solutions. SEMTECH® DS On Board In – Use Emissions Analyzer, Erkrath 2010.
7. Patent nr 10 2005 030 556 „Tłok wieloczęściowy i metoda wytwarzania tłoka wieloczęściowego" (zgłoszenie PCT/EP2006/005986).
8. Orzeczenie laboratoryjne dla benzyny bezołowiowej 95 wykonane przez Laboratorium Paliw Płynnych w Rejowcu Poznańskim.
9. http://www.liquimoly.pl/features/katalog?page=shop.product_details&flypage=flypage.tpl&product_id=245&category_id=51
10. http://www.soft-engine.org/pagine.web/inglese/lowcost01.html

ANALYSIS OF THE FUEL CONSUMPTION AND EXHAUST EMISSION URBAN SCOOTER DETERMINED ON THE BASIS OF SIMULATIONS CARRIED ON THE CHASSIS DYNAMOMETER

Abstract

The article presents the results of emission moped equipped with two-stroke engine. Tests were performed on a chassis dynamometer according to a specially prepared test, which was designed to reflect the on-road conditions of the vehicle. Scooter was powered by fuel with different mixing ratio of oil to gasoline. Among the harmful components of exhaust gas analysis were subjected to the following compounds: NO_x, CO, HC and CO_2. In the first stage of the study measurements were performed on a standard mix of gasoline and oil. Subsequent measurement cycles were performed for poor mixtures. The study was used portable gas analyzer - PEMS (Portable Emissions Measurement Systems). The unit carries out measurements of harmful compounds while taking into account the mass flow of exhaust.

Keywords: dynamometer testing, exhaust emissions, two-stroke engine, city scooter.

Sebastian Brol[1)], Jarosław Mamala[2)], Andrzej Augustynowicz[3)]

BADANIA SYMULACYJNE ALGORYTMU WYZNACZANIA MOCY I SIŁY NAPĘDOWEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM SAMOCHODU OSOBOWEGO

Streszczenie. Artykuł opisuje badania symulacyjne algorytmu wyznaczania mocy i siły napędowej na kołach samochodu podczas testu drogowego, w którym jako obciążenie wykorzystuje się bezwładność testowanego pojazdu. Zagadnienie przedstawiono w kontekście, wykorzystania platformy pomiarowej PAAF II do pomiarów przyspieszenia wzdłużnego pojazdu z wykorzystaniem różnych metod. Omówiono sposób testowania algorytmów, wybrane procedury testowe oraz źródła ich niedokładności. W artykule wykazano, że sposób przeprowadzania próby drogowej oraz przyjętej procedury obliczeniowej rzutuje na przyjęty model symulacyjny opisujący dynamikę ruchu pojazdu podczas pomiaru. To z kolei determinuje zarówno sposoby identyfikacji parametrów modelu matematycznego jak i przebieg następujących po tym obliczeń.

Słowa kluczowe: badania symulacyjne, przyspieszenie, test drogowy, obciążenie inercyjne, model rozpędzania.

WPROWADZENIE

Przedmiotem analizy jest algorytm wyznaczania mocy i siły napędowej w samochodowym układzie napędowym przeznaczony do przenośnego urządzenie o nazwie PAAF (Power Acceleration and Force). Urządzenie to słudzy do kontroli parametrów trakcyjnych oraz diagnostyki układów napędowych samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Z uwagi na ciągły rozwój układów napędowych w pojazdach drogowych mający na celu poprawienie wskaźników jego pracy, przez optymalne wykorzystaniu źródła napędu głównie ze względu na właściwości trakcyjne pojazdu, emisję substancji szkodliwych oraz bezpieczeństwo i komfort jazdy. Taki układ napędowy, wykorzystujący mikroprocesorowe układy sterowania jest wyposażony system autodiagnostyki, co powinno umożliwić eksploatację układu w stanie bezawaryjnym. Praca takiego sprawnego układu powinna w

[1)] Politechnika Opolska, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, e-mail: s.brol@poi.opole.pl
[2)] j.w., e-mail: j.mamala@po.opole.pl
[3)] j.w., e-mail: a.augustynowicz@po.opole.pl

założeniu przyczynić się do zmniejszenia zużycia paliwa, emisji dwutlenku węgla i substancji szkodliwych w spalinach przy zachowaniu korzystnych właściwości dynamicznych samochodu. Jednak w wyniku takiego trendu powstaje sytuacja, gdy system sterowania poszczególnych elementów układu ma morfologiczny i informacyjny charakter rozproszony. Zmniejsza to „odporność" całego układu na nieprawidłowości pracy elementów składowych zwłaszcza ocenianych w aspekcie ekologii i bezpieczeństwa jazdy [6]. Największą wrażliwością na usterki elementów pomiarowych i wykonawczych odznaczają się wskaźniki emisyjne [4, 6]. Mimo że zużycie paliwa oraz własności dynamiczne pojazdu na ogół nie ulegają tak gwałtownemu pogorszeniu, to i w przypadku wskaźników charakteryzujących własności trakcyjne pojazdu, można na ogół zaobserwować istotne zmiany wynikające z nieprawidłowego działania komponentów układu napędowego, zwłaszcza mających wpływ na wartość i przebieg mocy i siły napędowej na kołach napędowych pojazdu. Koła napędowe są ostatnim ogniwem układu napędowego i analiza jej przebiegu może dać szereg cennych informacji co stanu układu napędowego [9].

W związku z tym ciągle poszukuje się nowych metod badawczych oraz ciągle doskonali te już stosowane. Metodą już wykorzystywaną do oceny jakości pracy układu napędowego jest pomiar przyspieszenia wzdłużnego pojazdu w rzeczywistych warunkach drogowych [2]. Na rynku dostępne są urządzenia umożliwiające przeprowadzenie stosownej próby, jednak parametry układu napędowego za pomocą tych urządzeń są jedynie szacowane ze względu na występujące opory ruchu pojazdu. Taka sytuacja stwarza lukę, którą wypełniają badania drogowe, w których można wykorzystać do pomiaru niedrogie, oparte na akcelerometrach urządzenia. Służą one do pomiaru obciążenia bezwładności wytwarzanego przez masę pojazdu i jego elementy obrotowe podczas rozpędzania i zwalniania. Metoda ta ma wiele zalet, a mianowicie pozwala testować układ napędowy w rzeczywistych warunkach ruchu, gdzie maksymalna siła napędowa jest ograniczona mocą przyczepności koła do nawierzchni jezdni. Ponadto pozwala na badanie mocy i siły napędowej na poszczególnych przełożeniach układu przeniesienia napędu i nie jest związana z typem pojazdu, od zastosowanych urządzeń mikroprocesorowych, stopnia automatyzowania układu przeniesienia napędu czy względnie wykorzystania autonomicznych dodatkowych jednostek napędowych.

Należy podkreślić, że wyniki badań drogowych realizowane w ramach tej metody mogą się również charakteryzować znaczącą powtarzalnością o ile dobrać odpowiedni algorytm testu drogowego i algorytm obliczeniowy mocy i siły napędowej [2].

PRZYJĘTE ZAŁOŻENIA

Głównym założeniem drogowych testów bezwładnościowych jest wykorzystanie całkowitej bezwładności samochodu w procesie przyspieszania jako obciążenia

układu napędowego w celu wyznaczenia mocy i siły napędowej przy równoczesnym użyciu akcelerometru przymocowanego do nadwozia samochodu w celu pomiaru i rejestracji jego przyspieszenia wzdłużnego [5]. W tym kontekście ważny jest nie tylko precyzyjny pomiaru przyspieszenia ale również uwzględnienie wpływu otoczenia, zakłóceń, przyjęcie odpowiedniej procedury badawczej oraz opracowanie skutecznego algorytmu pomiarowego i obliczeniowego..

Pierwszy problem jest związany z pomiarem przyspieszania, gdyż pomimo umocowania czujnika przyspieszenia bezpośrednio do nadwozia samochodu to wraz z jego ruchem dochodzi do zmiany orientacji osi pomiarowych względem drogi, szczególnie w płaszczyźnie x - z. W wyniku zmian pochylenia wzdłużnego nadwozia powstaje nierównoległość kierunku ruchu samochodu względem przyjętego przed testem kierunku pomiaru przyspieszenia realizowanego z użyciem czujnika przyspieszenia. Nierównoległość kierunku ruchu względem osi pomiarowej wpływa także na wyznaczaną na drodze całkowania przyspieszenia chwilową wartość prędkości samochodu. Ze względu na wyszczególnione powyżej czynniki zakłócające pomiar, mierzone przyspieszenie nie jest równe rzeczywistemu przyspieszeniu samochodu. Zaś mierzone przyspieszenie jest wykorzystywane jako podstawowa wartość wejściowa do analizowanego algorytmu pomiarowego [1].

Jednocześnie należy uwzględnić w obliczeniach zjawiska pochodzące z oddziaływania otoczenia podczas rozpędzania pojazdu, które w istotny sposób zakłócają sygnał pomiarowy przyspieszenia. Należą do nich nierówności jezdni czy ubytki w jej nawierzchni, ugięcie zawieszenia, opory ruchu i zakłócenia elektryczne, elektromagnetyczne oraz warunki atmosferyczne. Do jeszcze innych problemów wpływających na testowany algorytm pomiarowy należy zaliczyć zakłócenia pochodzące z samego układu napędowego (a więc nie sprawności), bezwładność układu napędowego czy szumy własne sensora [4].

Aby dokonać oceny wpływu przytoczonych czynników na wyznaczone wartości z algorytmu pomiarowego jak i na błędy i niepewności pomiarowe przeprowadzono komputerowe badania symulacyjne dla dwufazowego testu drogowego.

Dwu fazowy test drogowy

Analizując równanie ruchu prezentowane w pracach [4, 8, 9], w którym siła napędowa jest równoważona przez sumaryczne opory ruchu samochodu możemy dość do wniosku, że bilans tych sił zależy głównie od składowej siły oporu bezwładności. Założenie to jest słuszne dla ustalonych warunków otoczenia tj. niezmiennego pochylenia drogi, braku siły uciągu oraz skrętu. W takiej sytuacji każdy niedobór lub nadwyżka siły napędowej na kołach jest równoważona właśnie przez siłę bezwładności, która w równaniu ruchu samochodu jest siłą pozorną. W efekcie równanie ruchu można przekształcić, przy przyjęciu uproszczeń do postaci (1):

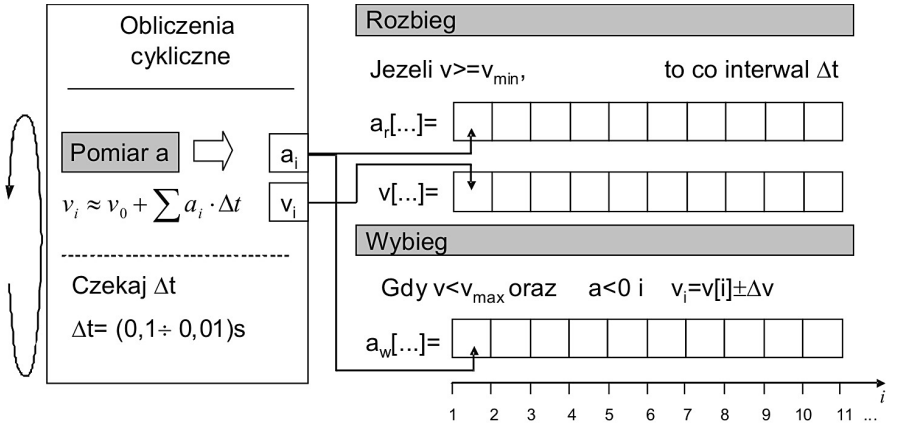
$$\frac{dv}{dt} = \frac{(F_n - F_t - F_p \pm F_w)}{m \cdot \delta} \tag{1}$$

Z tej zależności wynika już wprost, że chwilowe przyspieszenie samochodu (w czasie przyspieszania w jeździe na wprost po nie niezmiennie pochyłej nawierzchni drogi) zależne jest od jego masy, współczynnika mas wirujących i chwilowej różnicy siły napędowej pomniejszone o sumaryczne chwilowe opory ruchu, którą nazywamy zapasem siły napędowej. Od znaku tej różnicy zależy uzyskana wartość przyspieszenia.

Zatem wyznaczenie wartości mocy i siły napędowej w układzie napędowym wymaga oprócz dokładnego pomiaru przyspieszenia, wyznaczenie wartości oporów podstawowych, czyli toczenia F_t, aerodynamicznego F_p, wzniesienia F_w, lub ich sumarycznej wartości. Można tego dokonać doświadczalnie, wykonując odpowiedni test drogowy opisany w pracy [4], przy czym należy mieć na uwadze fakt, że korzystne jest wykonanie wszystkich procedur w trakcie jednego przejazdu samochodu w rzeczywistych warunkach ruchu.

Procedura obliczeniowa

Algorytm obliczeniowy przyjęty dla dwufazowego testu drogowego zakłada wykonanie przez kierowcę rozbiegu i wybiegu. Przy czym ważnym jest, aby podczas rozbiegu kierowca przyspieszał z maksymalną intensywnością, nie przekraczając w aktualnie panujących warunkach otoczenia granicznej siły napędowej wynikającej z mocy przyczepności koła do nawierzchni jezdni. Jest to szczególnie istotne na biegach niższych gdzie przekroczenie granicznej siły przyczepności ma negatywne skutki na zmierzona moc i siłę napędową.



Rys. 1. Procedura obliczeniowa realizowana podczas dwuetapowego testu drogowego

Obliczenia mocy i siły napędowej zrealizowano w oparciu o procedury przedstawione na rysunku 1, które polegają na ciągłym pomiarze przyspieszenia pojazdu *a* i obliczaniu prędkości liniowej *v* na jego podstawie z wykorzystaniem numerycznych metod całkowania po czasie kwantowanego cyfrowo sygnału dyskretnego. Chwilowe wartości *a* i *v* są jednocześnie zapisywane jako te elementy macierzy $\mathbf{a}_r$ i **v**, na które wskazuje indeks bieżący. Wartość indeksu jest z kolei inkrementowany po każdym zapisie i upływie czasu rejestracji ΔT. W efekcie po teście drogowym uzyskuje się dwie macierze $\mathbf{a}_r$ i **v**, których wartości zostały zapisane cyklicznie co ΔT, a ich długość zdeterminowana jest ostatnią wartością zmiennej indeksującej. Należy zwrócić uwagę, że w macierzy **v** pod tym samym indeksem przechowuje się wartości prędkości, przy której zarejestrowano chwilowe przyspieszenie pojazdu zapisane podczas rozpędzania zapisane są w macierzy $\mathbf{a}_r$, a w wybiegu zapisuje się opóźnienie w macierzy $\mathbf{a}_w$, ale nie co ΔT, lecz wtedy, gdy aktualna prędkość pojazdu odpowiada prędkości zapisanej w macierzy **v** z założoną niedokładnością Δv. Jest to możliwe pod warunkiem, że w macierzy **v** wartości są monotonicznie rosnące. Ostatecznie po teście otrzymuje się macierze $\mathbf{a}_r$ i $\mathbf{a}_w$ o tej samej długości, zawierające odpowiednio chwilowe przyspieszenia i opóźnienia zarejestrowane dla tych samych prędkości. Pozwala to dokonywać dalszych operacji jako macierzowych tak jakby były to działania na charakterystykach odpowiednio rozpędzania i wybiegu wyznaczonych w dziedzinie prędkości zgodnie z zależnościami od (2) do (4).

$$\mathbf{F_n}(v) = m \cdot (\mathbf{a_r} - \mathbf{a_w}) \tag{2}$$

$$\mathbf{N}(v) = \mathbf{v} \bullet \mathbf{F_n} \tag{3}$$

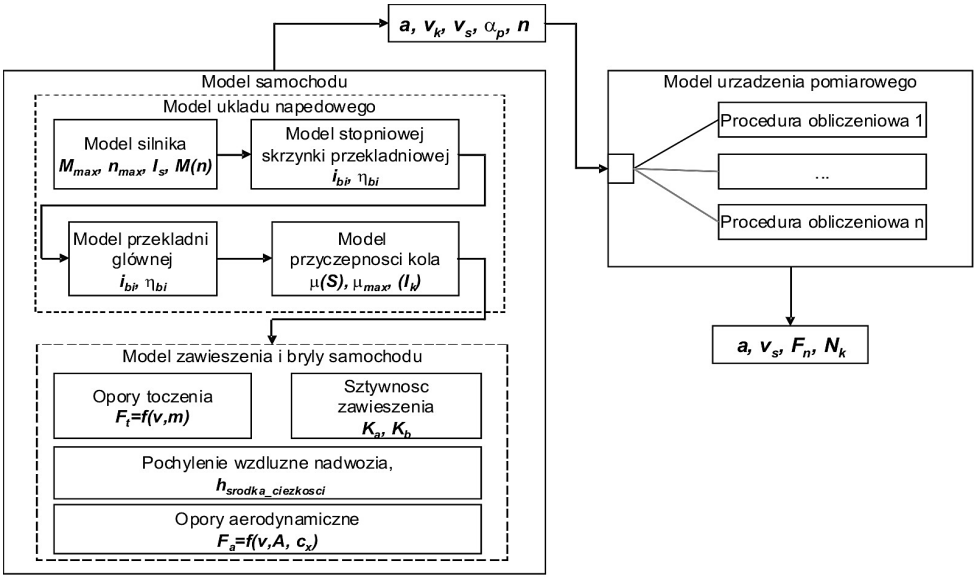
$$v_i \approx v_0 + \int_{t=0}^{t=T} a \; dt \tag{4}$$

gdzie: $\mathbf{a}_r$ – macierz przyspieszenia w fazie rozbiegu, której elementy to chwilowe przyspieszenia zmierzone co Δt, m/s^2; $\mathbf{a}_w$ – macierz opóźnienia w fazie wybiegu, której elementy stanowią chwilowe opóźnienia wyznaczone przy tej samej prędkości co elementy macierzy $\mathbf{a}_r$, m/s^2; *m* – masa samochodu podczas testu, kg; $\mathbf{F}_n$ – macierz, której elementy określają siłę napędową, N; **N** – macierz której elementy określają moc na kołach, W; **v** – macierz prędkości liniowej pojazdu, m/s; v_i – *i*-ty element macierzy **v**, m/s; *T* – czas dla którego wyznaczono v_i, s; v_0 – wartość początkowa v_i (w tym kontekście v_0=0), m/s; • – symbol iloczynu Hadamarda-Schura.

BADANIA SYMULACYJNE

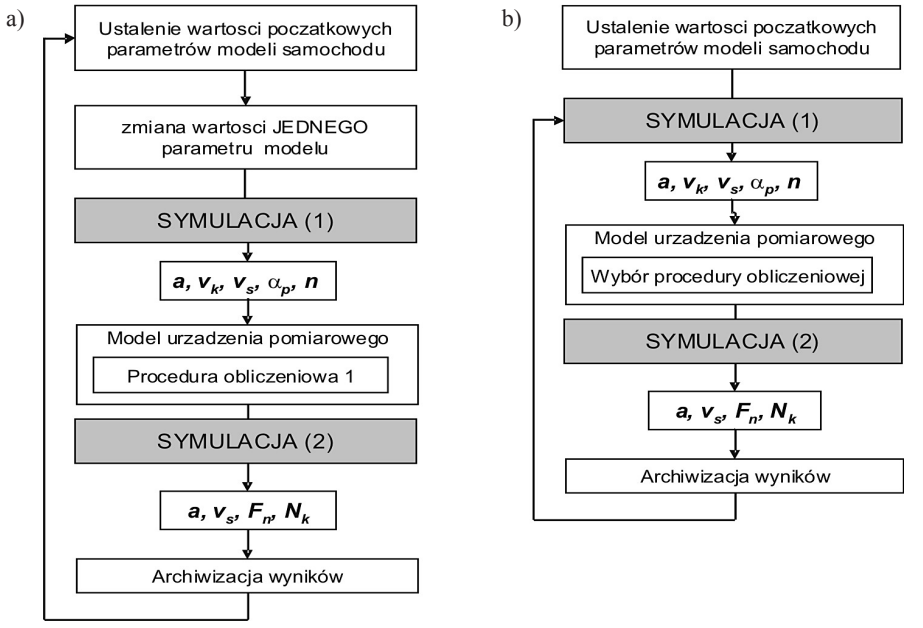
Badania symulacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem programu Matlab i pakietu Simulink z wykorzystanie techniki testowania znanej jako Model in The Loop (MIL). W tym celu opracowano model samochodu z napędem na jedną oś,

a także oraz model symulacyjny urządzenia pomiarowego tak, jak to pokazano na rysunku 2. Model samochodu uwzględniał sztywności zawieszenia, opory toczenia i aerodynamiczne, sztywność i ugięcie zawieszenia, przełożenia całkowitego przekładni, mocy i momentu jednostki napędowej, oraz model opisujący przyczepność koła ogumionego do nawierzchni drogi.



Rys. 2. Model symulacyjny samochodu i urządzenia pomiarowego

Badania symulacyjne miały na celu określić czułość algorytmu pomiarowego na zakłócenia oraz wpływ parametrów modelu samochodu na zmiany mocy i siły napędowej w symulowanym teście drogowym a przebieg symulacji obrazuje schemat przedstawiony na rysunku 3. Przedstawiony algorytm użyty w badaniach symulacyjnych składa się z szeregu modeli cząstkowych formujących system dynamiczny. Poszczególne modele uproszczono dostosowując je do potrzeb symulacji. Uproszczeń dokonano po to, aby oddać wiernie istotne z punku widzenia badań własności dynamiczne układu przy jak najmniejszej złożoności modelu a także z uwagi na potrzebę realizacji badań w skończonym przedziale czasowym. Technikę symulacji MIL wykorzystano w efekcie końcowym do opracowania algorytmu pomiarowego dla urządzenia PAAF. Do tego celu symulację prowadzono wg algorytmu przedstawionego na rysunku 3a.



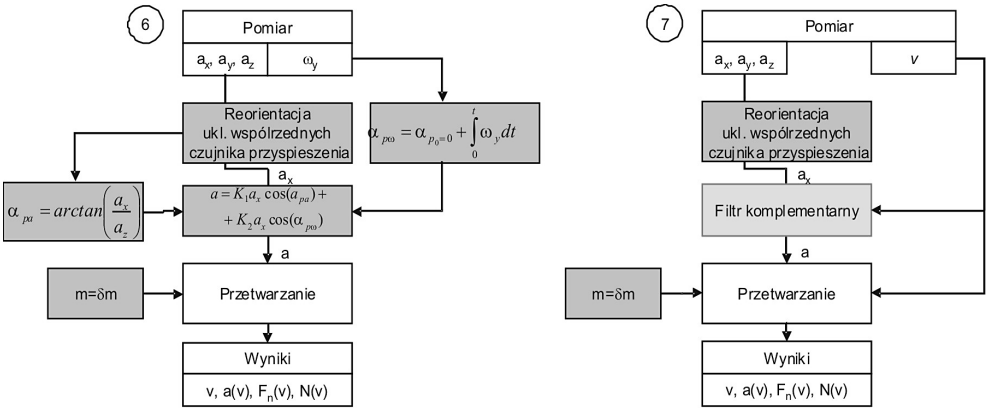
Rys. 3. Algorytm badań symulacyjnych (MIL) dla badania: a) wpływu parametrów samochodu na wyniki testu drogowego, b) wpływu procedury obliczeniowej na błąd wyznaczania siły napędowej i mocy na kołach

Główny algorytm umożliwia wykorzystanie siedmiu procedur obliczeniowych bazujących na danych uzyskanych z symulacji, które zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Procedury obliczeniowe wykorzystanie w symulacji (MIL)

Nr	Procedura obliczeniowa	Komentarz
1	Bez kompensacji	
2	Z uśrednianiem	Kąt pochylenia wzdłużnego estymowany jest na podstawie średniej z przyspieszenia pojazdu w kierunku głównej osi pomiarowej czujnika przyspieszenia.
3	Z reorientacją układu współrzędnych	Dokonywany jest obrót prawoskrętnego układu współrzędnych czujnika tak, aby oś z pokrywała się z kierunkiem wektora grawitacji, oś x z kierunkiem ruchu.
4	Z kompensacją kąta pochylenia wzdłużnego z pomocą żyroskopu	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
5	Z kompensacją kąta pochylenia wzdłużnego z pomocą żyroskopu i czujnika przyspieszenia	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
6	Z kompensacją bezwładności UN i kół nienapędzanych	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
7	Z kompensacją poślizgu kół napędzanych i filtrem komplementarnym i danymi z referencyjnymi o v pojazdu	Pobierano wartość prędkość z układu pomiarowego uznawanego za referencyjny np. głowica optyczna Datron lub urządzenie GPS z częstotliwością przesyłania danych o prędkości liniowej 10 Hz.

Algorytm najbardziej zaawansowany dla procedur obliczeniowych 6 i 7 przedstawiano na rysunku 4.



Rys. 4. Algorytmy procedur obliczeniowych urządzenia pomiarowego

Podstawowym problemem podczas rzeczywistych pomiarów przyspieszenia jest nierównoległość kierunku pomiarowego w stosunku do kierunku ruchu samochodu [2, 3]. Odchylenie kątowe w płaszczyźnie poziomej redukuje wartość mierzonej siły napędowej o czynnik równy kosinusowi wartości kąta odchylenia. Nieskompensowane odchylenie kątowe w płaszczyźnie pionowej o 1 stopień w płaszczyźnie pionowej powoduje przede wszystkim znaczące zwiększenie ($\alpha_p = -1^o$) lub zmniejszenie ($\alpha_p = +1^o$) obliczonej prędkości samochodu w porównaniu do sytuacji, gdy odchylenie nie występuje. Z uwagi na to, że prędkość liniowa obliczana jest jako całka z przyspieszenia skutkuje to powolnym przyrostem obliczonej prędkości ponad wartość rzeczywistą. Zawyżona dla katów ujemnych (lub zaniżona dla kątów dodatnich) prędkość jest wykorzystywana do obliczeń zgodnie z algorytmem przedstawionym na rysunku 3 i w efekcie daje to błędną wartość mocy na kołach. Warto również podkreślić, że błąd nierównoległości zależny jest od czasu trwania testu drogowego. W praktyce oznacza to, że błąd mocy jest stosunkowo mały dla niskich biegów a duży dla wysokich.

Kolejnym problemem poruszonym powyżej są nierówności nawierzchni jezdni, podczas pokonywania których zarejestrowane przyspieszenie jest sumą geometryczną przyspieszeń składowych pochodzących od drgań spowodowanych pokonywaniem nierówności, powodowanych przez układ napędowy oraz przyspieszenia samochodu zrzutowanych na wybrany kierunek pomiarowy. Może to doprowadzić do błędnego pomiaru chwilowych i maksymalnych wartości siły i mocy w układzie napędowym samochodu osobowego, co zostało przedstawione w pracy [1, 2]. Przedstawiony autorski adaptacyjny filtr przeciwzakłóceniowy samoczynnie dopasowuje częstotliwość graniczną pasma przenoszenia. Pozwala to na tłumienie nierówności drogi stosownie do poziomu zakłóceń przez nie wywoływanych. Filtr w mniejszym

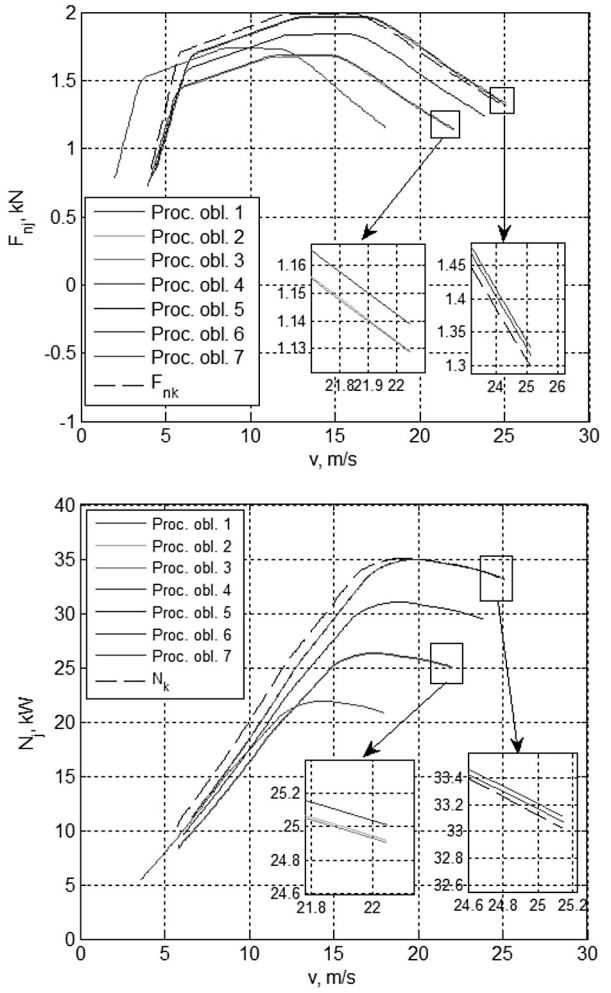
stopniu ogranicza dynamikę sygnału wyjściowego niż ma to miejsce z użyciem filtrów o ustalonej częstotliwości granicznej pasma przenoszenia [3].

Dodatkowo przedstawiony problem kompensacji oporów ruchu podczas testu drogowego w fazie wybiegu wpływa na zwiększenie powtarzalności pracy algorytmu w rzeczywistych warunkach pracy [10]. W pracy [4] przedstawiono wyniki kompensacji oporów ruchu w algorytmie obliczeniowym wykonanych w rzeczywistych warunkach ruchu na drodze suchej oraz mokrej na tym samym odcinku drogi. Największa różnica wyznaczonej w teście dwufazowym siły napędowej wynosiła zaledwie 5%, podczas gdy F_{op} zmieniała się od 10% do nawet 20% względem F_n [4].

Analiza wpływu procedur obliczeniowych na efektywność wyznaczenia mocy i siły napędowej

W badaniach symulacyjnych analizowano wpływ wybranej procedury obliczeniowej na symulowany „pomiar" siły napędowej i mocy na kołach. Symulację prowadzono tak jak to pokazano na rysunku 2, a dane do modelu urządzenia pomiarowego pobierano po symulacji ruchu samochodu. Dzięki temu możliwe było dokonanie oceny efektywności procedur obliczeniowych dla dwufazowego testu drogowego i oszacowanie ich wpływu na mierzone wartości siły F_{nj} i mocy napędowej N_j na jezdni. Pierwsza procedura obliczeniowa wykorzystywała surowe dane z czujnika przyspieszenia. Założono, że zamontowano go z odchyleniem kątowym $\alpha_p = 0{,}5^o$ w efekcie prędkość linowa samochodu została wyznaczona z dodatkowym dryfem równym $-9.81 sin(\alpha_p)$ m/s/s. W efekcie przebieg F_{nj} oraz N_j jest przesunięty w kierunku niższych prędkości, a same wartości F_{nj} i N_j zostały zaniżone w odniesieniu do mocy dostarczonej do kół (rys. 5). Trzy kolejne procedury pomiarowe dają bardzo zbliżone wyniki z uwagi na to, że obliczenia mimo różnych podejść dają zbliżone wyniki. W drugiej i w trzecie procedurze obliczeniowej następuje kompensacja (w sensie metrologicznym) nierównoległości statycznej kierunku pomiarowego przyspieszenia do kierunku ruchu samochodu na chwilę przed rozpoczęciem testu. W drugiej procedurze wykonano to za pomocą oraz uśredniania wartości a_x z czujnika przyspieszenia a w trzeciej za pomocą dwóch obrotów układu współrzędnych tak aby oś czujnika x_s była równoległa do kierunku ruchu samochodu. Oba sposoby dają zbliżone wyniki o ile $sin(\alpha_p)=\alpha_p$ czyli dla kątów do ok. 10^o oraz gdy kąt α_r jest równy 0 (co miało miejsce w tej symulacji). Z tych względów, w rzeczywistych warunkach spodziewana jest większa dokładność trzeciej procedury niż drugiej.

Czwarta procedura kompensuje kąt pochylenia wzdłużnego w oparciu o kąt α_p wyznaczony metodą całkowania po czasie prędkości kątowej nadwozia względem osi y_s czujnika prędkości kątowej (żyroskopowego). Z doświadczeń drogowych wynika, że metoda ta daje niedokładne wyniki wtedy, kiedy zakłócenia ω_y nie maja rozkładu normalnego. Wówczas powstaje zjawisko tzw. dryfu wartości kąta pochylenia wzdłużnego nadwozia. Czwarta procedura sprawdza się także lepiej dla samocho-



Rys. 5. Wyniki symulacji z wykorzystaniem procedur obliczeniowych urządzenia pomiarowego

dów generujących duże zmiany α_p czyli o małym rozstawie osi lub małej sztywności zawieszenia.

Piąta procedura wykorzystuje czujnik prędkości kątowej nadwozia tylko w fazie rozbiegu, a czujnik przyspieszenia w fazie wybiegu do wyznaczania wartości. Efektem działania jest zawyżenie F_{nj} i N_j w całym przebiegu w odniesieniu do przebiegów z użyciem 2, 3 i 4 procedury obliczeniowej, co może być tłumaczone lepszą estymacją kąta pochyleni wzdłużnego nadwozia. Szósta i siódma procedura daje zbliżone wyniki, jednak w szóstej wykorzystano filtr komplementarny, którego działanie może być zaburzone w wyniku zakłóceń o charakterze niestacjonarnym, co ma miejsce podczas testu drogowego. Ddatkowo wyższe wyniki są wynikiem

uwzględnienia mas wirujących podczas rozbiegu. Siódma procedura wykorzystuje filtr referencyjny, niskoczęstotliwościowy (f_{min} = 10 Hz) pomiar prędkości samochodu do skompensowania błędu wywołanego nierównoległością kierunku pomiarowego oraz dryfu prędkości (zakłada się wykorzystanie odbiornika GPS).

PODSUMOWANIE

Podsumowując można stwierdzić, że badaniach symulacyjnych najlepsze rezultaty uzyskano w wyniku jednoczesnego zastosowania w procedurze obliczeniowej: reorientacji układu współrzędnych, kompensacji bezwładności mas wirujących, kompensacji poślizgu kół napędzanych i kąta pochylenia wzdłużnego oraz prędkości z wykorzystaniem referencyjnej wartości prędkości. Czynniki te niekorzystnie wpływają na niepewność pomiarową ponieważ generalnie zmieniają wartości obliczonych siły napędowej i mocy odbieranej z kół.

W kolejnym etapie wykonano badania weryfikujące efektywność procedur pomiarowych na rzeczywistych danych pomiarowych uzyskanych podczas prób drogowych. Wykorzystano przedstawiony algorytm obliczeniowy w programie Matlab i uzyskano powtarzalność wyznaczenia siły i mocy z niepewnością pomiarową nie przekraczająca 7%.

LITERATURA

1. Genta G., Morello L.: The Automotive Chassis, Vol. 1: Components Design. Springer, 2009.
2. Jantos J., Brol S., Mamala J.: Transactions SAE - special edition. Problems in assessing road vehicle drivability parameters determined with the aid of accelerometer. SAE 2007 Word Congress, USA, Detroit, Vehicle Diagnostic SP – 2137, nr 2007–01–1473.
3. Kalman R.E.: A new approach to linear filtering and prediction problems. ASME Journal of Basic Engineering, vol. 82, 1960, p. 35–45.
4. Mamala J., Brol S., Jantos J.: Estymacja charakterystyk układu napędowego na podstawie pomiaru przyspieszenia samochodu. Studia i Monografie nr 235, Politechnika Opolska 2008.
5. Miliken W., Miliken D.: Race Car Vehicle dynamics. SAE Inc., 1995.
6. Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002, s.254.
7. Pacejka H.: Tyre and vehicle dynamics. SAE International and Elsevier, 2005.
8. Prochowski L.: Mechanika ruchu. Pojazdy samochodowe, WKŁ 2008.
9. Siłka W.: Teoria Ruchu Samochodu. WNT 2002.
10. Wallentowitz H.: Longitudinal Dynamics of vehicles. Institut fuer kraftfahrwesen Aachen, Aachen 2004.

RESEARCH BY SIMULATION ALGORITHM FOR DETERMINING POWER AND A DRIVING FORCE IN THE DRIVING PASSENGER CAR

Abstract

The article describes the simulation algorithm for power and driving force behind the wheels of the car during the road test, which is used as a load inertia of the vehicle to be tested. The subject is shown in context of direct acceleration measurement with use of digital sensor fixed to car's chassis. The selected test procedures were discussed as well as sources of errors. It was pointed out that test course determines both cars acceleration model and further calculation procedure which follows the test. The discussion is resumed and enhanced by advises about test course and calculations in order to minimize the measurement uncertainty.

Keywords: acceleration, road test, inertial load, vehicle acceleration model.

Zdzisław Chłopek[1)]

BADANIA MODELI IMISJI CZĄSTEK STAŁYCH PM10

Streszczenie. W celu oceny zagrożenia zdrowia ludzi i ich środowiska przez pyły konieczne jest nadzorowanie jakości powietrza przez zastosowanie pomiarów oraz modelowania. Do oceny zagrożenia przez cząstki stałe PM10 stosuje się modelowanie ich emisji i imisji. W modelowaniu emisji cząstek stałych PM10 wykorzystuje się modele stworzone na zasadzie podobieństwa strukturalnego, natomiast w modelowaniu imisji – na zasadzie podobieństwa funkcjonalnego. W pracy podano uogólnione modele emisji i imisji cząstek stałych PM10. Na podstawie wyników badań empirycznych zidentyfikowano zaproponowane szczegółowe modele zarówno jednowymiarowe, jak i dwuwymiarowe.

Słowa kluczowe: transport drogowy, cząstki stałe, modelowanie.

WSTĘP

Jednym z najpoważniejszych zagrożeń zdrowia ludzi są pyły. Pochodzą one przede wszystkim ze źródeł naturalnych, jednak w wielkich aglomeracjach miejskich dominującą przyczyną zagrożeń są cywilizacyjne źródła emisji pyłów [10]. Transport samochodowy zalicza się do istotnych źródeł emisji pyłów. Szkodliwość pyłów zależy od ich wymiarów oraz składu chemicznego i mineralogicznego [3, 10, 14]. Ze względu na wymiar charakterystyczny, jakim jest średnica aerodynamiczna ziaren, wśród pyłów wyróżnia się przede wszystkim cząstki stałe PM10 (o wymiarach charakterystycznych mniejszych od 10 μm) oraz cząstki stałe PM2.5 (o wymiarach charakterystycznych mniejszych od 10 μm) [3].

W związku ze znaną szkodliwością pyłów cząstki stałe PM10 są od dawna na liście zanieczyszczeń, których imisja (stężenie zanieczyszczenia rozproszonego w powietrzu atmosferycznym, mierzone na wysokości 1,5 m nad powierzchnią Ziemi [11]) jest nadzorowana. Od 2010 r. również do oceny jakości powietrza wykorzystuje się imisję cząstek stałych PM2.5.

W celu oceny zagrożenia środowiska przez pyły jest konieczna znajomość imisji poszczególnych frakcji cząstek stałych w nadzorowanych obszarach. Ponieważ nie ma możliwości dokonywania pomiarów imisji cząstek stałych we wszystkich miejscach szczególnie narażonych na to zagrożenie, stosuje się – jako metodę dodatkową – modelowanie emisji cząstek stałych na podstawie analiz wyników pomiarów wielkości łatwiejszych do wyznaczenia, np. na podstawie inwentaryzacji emisji

[1)] Instytut Transportu Samochodowego, e-mail: Zdzisław.Chłopek@its.waw.pl

zanieczyszczeń ze źródeł stacjonarnych oraz ze źródeł transportu samochodowego dzięki analizie natężenia ruchu i struktury pojazdów, ocenianej ze względu na ich przeznaczenie, umowną wielkość i właściwości ekologiczne.

Celem modelowania jest wyznaczenie imisji cząstek stałych PM10. Osiąga się to albo dzięki modelowaniu emisji cząstek stałych PM10 oraz ich rozprzestrzeniania się, albo modelowaniu wprost imisji cząstek stałych PM10.

ZASADY MODELOWANIA EMISJI CZĄSTEK STAŁYCH PM10

Wyniki dotychczasowego modelowania emisji i imisji cząstek stałych PM10 z transportu samochodowego są analizowane m.in. w pracach [1–9, 12, 14]. W najbardziej syntetycznym ujęciu można stwierdzić, że wyróżnia się dwie grupy modeli emisji i imisji cząstek stałych PM10.

- Modele oparte na zasadzie podobieństwa strukturalnego (morfologicznego) [3]. Są to modele zbudowane z jawnym uwzględnieniem występujących zjawisk fizycznych w przedmiocie modelowania [3, 9, 12]. Emisja cząstek stałych PM10 jest modelowana jako zależność funkcyjna wielkości charakteryzujących jakość nawierzchni jezdni, masę pojazdu oraz – w niektórych wypadkach – udział dni z opadami atmosferycznymi, a w innych modelach jest również uwzględniana średnia prędkość pojazdów. Wyniki badań weryfikacyjnych nie potwierdzają jednoznacznie zgodności tych modeli z rzeczywistością, szczególnie w stosunku do ich współczynników, charakteryzujących właściwości funkcjonalne modeli.
- Modele oparte na zasadzie podobieństwa funkcjonalnego [3]. Są to modele behawiorystyczne. W tych modelach unika się modelowania emisji cząstek stałych PM10, sprowadzając zadanie wprost do modelowania imisji [1–7, 14]. W metodzie tej jest wykorzystywana zależność korelacyjna imisji cząstek stałych PM10 oraz imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla, zazwyczaj postulowana na podstawie wyników badań empirycznych jako liniowa.

Na podstawie analizy literatury oraz przeprowadzonych prac własnych [3–7] jest możliwe uogólnienie stosowanych metod modelowania emisji i imisji cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych.

Emisję drogową cząstek stałych PM10 można symbolicznie przedstawić w postaci modelu opartego na zasadzie podobieństwa strukturalnego – z jawnym uwzględnieniem występujących zjawisk fizycznych w przedmiocie modelowania – w postaci [3]

$$b_{PM10} = f\left(k, s\left(j, W\right), j, m\left(F, W\right), v_{AV}\left(j, r, F, W\right), p, r, F, W\right) \tag{1}$$

gdzie: b_{PM10} – emisja drogowa cząstek stałych PM10 [g/km], k – bazowa emisja drogowa cząstek stałych PM10 wg EPA [g/km], s – masa osadu na jezdni w odniesieniu do pola powierzchni jezdni [g/m^2], j – jakość nawierzchni jezdni (ka-

tegoria), m – średnia masa pojazdów reprezentatywna dla poszczególnych kategorii pojazdów [Mg], v_{AV} – średnia prędkość jazdy pojazdów [km/h], p – średnia liczba kół pojazdu, r – udział dni deszczowych w okresie bilansowania emisji, F – kategoria pojazdów, np. samochody osobowe, samochody ciężarowe, autobusy, W – kategoria drogi, np. drogi w miastach, poza miastami, autostrady i tunele.

Modele zbudowane zgodnie z kryterium podobieństwa strukturalnego charakteryzują się dużą liczbą współczynników. Podstawowym problemem w stosowaniu tych modeli jest trudność identyfikacji tych modeli, tym bardziej, że zalecane wartości niektórych ze współczynników są zawarte w bardzo szerokich granicach. Powoduje to możliwość uzyskiwania wyników analizy modeli bardzo różniących się od siebie w zależności od przyjętych wartości współczynników.

Modele imisji cząstek stałych, tworzone zgodnie z kryterium podobieństwa funkcjonalnego, występują w literaturze najczęściej w postaci liniowej.

Imisję cząstek stałych PM10 jako liniową funkcję imisji tlenków azotu modeluje się zatem w postaci [1–3, 14]:

$$I_{PM10} = a_0 + a_1 \cdot I_{NO_x} \tag{2}$$

Niekiedy w modelu (2) postuluje się liniową zależność imisji cząstek stałych PM10 od imisji dwutlenku azotu [7].

Imisję cząstek stałych PM10 jako liniową funkcję imisji tlenku węgla modeluje się w postaci [1, 3]:

$$I_{PM10} = a_0 + a_2 \cdot I_{CO} \tag{3}$$

Uogólnieniem modeli imisji cząstek stałych (2) i (3) jest przyjęcie modelu w postaci zależności funkcyjnej [3–7]:

$$I_{PM10} = f_{PM10-NOx-CO}\left(I_{NOx}, I_{CO}\right) \tag{4}$$

Funkcja ta spełnia warunki (5) w zakresie wartości imisji, zgodnych z wartościami z badań empirycznych wykorzystywanych do identyfikacji modelu:

$$\frac{\partial I_{PM10}}{\partial I_{NOx}} > 0; \; \frac{\partial \mathrm{I_{PM10}}}{\partial \mathrm{I_{CO}}} > 0 \tag{5}$$

Spośród wielu możliwych postaci funkcji spełniających warunki (5) można postulować przyjęcie struktury funkcji $f_{PM10–NOx–CO}$ jako wielomianu zmiennych: imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla:

– stopnia pierwszego

$$I_{PM10} = a_0 + a_1 \cdot I_{NOx} + a_2 \cdot I_{CO} \tag{6}$$

– stopnia drugiego

$$I_{PM10} = a_0 + a_1 \cdot I_{NOx} + a_2 \cdot I_{CO} + a_3 \cdot I_{NOx}{}^2 + a_4 \cdot I_{CO}{}^2 + a_5 \cdot I_{NOx} \cdot I_{CO} \tag{7}$$

Oczywiście istnieje możliwość przyjęcia innych struktur modelu, jednak doświadczenie wskazuje, że zaproponowana struktura umożliwia wystarczająco skuteczne badania emisji cząstek stałych PM10.

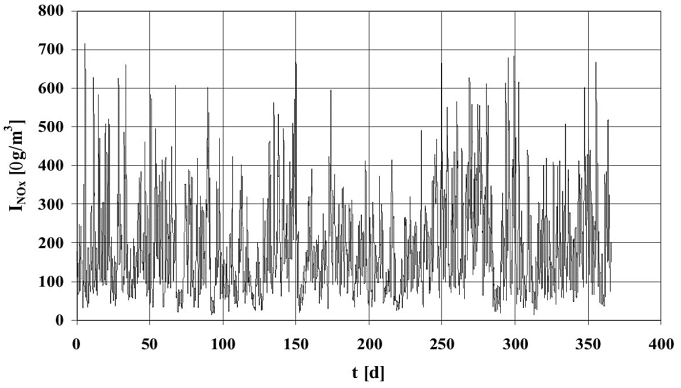
Również poważne trudności występują w wypadku identyfikacji modeli imisji cząstek stałych PM10 tworzonych zgodnie z kryterium podobieństwa funkcjonalnego. Co prawda modele te mają zazwyczaj prostą strukturę, jednak identyfikacja współczynników jest wyłącznie dla warunków dokonywania tej identyfikacji na podstawie wyników badań empirycznych. Uogólnianie wyników identyfikacji modeli na inne źródła emisji zanieczyszczeń i warunki ich rozprzestrzeniania nie zawsze jest uprawnione, co potwierdzają liczne przykłady weryfikacji modeli.

Ocena skuteczności modeli, opracowanych zgodnie z kryterium podobieństwa strukturalnego i funkcjonalnego, jest niejednoznaczna. Modele zbudowane na zasadzie podobieństwa strukturalnego mają logiczne uzasadnienie, oparte na zasadach fizycznych, podstawowa trudność polega jednak na identyfikacji wielu ich współczynników. Niestety bardzo trudne są do uogólnienia wyniki identyfikacji tych modeli. Z kolei modele behawiorystyczne, jako wywodzące się wprost z danych empirycznych, są bardzo skuteczne, ale tylko w warunkach ich identyfikacji. W innych warunkach współczynniki modeli mogą okazać się skrajnie różne. Mimo tych trudności wydaje się bardziej racjonalne statystyczne potraktowanie zagadnienia identyfikacji modeli behawiorystycznych i – w konsekwencji – opracowania standardu zbiorów modeli behawiorystycznych emisji cząstek stałych PM10 dla reprezentatywnych warunków emisji i rozprzestrzeniania zanieczyszczeń.

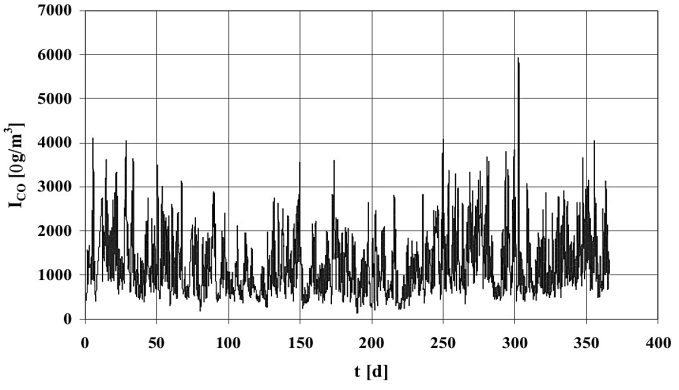
BADANIA MODELI IMISJI CZĄSTEK STAŁYCH PM10

Do identyfikacji modeli imisji cząstek stałych PM10 (2) i (3) wykorzystano wyniki badań empirycznych wykonywanych na stacji nadzorowania jakości powietrza „Warszawa–Komunikacyjna" w 2008 r. Wyniki badań empirycznych, wykorzystywanych w niniejszej pracy, były wstępnie przetwarzane w celu poszukiwania błędów grubych oraz filtracji dolnoprzepustowej, której zadaniem było zmniejszenie udziału w sygnałach szumów o dużych częstotliwościach. Do filtracji dolnoprzepustowej wykorzystywano filtr Golaya–Savitzky'ego [13] stopnia drugiego o liczbie uśrednianych punktów równiej 7. W wypadku braku wyników pomiarów imisji zanieczyszczeń stosowano do ich uzupełnienia interpolację liniową.

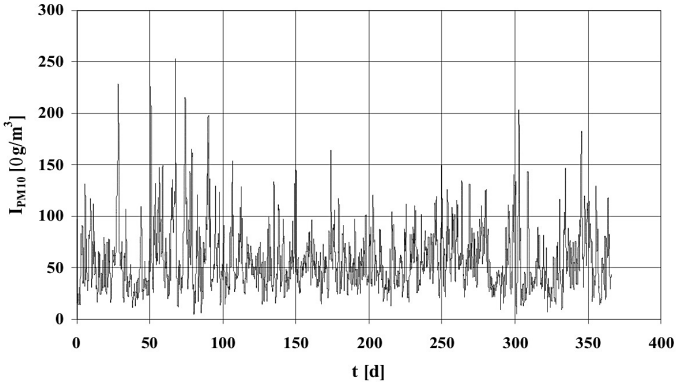
Na rysunkach 1 – 3 przedstawiono przebiegi imisji tlenków azotu, tlenku węgla i cząstek stałych.



Rys. 1. Przebieg imisji tlenków azotu

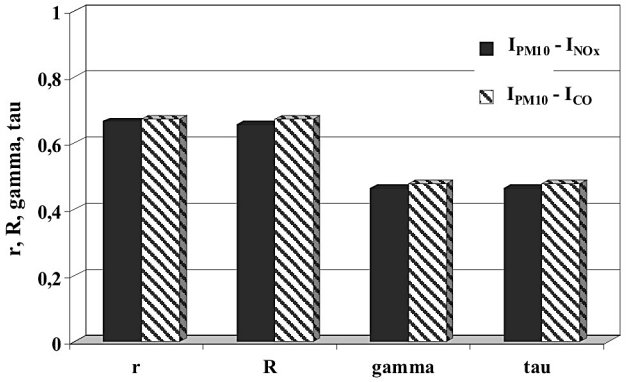


Rys. 2. Przebieg imisji tlenku węgla



Rys. 3. Przebieg imisji cząstek stałych PM10

Na rysunku 4 są przedstawione współczynniki korelacji Pearsona r, Spearmana R, Kendalla gamma i Kruskala tau [15] między imisją cząstek stałych PM10 a imisją tlenków azotu i imisją tlenku węgla.



Rys. 4. Porównanie współczynników korelacji Pearsona r, Spearmana R, Kendalla gamma i Kruskala tau między imisją cząstek stałych PM10 a imisją tlenków azotu oraz między imisją cząstek stałych PM10 a imisją tlenku węgla

Z analizy korelacji imisji cząstek stałych oraz imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla wynika, że – mimo znacznych różnic wartości współczynników korelacji – nie ma statystycznych podstaw do odrzucenia hipotezy o braku korelacji na poziomie istotności mniejszej niż 0,01.

W tabeli 1 przedstawiono zidentyfikowane zgodnie z kryterium minimum sumy kwadratów współczynniki modeli (2) i (3)

Tabela 1. Zidentyfikowane współczynniki modeli (2) i (3)

Współczynnik			
Model (2)		Model (3)	
a_0	a_1	a_0	a_2
25,95	0,1643	20,254	0,0292

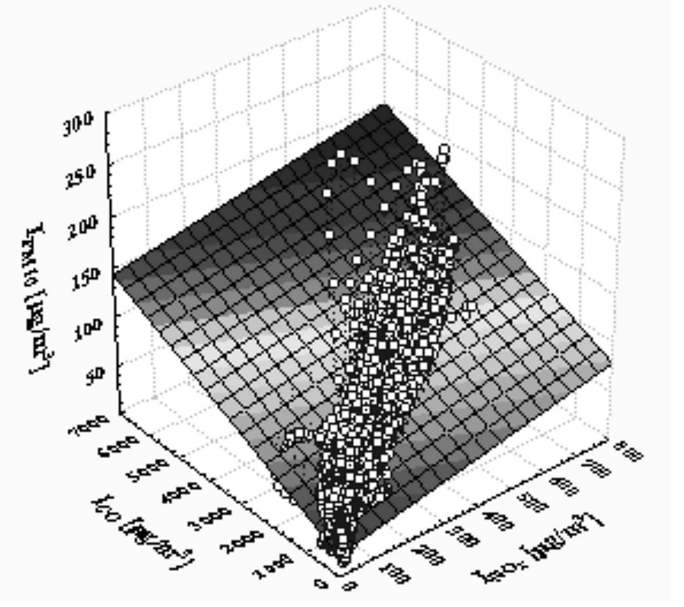
Zidentyfikowano również model imisji cząstek stałych PM10 jako dwuargumentową funkcję imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla dla całego okresu pomiarowego. Przyjęto dwie struktury modelu: liniową (6) i kwadratową (7)

Zidentyfikowane zgodnie z kryterium minimum sumy kwadratów współczynniki modeli (6) i (7) przedstawiono w tabeli 2.

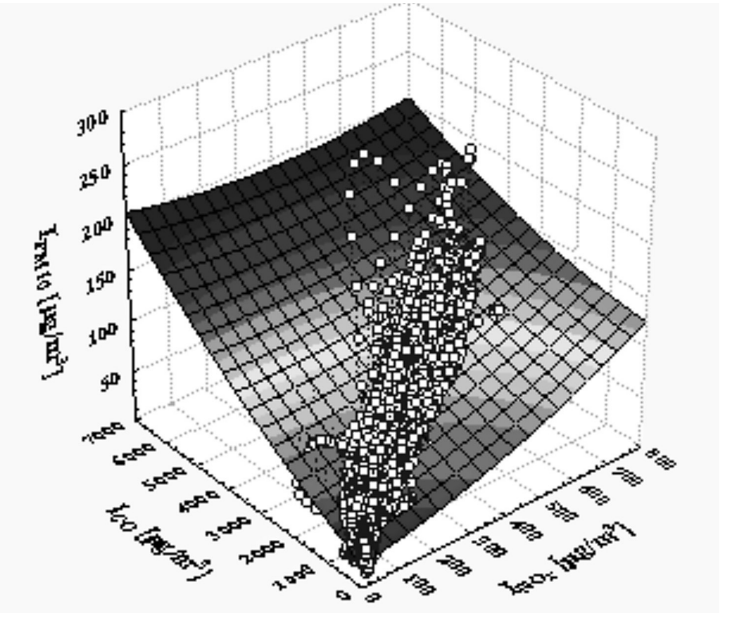
Tabela 2. Zidentyfikowane współczynniki modeli (6) i (7)

Współczynnik								
Model (6)			Model (7)					
a_0	a_1	a_2	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
22,31	0,0142	0,085	19,411	0,0307	–0,0041	–5,46E–7	–4,96E–5	3,0E–4

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono imisję cząstek stałych PM10 jako funkcję imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla – zbiór punktów pomiarów oraz model: rysunek 5 – model liniowy, rysunek 6 – model kwadratowy.



Rys. 5. Imisja cząstek stałych PM10 jako funkcja imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla – zbiór punktów pomiarów oraz model liniowy



Rys. 6. Imisja cząstek stałych PM10 jako funkcja imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla – zbiór punktów pomiarów oraz model kwadratowy

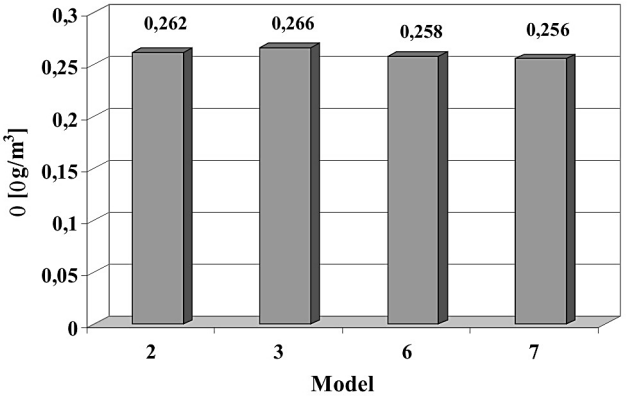
W celu porównania jakości aproksymacji zbiorów wyników pomiarów wyznaczono metrykę w postaci średniej odległości kwadratowej wyników pomiarów $I^{(pom)}$ i wyników aproksymacji $I^{(apr)}$ dla N punktów o tych samych zmiennych niezależnych:

$$\delta = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{N}\left(I_i^{(pom)} - I_i^{(apr)}\right)^2}}{N} \qquad (8)$$

W tabeli 3 i na rysunku 7 przedstawiono wyniki porównania jakości aproksymacji zbiorów wyników pomiarów.

Tabela 3. Średnia odległość kwadratowa wyników pomiarów i wyników aproksymacji

Model			
(2)	(3)	(6)	(7)
δ [$\mu g/m^3$]			
0,2617	0,2664	0,258	0,2555



Rys. 7. Średnia odległość kwadratowa wyników pomiarów i wyników aproksymacji

Wartości średniej odległości kwadratowej wyników pomiarów i wyników aproksymacji są dla rozpatrywanych modeli na podobnym poziomie.

PODSUMOWANIE

W związku z przedstawionymi wynikami badań można sformułować następujące wnioski.

1. Uogólniony model imisji cząstek stałych PM10 jest funkcyjną zależnością imisji cząstek stałych PM10 od imisji tlenków azotu i imisji tlenku węgla.
2. Stwierdza się silną korelację między imisjami cząstek stałych PM10 oraz dwutlenku azotu i tlenku węgla; większe wartości współczynników korelacji są dla imisji cząstek stałych PM10 i tlenku węgla.
3. Nieliniowe modele emisji cząstek stałych PM10 nie charakteryzują się znacznie lepszą zgodnością z obiektem modelowania niż modele liniowe.
4. Różnice średniokwadratowe wyników symulacji z zastosowaniem modeli i pomiarów imisji cząstek stałych PM10 są najmniejsze dla modelu kwadratowego dwóch zmiennych niezależnych. Różnica ta w stosunku do modeli, zależnych wyłącznie od imisji tlenku węgla – nawet dla modelu liniowego, jest tylko nieznacznie większa.

Ocena skuteczności modeli, opracowanych zgodnie z kryterium podobieństwa strukturalnego i funkcjonalnego, jest niejednoznaczna. Trudność zastosowania modeli zbudowanych na zasadzie podobieństwa strukturalnego polega na konieczności identyfikacji wielu ich współczynników. Z kolei modele behawiorystyczne, jako wywodzące się wprost z danych empirycznych, są bardzo skuteczne, ale tylko w warunkach ich identyfikacji. Mimo tych trudności wydaje się bardziej racjonalne statystyczne potraktowanie zagadnienia identyfikacji modeli behawiorystycznych i – w konsekwencji – opracowania standardu zbiorów modeli behawiorystycznych emisji cząstek stałych PM10 dla reprezentatywnych warunków emisji i rozprzestrzeniania zanieczyszczeń.

LITERATURA

1. Bešlić I., Šega K., Šišović A.: PM10, CO and NOx concentrations in the Tuhobić road tunnel, Croatia. Int. J. Environment and Pollution, Vol. 25, Nos. 1/2/3/4, 2005, 251–262.
2. Brussels Environment. Brussels Institute for the Management of the Environment. Laboratory for Environmental Research: Black carbon, PM10 mass concentration, nitrogen monoxide, nitrogen oxides and particulate number concentration at the woluwe traffic site. Period July 2009 – June 2010. Preliminary Report. September 2010.
3. Chłopek Z., Żegota M.: The emission of particulate matter PM10 from vehicles. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, nr 1, (21), 2004, 3–13.
4. Chłopek Z.: Examination of a particulate matter PM10 immission model in the environment around road transport routes. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji, 1, 23–38, 2012, 121–136.
5. Chłopek Z.: Modele behawiorystyczne emisji cząstek stałych PM10 ze źródeł transportu drogowego. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, 1(82), 2011, 111–118.
6. Chłopek Z.: Testing of hazards to the environment caused by particulate matter during use of vehicles. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 2, 2012, 160–170.

7. Chłopek Z.: Wykorzystanie wyników badań empirycznych nadzorowania jakości powietrza do identyfikacji modeli imisji cząstek stałych PM10. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, 1(87), 2012, 52–61.
8. Environment Australia: Emission estimation technique manual for aggregated emission from motor vehicles. Version 1.0. Canberra 2000.
9. EPA: Addendum to Emission Factor Documentation for AP–42, Section 11.2.5 and 11.2.6 (now 13.2.1). Paved Roads. Final Report. September 1997.
10. Hoek G. et al.: Association between mortality and indicators of traffic–related air pollution in the Netherlands: a cohort study. Lancet 2002; 360,1203–1209.
11. Leksykon ekoinżynierii. Red. Gabriel Borowski. Polskie Towarzystwo Inżynierii Ekologicznej, Warszawa 2010.
12. Lohmeyer A., Düring I.: Quantifizierung der Feinstaubausbildung im Nahbereich von Straßen. Senatsverwaltung für Stadtentwicklung, Umweltschutz und Technologie. Berlin, Januar 2001.
13. Savitzky A., Golay M.J.E.: Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. Analytical Chemistry, 36, 1964, 1627–1639.
14. Wang F. et. al.: Particle number, particle mass and NOx emission factors at a highway and an urban street in Copenhagen. Atmos. Chem. Phys., 10, 2010, 2745–2764.
15. Wasserman L.: All of nonparametric statistics. Springer, 2007.

TESTING OF MODELS OF PARTICULATE MATTER PM10 IMMISSION

Abstract

In order to assess the risks to human health and the environment by the dust, it is necessary to monitoring the air quality by applying measurements and modelling. To assess the risk of particulate matter PM10 have been apply models their emission and immission. In modelling of particulate PM10 are used models developed on the principle of similarity, structural, and in modeling immission – on the principle of the functional similarity. In the work are generalized models of emission and immission of the particulate PM10. On the basis of the results of the empirical has been proposed detailed models of both the one–dimensional and two–dimensional.

Keywords: road transport, particulate matter, modelling.

Piotr Dudziński[1)], Andrzej Kosiara[2)], Adam Konieczny[3)]

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 Wrocławska, 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 – $\alpha=\text{arctg}(\mu)$,
- maksymalna masa i wymiary gabarytowe pozwalające na transport pojazdu przy pomocy samolotu Herkules,
- 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

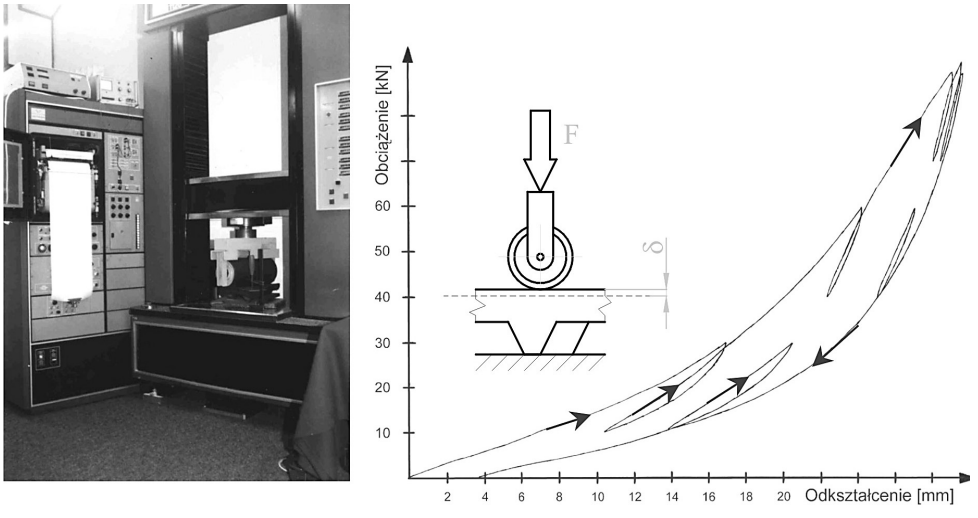
Analizując wymagania postawione pojazdowi uznano, że można je całościowo spełnić jedynie poprzez zastosowanie w pojeździe gąsienic elastomerowych. W czasie eksploatacji pojazdu z takimi gąsienicami nie występuje np.: tzw. efekt krawędziowania lokalnie zwiększający naciski gąsienicy stalowej na podłoże 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 zawieszeniami niezależnymi nie zapewniają minimalnych możliwych nacisków gąsienic 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 zawieszeń, 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 zawieszeniami 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

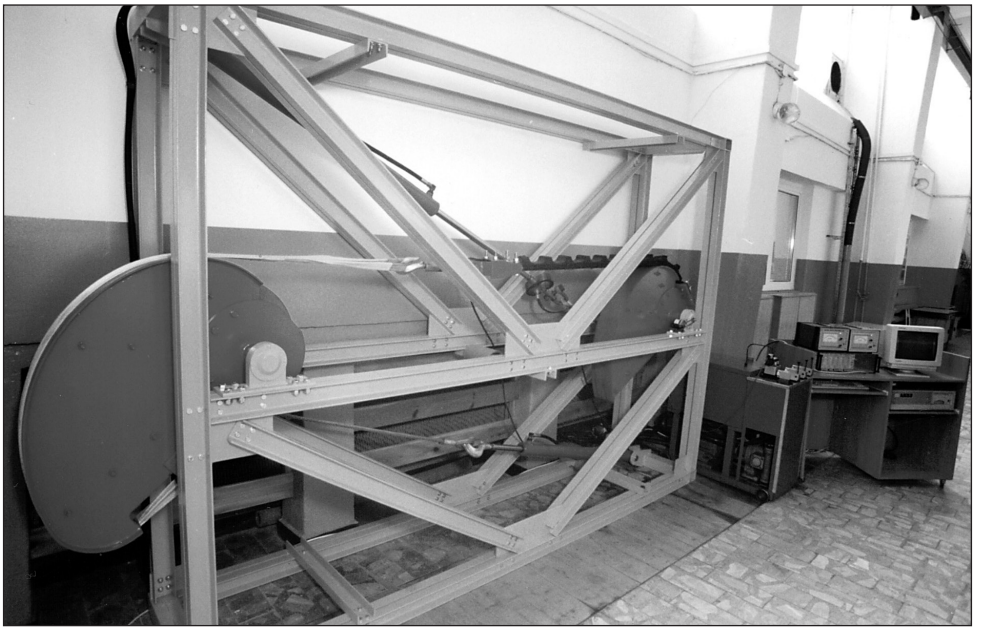
zgodnie z regułami metody sztywnych elementów skończonych. Podzielono gąsienicę na wiele mas skupionych, które zostały połączone ze sobą parami obrotowymi. W parach tych umieszczono sprężyny skrętne modelujące sztywność na zginanie gąsienicy. Dodatkowo każdy z elementów sztywnych miał zamodelowany kontakt 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 gąsienicy elastomerowej konieczne było zbudowanie specjalnego stanowiska badawczego [1], które zaprezentowano na rys. 2.



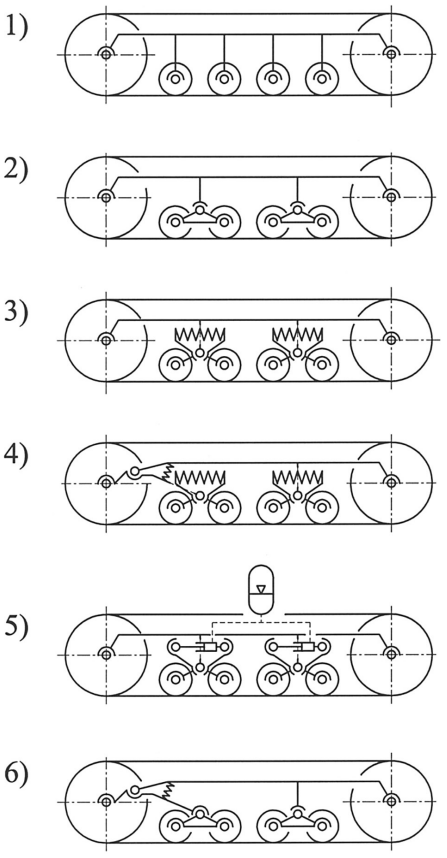
Rys. 2. Zbudowane stanowisko badawcze do określania sztywności zginania gąsienic elastomerowych

BADANIA SYMULACYJNE I WYBÓR STRUKTURY ZAWIESZENIA POJAZDU

Do badań symulacyjnych wybrano 6 zawieszeń rolek nośnych i kół zwrotnych. Wybrane zawieszenia przedstawiono na rys. 3. Pięć z nich wybrano z myślą o sprawdzeniu i ewentualnym zastosowaniu w projektowanym pojeździe. Jedno zawieszenie tzw. sztywne oznaczone cyfrą 1 na rys. 3 wybrano by jego osiągi stanowiły punkt odniesienia. Plan badań zakładał porównanie zawieszeń 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 gąsienic 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 zawieszenia rolek nośnych na komfort drganiowy operatora pojazdu zamieszczono na rys.4. Parametr,



Rys. 3. Struktury zawieszeń 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 tercjowych 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 zawieszeń 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(Ω) jest opisana zależnością (1).

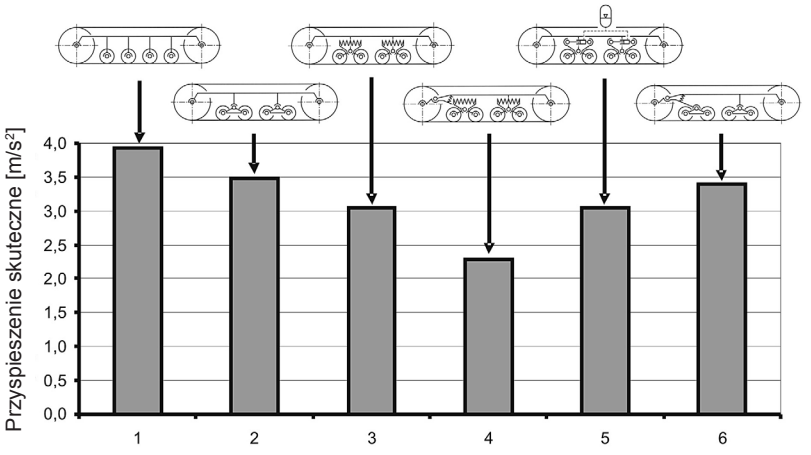
$$G(\Omega) = \begin{cases} G(\Omega_0) \cdot \left(\dfrac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w_1} & dla \quad \Omega \le \Omega_0 \\ G(\Omega_0) \cdot \left(\dfrac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w_2} & dla \quad \Omega > \Omega_0 \end{cases} \tag{1}$$

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

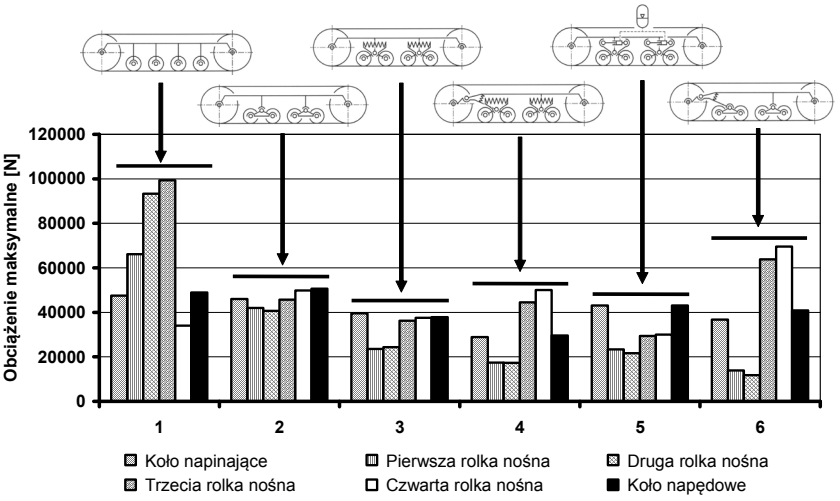
Badania symulacyjne wjazdów pojazdów z różnymi zawieszeniami rolek nośnych na sztywne przeszkody terenowe typu skarpa i rampa wykazały, że zawieszenie nr 3 zapewnia najmniejsze maksymalne obciążenia rolek nośnych i kół zwrotnych. Przykładowe wyniki z tych badań zamieszczono na rysunku 5.

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 zawieszeń 3, 4, 5 z elementami sprężystymi. Dla pojazdów stojących na płaskim piaszczystym podłożu nie zdiagnozowano dużych różnic w wartościach nacisków maksymalnych.

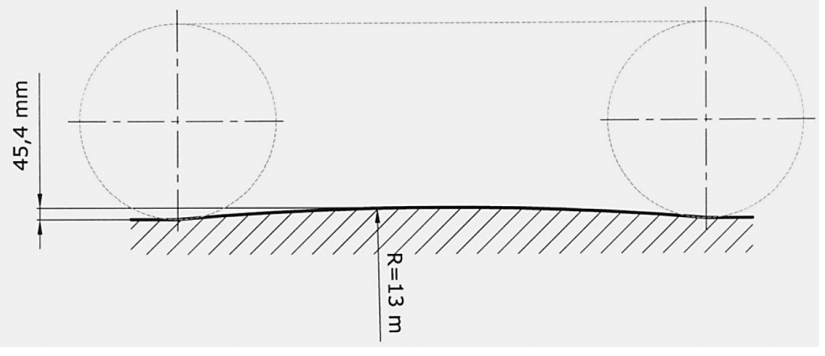


Rys. 4. Wartości przyśpieszeń skutecznych działających na środki ciężkości pojazdów poruszających się z prędkością 5 m/s po testowym odcinku drogi nieodkształcalnej z nierównościami stochastycznymi



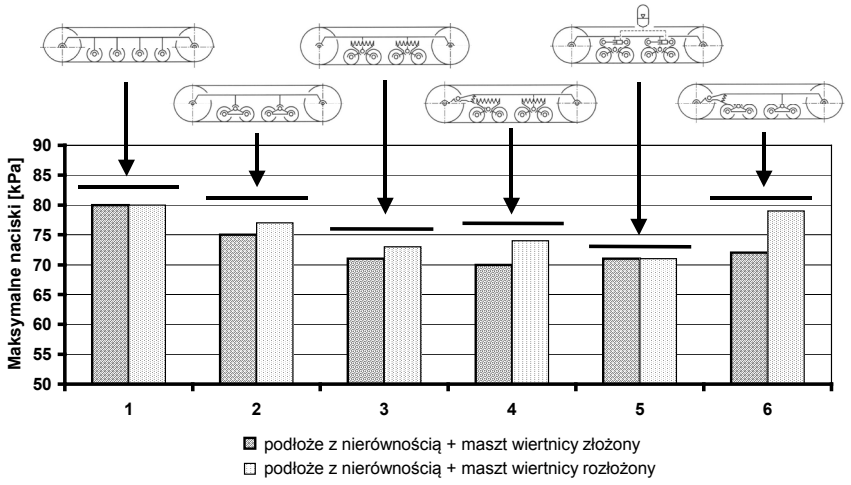
Rys. 5. Wartości maksymalnych obciążeń działających na koła i rolki nośne pojazdów z różnymi zawieszeniami wjeżdżającymi na skarpę z prędkością 1 m/s

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 zawieszeń. 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)

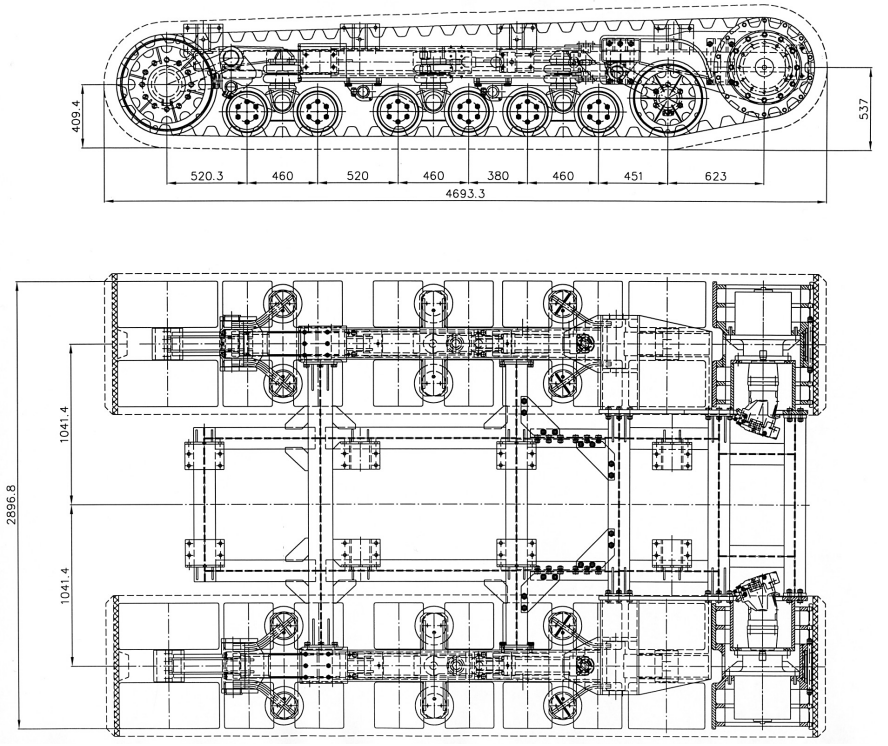
o większej nośności. W sytuacji, kiedy pojazdy stały na piaszczystej nierówności najlepszym zawieszeniem z punktu widzenia minimalizacji nacisków maksymalnych okazało się zawieszenie nr 4. W przypadku, gdy pojazdy miały dodatkowo rozłożony maszt wiertnicy najlepszym zawieszeniem okazało się zawieszenie nr 5. Mimo to zdecydowano się ostatecznie na zastosowanie w pojeździe zmodyfikowanego zawieszenia nr 4, które to wypadało 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 WIERTNICY 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.

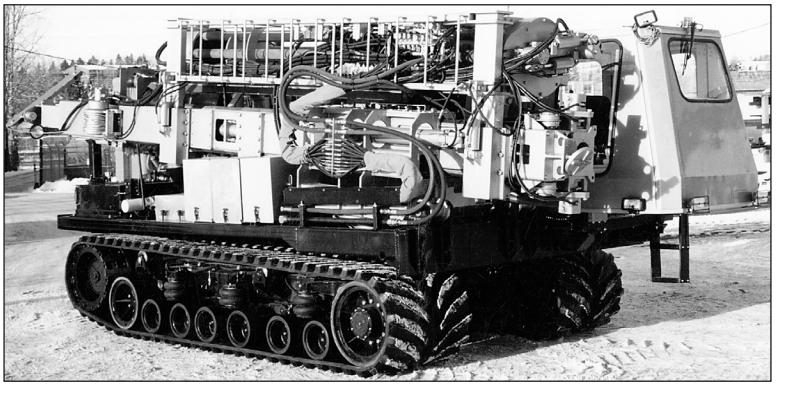
Zastosowano zawieszenie zależne z elementami sprężystymi dla wszystkich kół będących w kontakcie z drogą. Koła napędowe pojazdu uniesiono powyżej linii styku gąsienic z podłożem. Zrobiono tak, aby uniknąć problemów z koniecznością doprowadzania napędu do kół zawieszonych na wahaczach oraz w celu poprawy 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 jezdnym 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 zawieszeniami rolek nośnych uzyskano dane, które pozwoliły na racjonalny wybór struktury układu jezdnego wiertnicy. Słuszność wyciągniętych wniosków na podstawie badań numerycznych potwierdziły późniejsze badania eksperymentalne. Kierowcy i pasażerowie pojazdu z zaprojektowanym układem jezdnym 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.

Mieczysław Dziubiński[1)]

BADANIA SYMULACYJNE UKŁADU WTRYSKU BENZYNY BOSCH MOTRONIC

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wybranych urządzeń elektrycznych pojazdów samochodowych. Badania przeprowadzono dla elektronicznego układu wtrysku paliwa Motronic firmy Bosch. W ramach badań zarejestrowano czasy wtrysku paliwa oraz przeprowadzono symulacje uszkodzeń elementów mechatronicznych. Doświadczalne badania symulacyjne umożliwiają analizę poszczególnych sygnałów czujników i ich wpływ na ekologiczne aspekty procesu spalania. Badania przeprowadzono dla oryginalnego sterownika układu wtrysku paliwa MA 1.7 firmy Bosch oraz na obiekcie rzeczywistym systemu Mono-Motronic rejestrując składniki procesu spalania przy użyciu analizatora spalin.

Słowa kluczowe: układ wtrysku paliwa, czujniki, analiza procesu spalania.

WPROWADZENIE

Badania symulacyjne są często jedynym sposobem wiodącym do przeprowadzenia skutecznej analizy porównawczej sterowania obiektami nieliniowymi, o stochastycznie zmiennych parametrach i warunkach pracy. Badania takie znacznie zmniejszają koszt eksperymentu i pozwalają na precyzyjną analizę, która nie zależy od czynników zakłócających trudnych do wyeliminowania na stanowisku badawczym [1, 2, 4].

Opracowanie precyzyjnych algorytmów sterowania wtryskiem stało się impulsem do zbudowania układów zasilania sterowanych mikroprocesorowo. Sterownik silnika będąc mikrokomputerem otrzymuje sygnały z przetworników i czujników o bieżącym stanie silnika, o żądaniach kierowcy i stanie stabilności samochodu na drodze, na który ma wpływ układ napędowy. Po opracowaniu sygnałów i skorzystaniu ze strategii sterowania zawierającej modele i tablice parametrów stałych, jest obliczany czas otwarcia wtryskiwacza. Dawka paliwa zależy od czasu jego otwarcia, ponieważ spadek ciśnienia na wtryskiwaczu, w układach wtrysku do kolektora dolotowego, jest stały. W układach bezpośredniego wtrysku dawka zależy też od sterowanego ciśnienia wtrysku. Sterownik silnika steruje między innymi:

- układami stabilizacji prędkości biegu jałowego;
- włączaniem pompy paliwa;

[1)] Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Lubelska, e-mail: m.dziubinski@pollub.pl

- uchyleniem przepustnicy powietrza;
- recyrkulacją spalin;
- dopływem wtórnego powietrza;
- opróżnianiem i regeneracją filtra z węglem aktywnym;
- układem doładowania;
- układem zmiany faz rozrządu;
- układem wyłączania cylindrów z pracy;
- układem zapłonowym;
- załączaniem sprężarki klimatyzacji [9, 10].

W nowszych rozwiązaniach sterownik silnika wymienia informacje z innymi sterownikami samochodu przez szynę CAN. Wymiana danych dotyczy sterownika układu napędowego, sterownika zabezpieczenia pojazdu przed kradzieżą, sterownika urządzeń komfortu. Ta wymiana informacji pozwala sterować silnikiem tak aby nie przekraczając dopuszczalnych emisji toksyn i hałasu, zapewniając stabilny ruch pojazdu na drodze, spełnić oczekiwania kierowcy. Optymalne sterowanie musi też zapewnić jak najmniejsze zużycie paliwa w danych warunkach [9].

Podstawowym wskaźnikiem pracy silnika ZI jest współczynnik nadmiaru powietrza. Jeśli sterownik określi ten współczynnik dla danych warunków pracy, to do wyznaczenia dawki paliwa wystarczy wyznaczyć ilość napływającego do silnika powietrza. Bardzo trudne do optymalnego sterowania są stany przejściowe pracy silnika. Uwzględnienie zjawisk dynamicznych, takich jak: ciśnienie w kolektorze dolotowym, skraplanie paliwa na zimnych ściankach kolektora i cylindra, zawirowania i strefy różnego składu mieszanki oraz inne, jest bardzo trudne. Zastosowanie w ostatnich latach adaptacyjnego sterowania pracą silników samochodowych poprawiło jakość sterowania przy zmieniających się parametrach struktur, np. niepowtarzalność produkcji silników, zużycie eksploatacyjne.

Osiągnięcie zadawalających rezultatów w tym kierunku umożliwia zastosowanie w pojazdach elektroniki co pozwala na precyzyjne dostosowanie dawki paliwa. Odpowiednio dobrana mieszanka tak by mogła ulec w zupełności spaleniu i możliwość uzyskania w wyniku jej spalenia maksymalnej pracy ,powoduje iż można kontrolować emisje składników toksycznych i zwiększać trwałość silnika. Dlatego zastosowanie sterowników we współczesnych silnikach stało się rzeczą nierozłączną. Zastosowanie znacznej ilości czujników pozwalających na ciągłą kontrole pracy silnika i sterowanie dawką paliwa dla zadanych warunków pracy silnika stwarza większe ryzyko wystąpienia uszkodzenia któregokolwiek z elementów całego systemu sterowania [3, 5, 7, 8].

Wystąpienie uszkodzenia któregokolwiek z czujników związanych z praca silnika niesie ze sobą następstwa w niewłaściwej jego pracy a co z tym się wiąże powoduje większe skażenie środowiska naturalnego. Obecnie stosowane sterowniki posiadają funkcje trybu awaryjnego umożliwiającą dalszą prace silnika przy uszkodzonym jednym z czujników dobierając zastępczą wartość sygnału dla sterownika

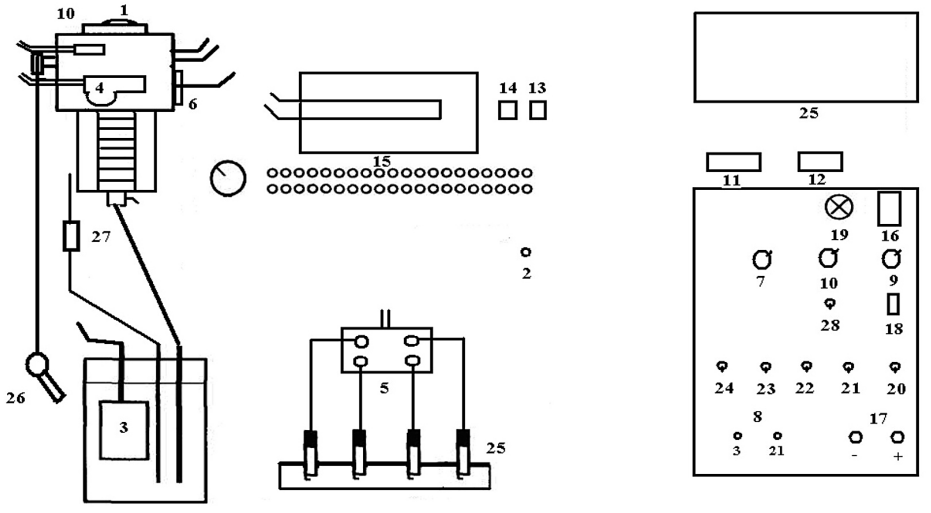
Dlatego tak ważne jest aby te uszkodzenia występowały jak najrzadziej a ich ewentualne powstanie miało jak najmniej odczuwalne skutki. Badania symulacyjne mają na celu wskazanie zależności pomiędzy uszkodzeniami powstałymi w torze paliwowym i ich skutkami przekładającymi się na skażenie środowiska. Analiza sygnałów czujników i odpowiedzi na niewłaściwy sygnał przez sterownik pozwoli przy wykorzystaniu analizatora spalin wskazać w jakim stopniu nastąpi zmiana składników toksycznych.

BADANIA SYMULACYJNE

Opis stanowiska

Badania symulacyjne wymagały wykonania stanowiska układu wtryskowego Mono-Motronic MA 1.7. Układ pochodzi z samochodu Fiat Tempra 1.6 IE (55kW).

Stanowisko umożliwia obserwację pracy układu wtryskowego w różnych warunkach (rys. 1). Możliwe jest to, przez zmianę sygnałów z czujnika położenia przepustnicy, czujnika temperatury płynu chłodzącego, czujnika temperatury powietrza, sondy lambda oraz czujnika hallotronowego. Elektroniczne urządzenie sterujące od-



Rys. 1. Schemat stanowiska do badania układu wtryskowego Mono-Motronic MA 1.7: 1 - wtryskiwacz, 2 – elektrozawór oczyszczania par paliwa, 3 – pompa paliwa, 4 – silnik regulacji na biegu jałowym, 5 – cewka zapłonowa, 6 – czujnik położenia przepustnicy, 7 – czujnik tlenu, 8 – czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, 9 – czujnik temperatury silnika, 10 – czujnik temperatury powietrza, 11 – miernik czasu wtrysku, 12 –obrotomierz, 13 – przekaźnik główny, 14 – przekaźnik pompy paliwa, 15 – zespół sterowania, 16 – włącznik zapłonu, 17 – zasilanie (+, -), 18 – przełącznik bezwładnościowy, 19 – lampka kontrolna, 20 – symulacja uszkodzenia czujnika temperatury silnika, 21 – symulacja uszkodzenia czujnika temperatury powietrza, 22 – symulacja uszkodzenia czujnika tlenu, 23 – symulacja uszkodzenia czujnika położenia przepustnicy, 24 – symulacja uszkodzenia nastawnika przepustnicy, 25 – świece zapłonowe, 26 – regulacja położenia przepustnicy, 27 – filtr paliwa, 28 – przełącznik czujnika powietrza (rzeczywisty/symulacja)

czytuje zmianę sygnałów i ustala dawkę wtryskiwanego paliwa możliwą do zaobserwowania. Dodatkowe urządzenie (miernik czasu wtrysku) pozwala na pomiar czasu wtrysku w różnych warunkach pracy symulowanych przez obsługującego tablicę pomiarową.

Stanowisko zbudowane jest z następujących układów:

- układu elektrycznego, w skład, którego wchodzi: elektroniczne urządzenie sterujące, instalacja elektryczna;
- układu z czujnikiem indukcyjnym symulującym zmianę prędkości obrotowej wału korbowego ;
- układu paliwowego, który składa się z elektrycznej pompy paliwa, filtra i manometru służącego do pomiaru ciśnienia w układzie.

Celem badań jest przeprowadzenie symulacji na stanowisku pomiarowym oraz obserwacja zmiany czasu wtrysku w zależności od zmiany parametrów wybranych czujników układu wtryskowego wprowadzanych do sterownika.

Na stanowisku do badań symulacyjnych układu Mono-Motronic będą przeprowadzone następujące badania:

- pomiar zmiany czasu wtrysku paliwa w zależności od zmiennych symulowanych warunków pracy układu wtryskowego,
- symulacja uszkodzeń czujników układu wtryskowego oraz ich wpływ na zmianę czasu wtrysku.

Badanie zmiany czasu wtrysku paliwa w zależności od stopnia uchylenia przepustnicy

Badanie $t_w = f(\alpha_p)$ przeprowadzono dla następujących warunków ustalonych:

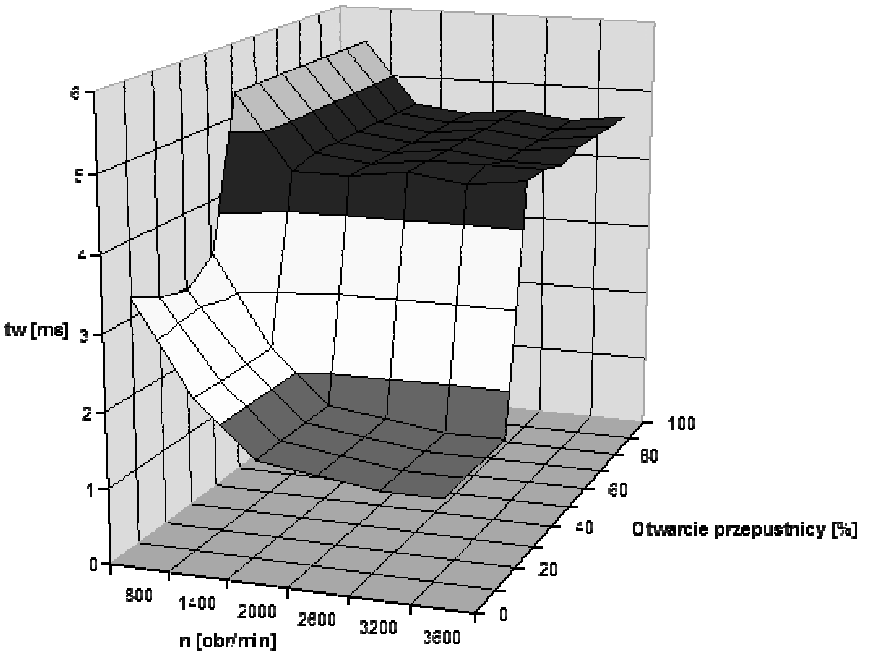
- temperatura płynu chłodzącego: $T_s = 80$ °C, (353 K);
- temperatura powietrza w układzie dolotowym: $T_p = 20$ °C, (293 K)
- napięcie sondy lambda: $\lambda = 0{,}4$ V.

Badanie przeprowadzono dla uchylenia przepustnicy w zakresie od 0° do 100°, ze skokiem, co 10°. Pomiar przeprowadzono przy różnych prędkościach obrotowych od n = 800 obr/min. do n = 3600 obr/min. Prędkość obrotowa n = 3600 obr/min. była prędkością maksymalną ponieważ sterownik MA 1.7. przy tej prędkości odcinał wtrysk paliwa.

Wyniki badań zostały przedstawione na rysunku 2.

Symulacja uszkodzeń czujników układu wtryskowego oraz analiza ich wpływu na zmianę czasu wtrysku paliwa

Pomiary czasu wtrysku w zależności od symulacji uszkodzeń czujników układu wtryskowego, przeprowadzono dla następujących danych:



Rys. 2. Zmiana czasu wtrysku paliwa $t_w = f(\alpha_p)$

1. Układ bez uszkodzeń:
   – temperatura płynu chłodzącego: Ts = 80° C, (253 K);
   – temperatura powietrza: T_p = 20 °C, (293 K);
   – napięcie sondy lambda: λ = 0,4 V.
2. Uszkodzenie czujnika temperatury płynu chłodzącego T_s.
   – temperatura powietrza: T_p = 20 °C, (293 K);
   – napięcie sondy lambda: λ = 0,4 V.
3. Uszkodzenie czujnika temperatury powietrza T_p.
   – temperatura płynu chłodzącego: T_s = 80 °C, (253 K)
   – napięcie sondy lambda: λ = 0,4 V.
4. Uszkodzenie sondy lambda λ.
   – temperatura powietrza: T_p = 20° C, (293 K)
   – temperatura płynu chłodzącego: T_s = 80 °C, (253 K);
5. Uszkodzenie czujnika położenia przepustnicy.
   – temperatura płynu chłodzącego: Ts = 80 °C, (253 K);
   – temperatura powietrza: T_p = 20° C, (293 K);
   – napięcie sondy lambda: λ = 0,4 V.
6. Uszkodzenie nastawnika przepustnicy.
   – temperatura płynu chłodzącego: Ts = 80 °C, (253 K);
   – temperatura powietrza: T_p = 20 °C, (293 K)
   – napięcie sondy lambda: λ = 0,4 V.

Pomiar przeprowadzono dla stałej prędkości obrotowej n = 800 obr/min, co dopowiada całkowicie zamkniętej przepustnicy $\alpha_p = 0°$.

Pomiar powtórzono dla różnych prędkości obrotowych w zakresie n = 800–3600 obr/min. i odpowiadającym im otwarciu przepustnicy $\alpha_p = 10°–50°$. Zestawienie wyników czasów wtrysku (tw [ms]) dla uszkodzeń poszczególnych czujników przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników tw dla uszkodzeń poszczególnych czujników

Symulacja błędów			tw [ms]					
Lp.	α_p [%]	n [obr/min]	bez błędów	czujnik temperatury chłodziwa	czujnik temperatury powietrza	czujnik tlenu	czujnik przepustnicy	nastawnik przepustnicy
1	0	800	3,6	2,6	3	4,6	2,6	2,6
2	10	1400	5,2	4,4	5,4	6,3	4,4	4,4
3	20	2000	5,1	4,4	5,3	5,6	4,4	4,4
4	30	2600	4,8	4,4	5,3	5,5	4,4	4,4
5	40	3200	4,4	4,4	5,3	5,5	4,4	4,4
6	50	3600	4,4	4,4	5,3	5,5	4,4	4,4

Badania z użyciem analizatora spalin dla wybranych uszkodzeń

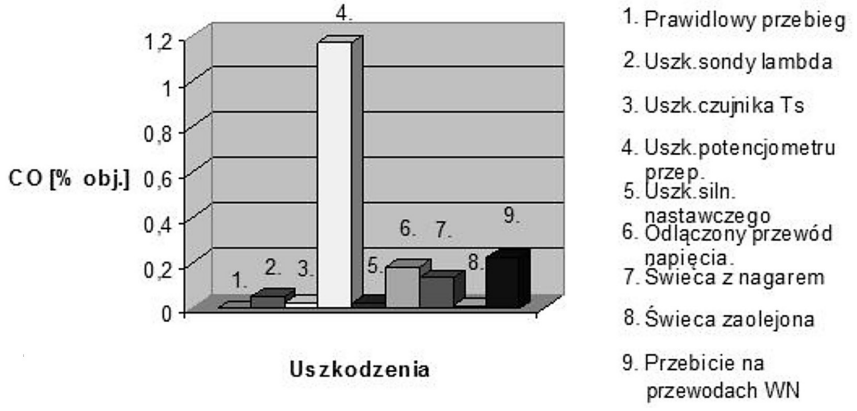
Badania zostały przeprowadzone na hamowni silnikowej Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej. Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu analizatora spalin Bosch RTT 110 rok produkcji 1993. Badania przeprowadzono dla pojazdu marki Volkswagen Golf III zasilany jednopunktowym wtryskiem paliwa o pojemności 1600 cm^3 z 1995 roku. Wyniki badań zostały umieszczone w tabelach, a różnice w składzie spalin dla poszczególnych składników przedstawiono na rysunkach.

Badania przeprowadzano na silniku rozgrzanym (ts. 80 °C) przy prędkości obrotowej 850 [obr\min],wyjątkiem był pomiar dla silniczka nastawczego gdzie prędkość wynosiła [1070 obr\min]

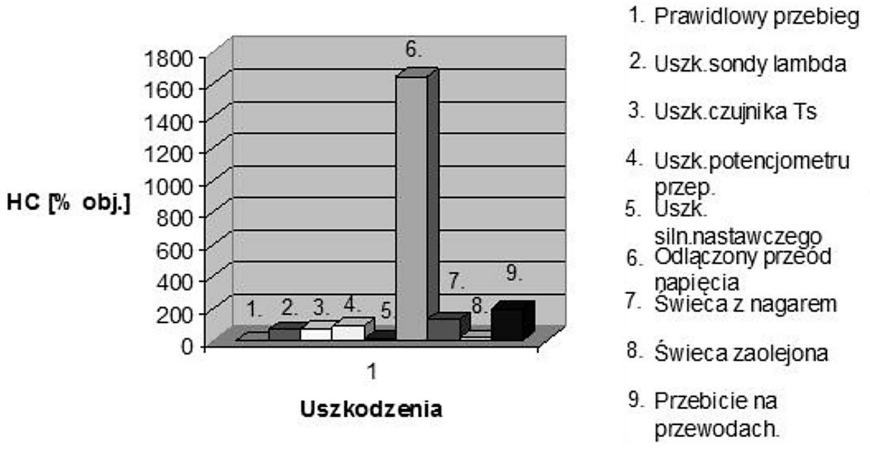
Dla potrzeb badań zasymulowano następujące rodzaje uszkodzeń ,oraz wykonano analizę wyników silnika sprawnego oraz poszczególnych uszkodzeń pod względem analizy spalin:

- odłączona sonda λ,
- odłączony czujnik temperatury,
- odłączony potencjometr przepustnicy,
- odłączony silnik nastawczy,
- odłączony przewód wysokiego napięcia pierwszego cylindra,
- uszkodzona świeca (pokryta nagarem),
- uszkodzona świeca (zaolejona),
- przebicie na przewodach wysokiego napięcia.

Zawartość CO w odniesieniu do poszczególnych uszkodzeń przedstawiono na rysunku 3. natomiast zawartość węglowodorów HC w odniesieniu do poszczególnych uszkodzeń przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 3. Zawartość CO w odniesieniu do poszczególnych uszkodzeń



Rys. 4. Zawartość węglowodorów HC w odniesieniu do poszczególnych uszkodzeń

PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić iż duży wpływ na czas wtrysku posiada kąt otwarcia przepustnicy i jeżeli ten kąt jest większy to czas wtrysku jest dłuższy. Symulując uszkodzenia poszczególnych czujników można stwierdzić, że największe wartości czasu wtrysku (tw [ms]) występują przy uszkodzeniu sondy lambda. Uszkodzenie nastawnika przepustnicy powoduje ograniczenie

czasu wtrysku (tw) co związane jest z adaptacją sterownika dla nominalnej prędkości biegu jałowego.

Odpowiedzią na uszkodzenie potencjometru przepustnicy, było zwiększenie obrotów biegu jałowego. Przekroczona została wartość CO, natomiast wartość węglowodorów HC wrosła pozostając jednak w granicach normy. Wartość ë spadla co wpłynęło na wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej.

Podczas badania składu spalin dla odłączonego przewodu wysokiego napięcia pierwszego cylindra gwałtownie wzrosła wartość węglowodorów HC przekraczając dopuszczalne normy.

Wiedza na temat sposobów oceny właściwości ekonomicznych ze względu na zużycie paliwa oraz ekologicznych ze względu na emisję zanieczyszczeń w czasie eksploatacji pojazdów staje się dużo bogatsza w przypadku analizy uszkodzeń (symulacji) elektrycznych urządzeń pojazdów samochodowych.

LITERATURA

1. Auto poradnik. Kody usterek. Wydawnictwo Auto, Warszawa 1999.
2. Auto poradnik. Wtrysk benzyny. Wydawnictwo Auto, Warszawa 1999.
3. Bosch. Sterowanie silników o zapłonie iskrowym, WKŁ Warszawa 2002.
4. White C., Randal M., Kody usterek. WKŁ, Warszawa 2006.
5. Dziubiński M., Elektroniczne układy pojazdów samochodowych, Wydawnictwo Gabriel Borowski, Lublin 2004.
6. Dziubiński M., Laboratorium elektrotechniki i elektroniki samochodowej. WPL, Lublin 2004.
7. Dziubiński M., Ocioszyński J., Walusiak S., Elektrotechnika i elektronika pojazdów samochodowych. WPL, Lublin 1999.
8. Kasedorf J., Układy wtryskowe benzyny. WKŁ, Warszawa 2000.
9. Kneba Z., Makowski S., Zasilanie i sterowanie silników. WKŁ, Warszawa 2004.
10. Wendeker M., Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.

THE RESEARCH OF SIMULATION OF THE FUEL'S INJECTION SYSTEM BOSCH MOTRONIC

Abstract

The paper presents the results of simulations of selected electrical equipment in the cars. The study was conducted for the electronic fuel injection system Bosch Motronic. The study recorded the fuel injection timing and simulation of mechatronic elements damages. The experimental simulation studies enable analysis of various sensor signals and their impact on the ecological aspects of the combustion process. The study was conducted for the original fuel injection system controller Bosch MA 1.7 and the real object Mono-Motronic system components of the combustion process by registering with the exhaust gas analyzer.

Key words: fuel injection system, sensors, analysis of the combustion process.

Tadeusz Gromadowski[1)], Dariusz Więckowski[2)]

ANALIZA DRGAŃ PIONOWYCH ODDZIAŁYWUJĄCYCH NA DZIECKO W SAMOCHODZIE Z ZASTOSOWANIEM WYMUSZENIA SYGNAŁEM BIAŁEGO SZUMU

Streszczenie. Artykuł dotyczy badań eksperymentalnych związanych z oddziaływaniem drgań pionowych na organizm dziecka siedzącego w foteliku podczas jazdy w samochodzie i porównaniu z oddziaływaniem takich drgań na człowieka dorosłego. Do badań wykorzystano manekiny: dziecka i osoby dorosłej. Manekin dziecka był posadowiony na dwóch typach fotelików: konwencjonalnym i z systemem ISOFIX. Dokonano wymuszenia sygnałem białego szumu na specjalnym stanowisku badawczym. Przeprowadzono analizę w dziedzinie częstotliwości. W pracy zaprezentowano wnioski z przeprowadzonej analizy.

Słowa kluczowe: przewożenie dzieci w fotelikach, biały szum, drgania pionowe, analiza w dziedzinie częstotliwości.

WPROWADZENIE

Badania homologacyjne dotyczące fotelików dziecięcych skoncentrowane są głównie na ocenie zabezpieczenia przed szkodliwymi skutkami zderzeń [24]. Nie obejmują one wpływu drgań (występujących podczas jazdy) na organizm dziecka, które są źródłem zarówno dyskomfortu, jaki i negatywnego wpływu na zdrowie.

Należy zauważyć, że ze wszystkich rodzajów środków transportu największe zagrożenie ze względu na drgania występuje w transporcie samochodowym [6]. Na przełomie wieków zwiększył się (i dalej się zwiększa) czas, jaki ludzie spędzają w samochodach [4].

Obecnie zwiększyło się również zainteresowanie dziećmi przewożonymi w fotelikach samochodowych, nie tylko pod kątem bezpieczeństwa biernego, ale także oddziaływania drgań. Ze względu na oddziaływanie drgań na dzieci, szczególnie pionowych, bardzo istotne są przejazdy na długich dystansach – uwzględnienie aspektów medycznych: [5], [7], [8].

Opracowane liczne dokumenty normatywne świadczą o tym, że stosunkowo szeroko opisane jest zagadnienie wpływu drgań na organizm ludzi dorosłych: [12–23]. Natomiast w przypadku dzieci tematyka ta wciąż jest w początkowej fazie rozpo-

[1)] Przemysłowy Instytut Motoryzacji, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, e-mail: t.gromadowski@pimot.org.pl

[2)] j.w., e-mail: d.wieckowski@pimot.org.pl

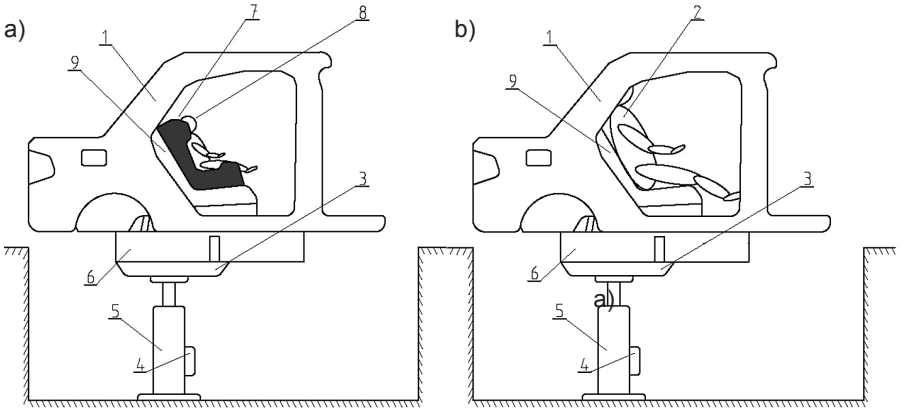
znania i nie ma opracowanych tego typu dokumentów normatywnych. Świadczy to o tym, że kwestią otwartą jest ocena oddziaływania drgań na dzieci, których cechy antropologiczne są inne niż osób dorosłych [2], [3].

W Przemysłowym Instytucie Motoryzacji od kilku lat prowadzone są badania związane z oddziaływaniem drgań na dzieci siedzące w fotelikach podczas jazdy. Wyniki z tych badań opisane np. w pracy [9] oraz w publikacjach [10] i [11] wykazały potrzebę prowadzenia badań eksperymentalnych związanych z oddziaływaniem drgań pionowych na organizm dziecka siedzącego w foteliku, podczas jazdy w samochodzie. Zwrócono uwagę na różnicę oddziaływania drgań pionowych podczas jazdy między dzieckiem, a osobą dorosłą, przy czym poziom oddziaływania tych drgań wcale nie jest korzystny dla dziecka. Stwierdzono także różnice w wynikach uzyskanych z oddziaływania drgań na dziecko w zależności od rodzaju zastosowanego fotelika. Podkreślono także fakt braku badań w tym zakresie.

Celem tej pracy jest przedstawienie wyników (w dziedzinie częstotliwości) uzyskanych podczas badań drgań pionowych oddziaływujących na dziecko posadowione w foteliku, z wykorzystaniem sygnału „białego szumu".

OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

W Przemysłowym Instytucie Motoryzacji opracowano koncepcję, a następnie zbudowano stanowisko do badań oddziaływania drgań na pasażerów siedzących na tylnej kanapie samochodu (dziecko siedzące w foteliku oraz człowieka dorosłego) (rys. 1). Do przeprowadzenia testów wykorzystano manekiny: człowieka dorosłego – HYBRID II (H2) i DZIECKA (D).



Rys. 1. Schemat stanowiska: a) widok posadowionego manekina DZIECKO w foteliku, b) widok posadowionego manekina HYBRYD II: 1 – nadwozie, 2 – manekin człowieka dorosłego, 3 – płyta pomiarowa, 4 – serwozawór elektrohydrauliczny siłownika, 5 – siłownik hydrauliczny, 6 – rama mocująca nadwozie, 7 – fotelik, 8 – manekin dziecka, 9 – kanapa tylna

Kompletna tylna cześć nadwozia samochodu (1) zamocowana jest przy pomocy ramy mocującej (6) do płyty pomiarowej (3) połączonej z siłownikiem hydraulicznym (5), który sterowany jest za pomocą serwozaworu elektrohydraulicznego (4). Nadwozie wyposażone jest w kanapę tylną (9) umożliwiającą posadowienie na siedzisku manekina dziecka (8) w foteliku (7) (rys. 6.1.a) oraz manekina osoby dorosłej (2) (rys. 6.1.b). Podstawowe zalety tak zbudowanego stanowiska to:

– możliwość zamontowania fotelików i posadowienia manekinów tak, jak to miało miejsce w badaniach drogowych,
– możliwość rozmieszczenia czujników pomiarowych w tych samych miejscach tak, jak w przypadku badań drogowych,
– zastosowanie kompletnego fragmentu nadwozia samochodu marki Daewoo typ Lanos, a więc takiego samego jak w badaniach drogowych.

W ten sposób uzyskano połączenia szczególnych cech stanowiska: odtworzenia warunków początkowych takich, jakie były w przypadku badań drogowych w rzeczywistym samochodzie i uzyskanie możliwości powtarzania testów w tych samych warunkach. Dzięki temu wyniki badań stanowiskowych są adekwatne do badań drogowych i można je wzajemnie odnosić.

Na tylnym siedzisku z lewej strony umieszczony był manekin HYBRID II (H2) o masie 75 kg, mocowany za pomocą klasycznych 3-punktowych pasów bezpieczeństwa. Z prawej strony siedziska kanapy tylnej zamocowany był fotelik dziecięcy, w którym posadowiony był manekin DZIECKO (D) o masie 15 kg. Do pomiarów wykorzystano 6 fotelików – 4 foteliki klasyczne typu STANDARD oraz dwa z systemem ISOFIX. W kolejnych seriach pomiarów manekin DZIECKO posadowiony był kolejno na każdym z fotelików. W tej pracy przedstawiono przykładowe wyniki z badań z zastosowaniem fotelika STANDARD (FS) i ISOFIX (FX).

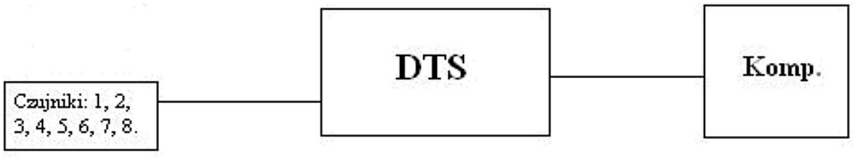
Mocowanie manekina DZIECKO w fotelikach wykonano zgodnie z instrukcjami dołączonymi do tych fotelików. Na rysunkach 2 i 3 pokazano przykładowe

Rys. 2. Fotelik FS standard z manekinem DZIECKO (D) oraz manekin HYBRID II (H2) na stanowisku

Rys. 3. Fotelik FX typu ISOFIX z manekinem DZIECKO (D) oraz manekin HYBRID II (H2) na stanowisku

zamocowanie fotelików: konwencjonalnego (standard) i typu ISOFIX z manekinem DZIECKO oraz posadowionego manekina H2.

Podczas badań sygnały pomiarowe rejestrowano za pomocą zbudowanego toru pomiarowego schematycznie przedstawionego na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat toru pomiarowego (DTS – rejestrator cyfrowy)

Do pomiarów zastosowano jednoosiowe piezorezystywne czujniki przyspieszenia Brül&Kjear typ 4574 umieszczone w następujących miejscach:
- czujnik nr 1 – podłoga samochodu (P),
- czujnik nr 2 – manekin HYBRID II głowa (H2G),
- czujnik nr 3 – manekin HYBRID II tors (H2T),
- czujnik nr 4 – manekin HYBRID II miednica (H2B),
- czujnik nr 5 – siedzisko kanap tylnej pod manekinem HYBRID II (K),
- czujnik nr 6 – manekin DZIECKO głowa (DG),
- czujnik nr 7 – manekin DZIECKO miednica (DT),
- czujnik nr 8 – pod fotelikiem manekina DZIECKO (Kf).

Do rejestracji sygnałów użyto rejestratora cyfrowego TDAS DTS Pro Lab. Częstotliwość próbkowania 500 Hz.

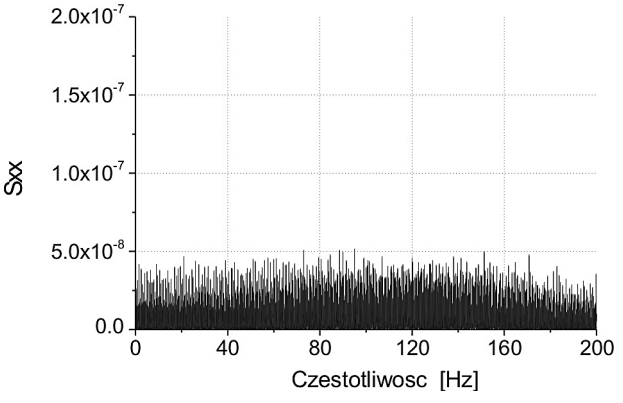
Do badań wykorzystano manekiny, chociaż ideałem byłoby wykonać badania na organizmach żywych, czyli w tym przypadku na osobie dorosłej i dziecku. Jednak jest

to trudne, jeśli nie niemożliwe, do zrealizowania. O ile można sobie wyobrazić udział osoby dorosłej w pewnych rodzajach testów, to udział dziecka w wieku około 3 lat (15 kg masy ciała) jest trudny do wyobrażenia. Ponieważ badania związane z oddziaływaniem drgań na organizm dziecka są obecnie w początkowej fazie rozwoju, a w przypadku dzieci przewożonych w fotelikach dopiero zaczyna dostrzegać się te kwestie, należy w badaniach eksperymentalnych bazować na tym, co jest dostępne. I tu mogą mieć zastosowanie manekiny [1]. Ponieważ w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji są one wykorzystywane do różnych testów, to również i w tych badaniach postanowiono je zastosować. Przydatność badań z wykorzystaniem manekinów (dziecka i osoby dorosłej) została sprawdzona i opisana w pracy w pracy [9]. Badania te były kontynuowane, a ich wyniki są opisane miedzy innymi w [10] i [4]. Należy jeszcze raz podkreślić brak wyników badań dotyczących oddziaływania drgań na organizm dziecka posadowionego w foteliku podczas jazdy w samochodzie. Dlatego każde zrealizowane badania, które mogą doprowadzić do postępu w tym temacie, to jest uzyskania jakiś konkretnych wyników, pozyskaniu informacji, czy danych – tym samym stają się pomocne do rozpoznania takiego oddziaływania drgań na żywy organizm dziecka. Jest to wystarczające uzasadnienie do wykorzystania w badaniach manekinów.

ANALIZA W DZIEDZINIE CZĘSTOTLIWOŚCI – „BIAŁY SZUM”

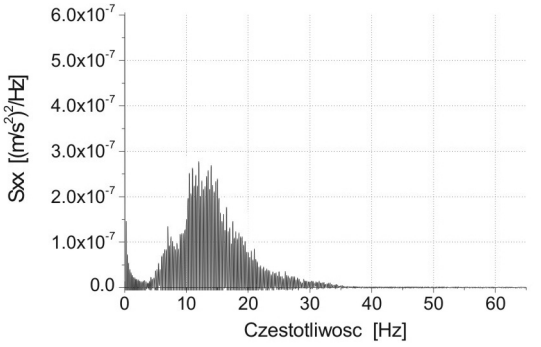
Wszystkie rzeczywiste układy dynamiczne mają skończoną szerokość pasma przenoszenia. Poddając takie układy wymuszeniom w postaci sygnałów losowych o płaskich widmach częstotliwości, których szerokość jest większa od szerokości pasma przenoszenia (biały szum) można dokonać specyficznych analiz.

Wykonano analizę widmową w oparciu o sygnał „białego szumu” (rys. 5) w zakresie częstotliwości 0-200 Hz. W zasadzie jest to quasi „biały szum”. Jako przykładowe zaprezentowano wyniki uzyskane dla fotelika STANDARD - FS i ISOFIX - FX.

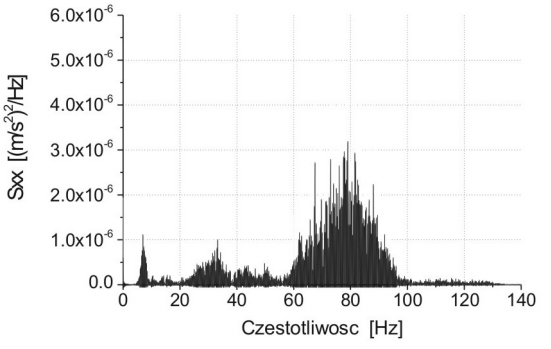


Rys. 5. Zastosowany sygnał „biały szum”

Na rysunku 6 przedstawiono wartości gęstości widmowych mocy (S_{xx}) przyspieszenia pionowego zarejestrowanego na podłodze samochodu P jako odpowiedź na biały szum. Podobnie na rys. 7 pokazano wartości gęstości widmowych mocy (S_{xx}) przyspieszenia pionowego zarejestrowanego na powierzchni siedziska kanapy K. W przypadku podłogi samochodu największe wartości S_{xx} przypadają dla częstotliwości w przedziale 10 do 15 Hz, a powyżej 35 Hz wartości te zanikają. Natomiast dla siedziska kanapy największe wartości S_{xx} przypadają dla częstotliwości w przedziale 75 do 85 Hz. Lokalne wzrosty wartości S_{xx} można zaobserwować dla częstotliwości około 7 Hz i w przedziale 25 do 35 Hz. Powyżej 130 Hz następuje zanikanie wartości S_{xx}. Należy zwrócić uwagę, że wartości S_{xx} dla K są o rząd wielkości większe stosunku do P.

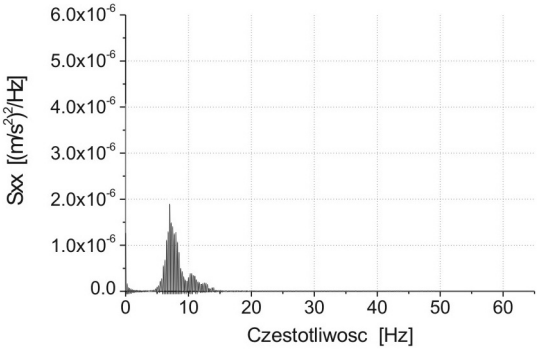


Rys. 6. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku podłogi P

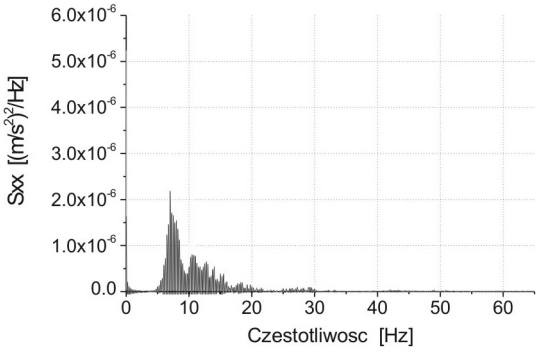


Rys. 7. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku siedziska K

W przypadku H2B i H2G (rys. 8 i 9) największe wartości gęstości widmowych zarejestrowano w przedziale częstotliwości 6 do 8 Hz, przy czym należy zauważyć, że wartości S_{xx} dla H2G zanikają powyżej 14 Hz, dla H2B zaczynają zanikać powyżej 20 Hz.



Rys. 8. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku głowy manekina H2G



Rys. 9. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku biodra manekina H2B

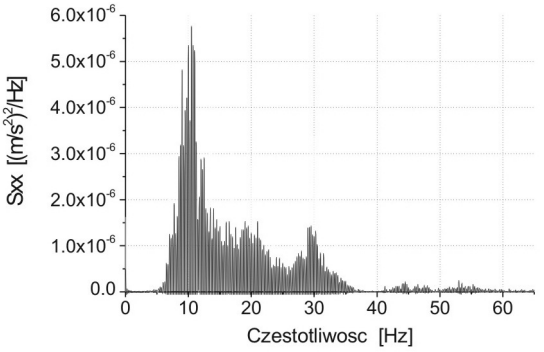
Fotelik FS – „biały szum"

Na rysunkach od 10 do 12 przedstawiono porównanie wartości gęstości widmowych mocy (S_{xx}) przyspieszenia pionowego zarejestrowanych odpowiedzi na „biały szum": DT, DG i Kf, dla przykładowego testu z fotelikiem FS.

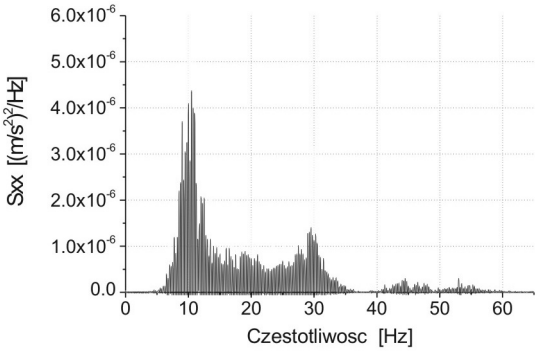
Dla DG i DT największe wartości S_{xx} przypadają dla częstotliwości w przedziale 10-11 Hz. Lokalne wzrosty wartości S_{xx} można zaobserwować dla częstotliwości w przedziale 18-20 Hz i około 30 Hz. Należy zauważyć, że większe wartości S_{xx} zarejestrowano dla DG.

Wyniki pomiarów dla manekina DZIECKO i manekina HYBRID II pokazują, że dla D w stosunku do H2 większe wartości S_{xx} występują dla większych wartości częstotliwości. Świadczy to o tym, że inna jest odpowiedź na biały szum D w stosunku do H2. Również można zauważyć, że w stosunku do P wartości S_{xx} są większe dla H2 i D.

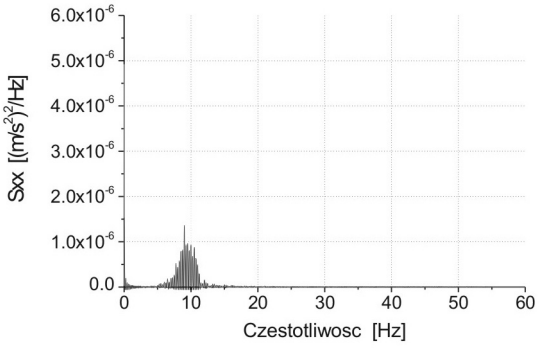
W przypadku sygnału zarejestrowanego dla Kf największe wartości gęstości widmowych występują w przedziale częstotliwości 9 do 11 Hz, przy czym należy



Rys. 10. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku głowy manekina DG dla fotelika FS



Rys. 11. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku tułowia manekina DT dla fotelika FS

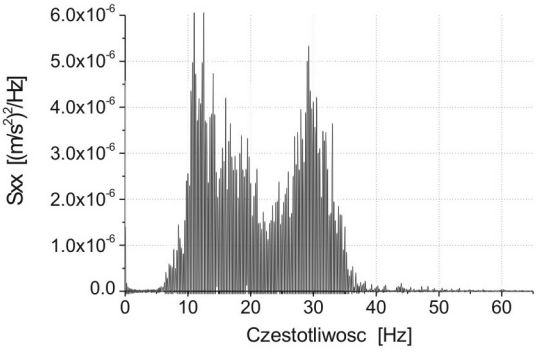


Rys. 12. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum" w przypadku siedziska pod fotelikiem Kf dla fotelika FS

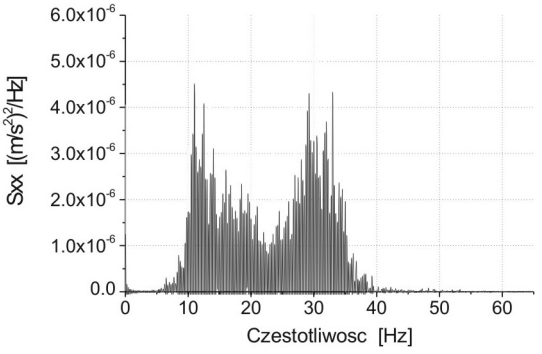
zauważyć, że wartości S_{xx} zaczynają zanikać powyżej 12 Hz. W stosunku do K występują różnice ilościowe i jakościowe. Świadczy to o tym, że inna jest odpowiedź na „biały szum" na powierzchni siedziska w stosunku do powierzchni pod fotelikiem.

Fotelik FX – „biały szum”

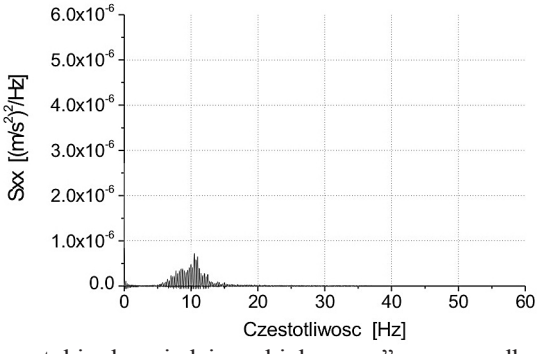
Na rysunkach od 13 do 15 przedstawiono porównanie gęstości widmowych (S_{xx}) przyspieszenia pionowego zarejestrowanych odpowiedzi na biały szum: DT, DG i Kf, dla przykładowego testu z fotelikiem FX.



Rys. 13. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum” w przypadku głowy manekina DG dla fotelika FX



Rys. 14. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum”
w przypadku tułowia manekina DT dla fotelika FX tułowia manekina DT dla fotelika FX



Rys. 15. Charakterystyki odpowiedzi na „biały szum” w przypadku siedziska pod fotelikiem D (Kf) dla fotelika FX

W przypadku DG i DT największe wartości S_{xx} przypadają dla częstotliwości w przedziale 11-12 Hz. Lokalne wzrosty wartości S_{xx} można zaobserwować dla częstotliwości w przedziale 17-18 Hz i w przedziale 29-31 Hz. Należy zauważyć, że większe wartości S_{xx} zarejestrowano dla DG. Porównując dziecko z dorosłym można stwierdzić, że dla D w stosunku do H2 większe wartości S_{xx} występują dla wyższych wartości częstotliwości. Świadczy to o tym, że inna jest odpowiedź na biały szum D w stosunku do H2. Również można zauważyć, że w stosunku do podłogi (P) wartości S_{xx} są większe dla H2 i D. Również jest to zbieżne ze spostrzeżeniami z testów drogowych i wcześniej opisanych wynikami badań stanowiskowych.

W przypadku sygnału zarejestrowanego dla Kf największe wartości gęstości widmowych występują przy częstotliwości 11 Hz, przy czym należy zauważyć, że wartości S_{xx} zaczynają zanikać powyżej 12 Hz. W stosunku do K występują różnice ilościowe i jakościowe. Świadczy to o tym, że inna jest odpowiedź na „biały szum" na powierzchni siedziska w stosunku do fotelika.

PODSUMOWANIE

W dziedzinie częstotliwości dokonano porównań wartości gęstości widmowych mocy S_{xx} sygnałów zarejestrowanych przez czujniki umieszczone w manekinach człowieka dorosłego HYBRID II (H2) oraz DZIECKA (D): H2B (miednica), H2G (głowa), DT (miednica), DG (głowa) oraz na podłodze samochodu (P). Wykonano bezpośrednie porównanie wartości gęstości widmowych mocy, przy czym odniesieniem były:

– podłoga samochodu (P) dla porównań z D i H2,
– manekin H2 do porównań z manekinem D,
– siedzisko kanapy tylnej (K) i powierzchnia pod fotelikiem (Kf) dla porównań z H2 i D.

W wyniku oddziałania sygnału „białego szumu" na fotelik typu STANDARD (FS) i ISOFIX (FX) można zauważyć, że:

1. Występują różnice jakościowe i ilościowe odpowiedzi na „biały szum" między fotelikami typu FS i FX. Świadczy to o tym, że mamy do czynienia z różnymi układami dynamicznymi. Ponad dwukrotnie większe wartości S_{xx} zarejestrowano dla fotelika typu FX w stosunku do FS, zarówno dla DT, jak i DG.
2. Występują różnice jakościowe i ilościowe odpowiedzi na „biały szum" manekinów D w fotelikach w stosunku do manekina H2. Jednocześnie należy zwrócić uwagę na szerokość pasma przenoszenia: dla H2B 4-30 Hz, dla H2G 4-14 Hz, dla DT 4-60 Hz, dla DG 4-50 Hz. Ma to bezpośredni wpływ na potencjalne zagrożenie związane z absorbowaniem drgań przez dzieci.

3. Inny zakres częstotliwości zarejestrowano dla największych wartości S_{xx}. Dla FS jest to 10-11 Hz (dla DT i DG), a w przypadku FX jest to 11-12 Hz. Podobna tendencja występuje przy lokalnych wzrostach wartości S_{xx}.

Wynika z tego, że występują różnice między fotelikami typu STANDARD i ISOFIX w zakresie odpowiedzi na sygnał białego szumu, a zatem przenoszenia na dziecko amplitud drgań (o określonych częstotliwościach), w tym przypadku o największych wartościach S_{xx}.

LITERATURA

1. Bonnet V. i inni. A structurally optimal control model for predicting and analyzing human postural-coordination. Journal of Biomechanics, Vol. 44, 2011, pp. 2123-2128.
2. Giacomin J. Absorbed power of small children. Clinical Biomechanics 20, 2005, pp. 372–380.
3. Giacomin J. Some observations regarding the vibrational environment in child safety seats. Applied Ergonomics, No 31, 2000, pp. 207-215.
4. Biała księga. Europejska polityka transportowa w horyzoncie do 2010 r.: czas wyborów. Bruksela, 12/09/2001-10-08 COM(2001) 370 (http://www.polloco.pl/pdf/biala_ksiega_pl.pdf).
5. Murphy J. Child Passenger Safety. Journal of Pediatric Health Care. Vol. 12, No. 3, 1998, pp. 130-138.
6. Nader M. Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka. Prace Naukowe Transport, Oficyna Wydawnicza Politechniki warszawskiej. Warszawa 2001.
7. Rangel S.J. i inni. Alarming trends in the improper use of motor vehicle restraints in children: implication for public policy and the development of race-based strategies for improving compliance. Journal of Pediatric Surgery 43, 2008, pp. 200-207.
8. Starr N.B. Kids and Car Safety: Beyond Car Seats and Seat Belts, Journal of Pediatric Health Care, Vol. 15 No. 5, 2001, pp. 257-259.
9. Wicher J., Diupero T., Więckowski D. Wpływ drgań fotelika na komfort jazdy dziecka w samochodzie. Opracowanie Problemowe BLY.001.09N, Przemysłowy Instytut Motoryzacji, Warszawa 2009.
10. Więckowski D., Wicher J. Bezpieczeństwo i komfort dzieci przewożonych w fotelikach samochodowych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 1(77), 2010, Politechnika Warszawska, Warszawa 2010, pp.: 77-93.
11. Więckowski D., Wicher J. Wpływ drgań fotelika na komfort podróżowania dziecka w samochodzie. Eksploatacja i Niezawodność 4(48), 2010, pp.: 102-110.
12. ISO 2631 1974 Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration.
13. ISO 2631-1: 1997 Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole – body vibration. Part 1: General requirements.
14. BS 6841; 1987 Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock.

15. ISO 5982: 2001 Mechanical vibration and Shock – Range of idealized values to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration.
16. ISO 7962:1987 Mechanical vibration and Shock – Mechanical transmissibility of the human body in the direction
17. PN-EN 30326-1 2000 Drgania mechaniczne. Laboratoryjna metoda oceny drgań siedziska w pojeździe. Wymagania podstawowe.
18. ISO 2631-4: 2001 Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole –body vibration. Part 4: Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort in fixed-guideway transport system.
19. ISO 2631-5: 2004 Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole–body vibration. Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shock.
20. PN-S-04100: 1991 Drgania. Metody badań i oceny drgań mechanicznych na stanowiskach pracy w pojazdach.
21. PN-N-01352: 1991 Drgania. Zasady wykonywania pomiarów na stanowiskach pracy.
22. PN-N-01353: 1991 Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań na organizm człowieka przez kończyny górne i metody oceny narażenia.
23. PN-N-01354: 1991 Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia.
24. Regulation No. 44, Uniform provisions concerning the approval of restraining devices for child occupants of power-driven vehicles (“child restraint system”).

ANALYSIS OF VERTICAL VIBRATION AFFECTING THE CHILD IN A CAR WITH THE USE OF THE WITE NOISE SIGNAL INPUT

Abstract

Analysis of vertical vibration acting on child sitting in child car seat and comparison with vibration acting on adult measured during the same car drives has been done in the paper. Measurements were done using child and adult dummies. Dummy of child was seated in the two types of child car seat: with the ISOFIX system of fastening and typical standard fastening. Input function as white noise was used on special stand Analysis and conclusion domain of the frequency is presented in the paper.

Key words: child car seat, drive comfort, vertical vibration, white noise.

Witold Grzegożek[1)], Iwona Adamiec-Wójcik[2)], Stanisław Wojciech[2)]

OPTYMALIZACJA DOBORU PRZEŁOŻENIA W PASOWEJ PRZEKŁADNI CVT MIEJSKIEGO POJAZDU JEDNOŚLADOWEGO

Streszczenie. Jedną z interesujących i ważnych cech skuterów jest możliwość stosowania przekładni CVT umożliwiających realizację zmiennych przełożeń w sposób ciągły. W pracy przedstawiono uproszczony model dynamiki skutera oraz jego zastosowanie do rozwiązania zadania optymalizacji przełożeń i stopnia otwarcia przepustnicy. Celem optymalizacji dynamicznej jest taki dobór przełożeń i otwarcia przepustnicy aby zminimalizować zużycie paliwa. Przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń. Dane do obliczeń otrzymano w wyniku pomiarów.

Słowa kluczowe: przekładnia pasowa CVT, optymalizacja doboru przełożeń, zużycie paliwa.

WPROWADZENIE

Problem minimalizacji zużycia paliwa jest zagadnieniem bardzo ważnym zarówno z punktu widzenia dbałości o ekologię jak i ekonomię. W celu przeprowadzenia optymalizacji zużycia paliwa można zbudować odpowiedni model dynamiki pojazdu efektywny numerycznie. Oznacza to, że model musi być z jednej strony jak najprostszy, z drugiej zaś odzwierciedlający układ rzeczywisty w sposób wystarczająco dokładny. Autorzy zajmują się zagadnieniami modelowania i analizy dynamicznej ruchu pojazdów od wielu lat. Obszerny opis metod i algorytmów formułowania modeli samochodów osobowych oraz wieloczłonowych z wykorzystaniem przekształceń jednorodnych i współrzędnych złączowych przedstawiono w monografii [9]. Wiele prac poświęcono zagadnieniom optymalizacji. W artykułach [10, 15] przedstawiono zadanie sterowania silnikiem samochodowym tak aby zminimalizować zużycie paliwa oraz emisję toksycznych związków spalin. Metody optymalizacji nieliniowej stosowane były do rozwiązania problemu optymalnego doboru momentów hamujących dla potrzeb systemu ESP samochodu osobowego [5, 6, 8] oraz zapewnienia stabilności pojazdów wieloczłonowych w sytuacjach krytycznych [11, 12]. Oprócz metod optymalizacji nieliniowej do rozwiązywania wspomnianych zadań stosowano również algorytmy gene-

[1)] Politechnika Krakowska, email: witek@mech.pk.edu.pl
[2)] Akademia Techniczo-Humanistyczna, Bielsko-Biała.

tyczne [4, 5] oraz różne odmiany sieci neuronowych [3, 7, 12, 14, 15]. Zagadnienia sterowania nie dotyczą jedynie pojazdów. W artykule [1] przedstawiono zastosowanie metody Nelder-Mead'a do rozwiązania zadania planowania trajektorii manipulatora z podatnymi członami, natomiast wykorzystanie sieci neuronowych w tym zadaniu przedstawiono w pracy [2].

W niniejszej pracy autorzy stosują metody optymalizacji nieliniowej do rozwiązania zadania doboru przełożenia w pasowej przekładni CVT oraz stopnia otwarcia przepustnicy w skuterze w celu zminimalizowania zużycia paliwa.

MODEL MATEMATYCZNY SKUTERA

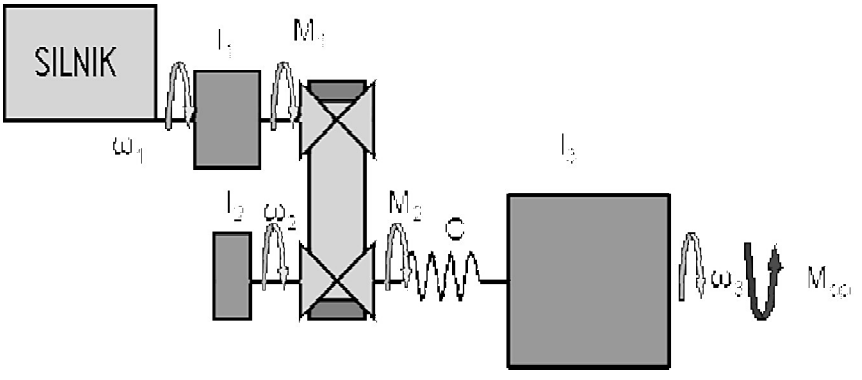
Ponieważ model matematyczny ma być stosowany w rozwiązywaniu zadania optymalizacji powinien być efektywny numerycznie. Powoduje to, że można w nim jedynie w sposób przybliżony oddać główne cechy modelowanego układu. Przyjęto zatem trójmasowy model przedstawiony na rys. 1. Równania dynamiki tego układu można przedstawić w postaci:

$$I_1\dot{\omega}_1 = M_e - M_1 \tag{1.1}$$

$$I_2\dot{\omega}_2 = M_2 - c(\varphi_2 - \varphi_3) \tag{1.2}$$

$$I_3\dot{\omega}_3 = c(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{op} \tag{1.3}$$

gdzie: I_1, I_2, I_3 – masowe momenty bezwładności,
M_e – moment napędowy silnika,
M_1, M_2 – momenty na wejściu i wyjściu z przekładni CVT,
M_{op} – moment oporów ruchu,
c – stała sprężyny rotacyjnej łączącej ciała I_2 i I_3.



Rys. 1. Model fizyczny skutera z przekładnią CVT [11]

Równania (1) należy uzupełnić o zależności:

$$M_2 = iM_1 \tag{2.1}$$

$$\omega_1 = i\omega_2 \tag{2.2}$$

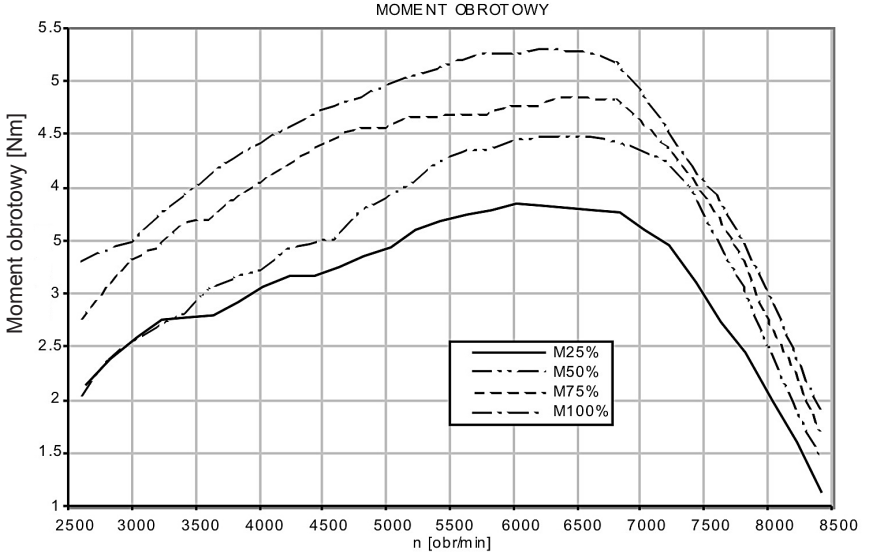
Wstawiając (2) do (1.2), po prostych przekształceniach można równania ruchu układu zapisać następująco:

$$\left(I_1 i^2 + I_2\right)\ddot{\varphi}_2 = i\left(M_e - I_1 \frac{di}{dt}\omega_2\right) - c\left(\varphi_2 - \varphi_3\right) \tag{3.1}$$

$$I_3\ddot{\varphi}_3 = c(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{op} \tag{3.2}$$

Równania (3) stanowią układ dwóch równań różniczkowych zwyczajnych, nieliniowych o zmiennych współczynnikach z uwagi na zależność momentu M_e od $\dot{\varphi}_1$ oraz pojawienie się członu zawierającego di/dt. Do jego rozwiązania zastosowano metodę Rungego-Kutty IV rzędu z ustalonym krokiem całkowania. W wyniku pomiarów na stanowisku badawczym uzyskano następujące wartości parametrów modelu: $I_1 = I_2 = 0{,}01$ kgm^2, $I_3 = 0{,}04$ kgm^2, $c = 216$ Nm/rad

Zależność momentu M_e od prędkości kątowej ω_1 oraz stopnia otwarcia przepustnicy a przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Zależność momentu M_e od ω_1 oraz a [10]

Przyjęto również, że moment oporów ruchu M_{op} może być obliczony według zależności:

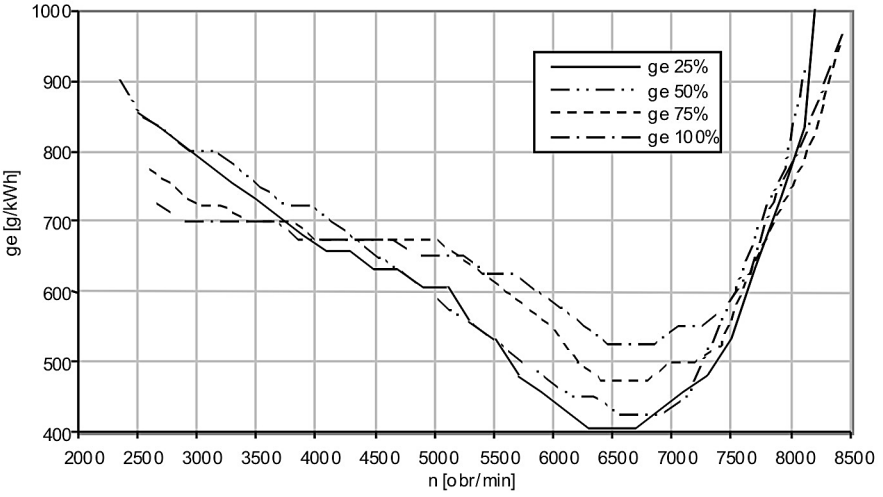
$$M_{op} = A_0 + A_2 v^2 \tag{4}$$

gdzie: A_0, A_2 – współczynniki,

$$v = \omega_3 \frac{r_k}{i_{pg}},$$

i_{pg} = 12,5 – przełożenie przekładni głównej.

W trakcie pomiarów uzyskano również charakterystykę jednostkowego zużycia paliwa g_e w zależności od prędkości kątowej silnika ω_1 oraz stopnia otwarcia przepustnicy a, przedstawioną na rysunku 3.



Rys. 3. Jednostkowe zużycie paliwa g_e w zależności od ω_1 oraz a [10]

SFORMUŁOWANIE ZADANIA OPTYMALIZACJI

Przy ustalonych przebiegach parametrów $i(t)$ oraz $a(t)$ oraz warunkach początkowych, czas całkowania równań (3) przy 10^5 kroków całkowania nie przekracza 1s na średniej klasy PC. Dlatego możliwe jest sformułowanie zadania optymalizacyjnego w następujący sposób:

Znaleźć $i(t)$ oraz $a(t)$ takie aby funkcjonał:

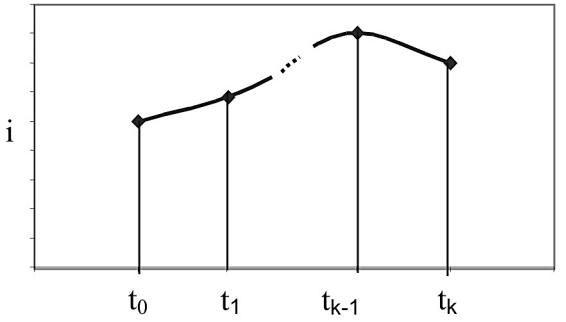
$$f(i,a) = c_1 \int_0^T ge(\dot{\varphi}_1, a)dt + c_2 \left[\int_0^T (v - v_{nom})^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \tag{5}$$

osiągał minimum,

gdzie: c_1, c_2 – współczynniki wagowe,
v – prędkość pojazdu określona w (4),
v_{nom} – prędkość nominalna pojazdu.

Oznacza to, że należy tak dobrać przełożenie i oraz stopień otwarcia przepustnicy a, aby zminimalizować zużycie paliwa i utrzymać prędkość bliską nominalnej.

Aby sprowadzić zadanie do klasycznego zagadnienia optymalizacji funkcji wielu zmiennych, do przybliżenia funkcji $i(t)$ oraz $a(t)$ zastosowano funkcje sklejane trzeciego stopnia. Przedział <0,T> podzielono na podprzedziały jak na rys. 4 poszukując dyskretnych wartości i oraz a w punktach t_k.



Rys. 4. Przykładowe dyskretne wartości i

Dyskretyzacja funkcji $i(t)$ oraz $a(t)$ umożliwia następujące klasyczne sformułowanie zadania optymalizacji.

Znaleźć minimum funkcjonału:

$$F(i_1,...,i_{n_i},a_1,...,a_{n_a}) = c_1\int_0^T ge(\dot{\varphi}_1,a)dt + c_2\left[\int_0^T (v-v_{nom})^2\,dt\right]^{\frac{1}{2}} \tag{5}$$

zapewniając spełnienie warunków:

$$i_{\min} \le i_k \le i_{\max} \quad \text{dla} \quad k = 1,...,n_i \tag{6.1}$$

$$a_{\min} \le a_k \le a_{\max} \quad \text{dla} \quad k = 1,...,n_a \tag{6.2}$$

gdzie: $i_{\min}$ = 0,885, $i_{\max}$ = 3,0 są odpowiednio minimalną i maksymalną wartością przełożenia,

$a_{\min}$ = 0,10, $i_{\max}$ = 1,0 są odpowiednio minimalną i maksymalną wartością stopnia otwarcia przepustnicy.

Aby wyznaczyć wartość funkcjonału (6) dla ustalonej kombinacji parametrów $i_1 \div i_{n_i}, a_1 \div a_{n_a}$ należy scałkować równania ruchu (3) przy przyjęciu odpowiednich warunków początkowych. Zatem w każdym kroku optymalizacji należy całkować równania różniczkowe (3) w przedziale <0,T>. Warunki początkowe przy całkowaniu równań (3) ustalano według następującego algorytmu:

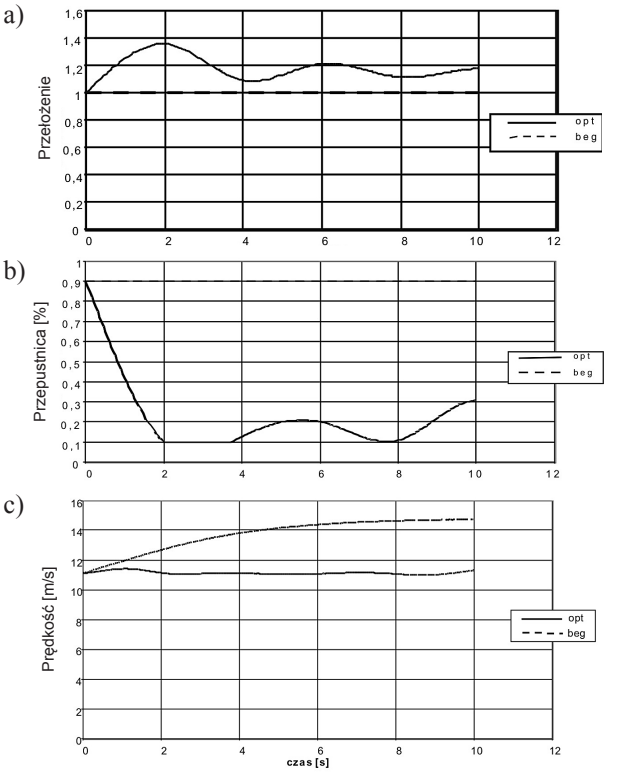
1. $\varphi_{,} = 0$,
2. $\varphi_3 = -\dfrac{M_{op}}{c}$,
3. przyjmij i = 1.0,

4. poszukuj takich wartości ω_1 aby $iM_e = M_p$ poprzez rozwiązanie odpowiedniego równania algebraicznego. Wykorzystaj charakterystykę z rysunku 2,
5. przyjmij $a_k = 0.9$ dla $k = 1,\ldots,n_a$.

Zadanie optymalizacji (6), (7) rozwiązywano metodą pełzającego simpleksu. Jako punkt startowy przyjmowano $i_k = i_0$, $k = 1,...,n_i$ oraz $a_k = a_0$, $k = 1,...,n_a$. Opisany powyżej algorytm doboru wielkości początkowych powodował, że dla punktu startowego zużycie paliwa (pierwszy składnik w (6)) jest znacznie wyższe niż w rozwiązaniu optymalnym, a ruch pojazdu był przyspieszony (drugi składnik w (6)).

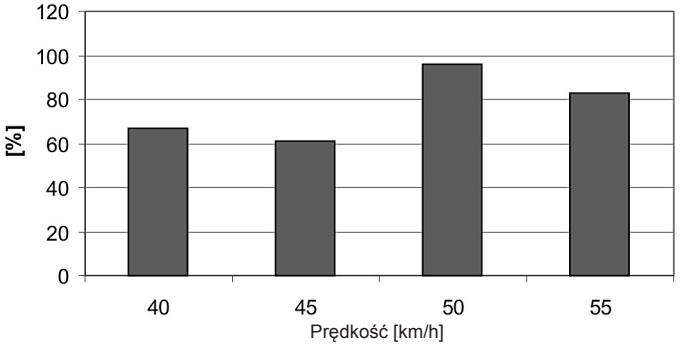
OBLICZENIA NUMERYCZNE

Symulacje przeprowadzono przyjmując $T = 10$ s, oraz $v_{nom} = 40, 45, 50, 55$ km/h. Ustalono liczby $n_i = n_a = 5$, a wiec poszukiwano dyskretnych wartości i oraz a w pięciu równoodległych punktach (co 2 s). Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi i, a, oraz v dla prędkości nominalnej $v_{nom} = 40$ km/h.



Rys. 5. Przebiegi: a) i przełożenia, b) a procentowego kąta otwarcia przepustnicy, c) v prędkości dla $v_{nom} = 40$ km/h. Przebiegi dla wartości początkowych *beg*, po optymalizacji *opt*

Na rysunku 6 przedstawiono obliczone procentowe zużycie paliwa dla wymienionych powyżej prędkości nominalnych odnosząc je do wartości otrzymywanych przy stałych wartościach $i_k = i_0, k = 1,...,n_i$ oraz $a_k = 0.9, k = 1,...,n_a$.



Rys. 6. Porównanie ilości zużytego paliwa

Uzyskane rezultaty przeprowadzonej optymalizacji wskazują na możliwości uzyskania znacznego zmniejszenia zużycia paliwa przy wykorzystaniu proponowanej metody.

UWAGI KOŃCOWE

Przedstawione wyniki obliczeń wymagają weryfikacji pomiarowej. Aktualnie prowadzone są prace w tym kierunku. Opracowane modele, algorytmy i program komputerowy okazały się efektywne numerycznie, a wyniki na tyle zachęcające, że autorzy mają zamiar prowadzić dalej prace w dwóch kierunkach.

Przeprowadzenie obliczeń dla gęstej siatki v_{nom} i poprzez zastosowanie sztucznych sieci neuronowych opracować algorytm sterujący przełożeniem *i* oraz stopniem otwarcia przepustnicy *a* w sposób zapewniający minimalizację zużycia paliwa. Algorytm ten mógłby następnie być wprowadzony do sterownika a wyniki obliczeń zastosowane w czasie rzeczywistym.

Uogólnienie modelu na inne pojazdy. Wymagałoby to rozbudowania modelu układu z rozdziału 2. Jednak sygnalizowana już efektywność numeryczna modeli uproszczonych pozwala mieć nadzieję, że jest to możliwe.

Warto podkreślić, ze wartość wyników optymalizacji dynamicznej zależy bezpośrednio od poprawności parametrów modelu, a wiec od staranności i zakresu pomiarów.

LITERATURA

1. Adamiec-Wójcik I. Optimisation problem for planning a trajectory of a manipulator with a flexible link, Advances in Manufacturing Science and Technology, 34 (4), 87-98, 2010.
2. Adamiec-Wójcik I. Application of neural networks to control of drive functions of a manipulator with a flexible link, Advances in Manufacturing Science and Technology, 35 (1), 85-98, 2011.
3. Adamiec-Wójcik I., Brzozowski K., Warwas K. Artificial Neural Networks to control braking moments on wheels of an articulated vehicle, Proceedings of Fifth IEEE Workshop on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications, pp.303-307, Rende 2009.
4. Adamiec-Wójcik I., Grzegożek W., Warwas K. Optymalizacja momentów hamujących pojazdu przy zastosowaniu algorytmów genetycznych, Czasopismo Techniczne Mechanika, z.7, 23-30, 2004.
5. Adamiec-Wójcik I., Warwas K., Grzegozek W. Optymalizacja momentów hamujących w celu oceny systemu ESP, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Nr. 85, 21-26, 2002.
6. Adamiec-Wójcik I., Warwas K., Wojciech S. Braking torque optimisation in time domain, Proceedings of ISMA International Conference on Noise and Vibration Engineering, 1981-1995, Leuven 2004.
7. Adamiec-Wójcik I., Obrocki K., Warwas K. Distributed Neural Network used in control of brake torque distribution, Proceedings of Third IEEE Workshop on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications, pp.116-119, Sofia 2005.
8. Grzegożek W., Wojciech S. Time-domain optimisation of braking torque for the ESP system, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. XLIX, no.1, pp.65-79, 2002.
9. Grzegożek W., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S. Komputerowe modelowanie pojazdów, Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej, Kraków 2003.
10. Grzegożek W., Szczepka M., Analiza możliwości zmniejszenia zużycia paliwa przez pojazd jednośladowy z zastosowaniem elektromechanicznie sterowanej przekładni CVT Czasopismo Techniczne z.6-M/2008,Politechnika Krakowska zeszyt 10 str.155-167, 2008.
11. Grzegożek W., Szczepka M., An attempt of fuel-optimal control of a scooter CVT powertrains. Konmot 2012 (w druku).
12. Pfiffner R., Guzezella L., Onder C.H., Fuel-optimal control of CVT powertrains Control Engineering Practice 11 (2003) pp.329-336.
13. Romaniszyn K., Wojciech S. Optimisation of vehicle's acceleration process, The Archive of Mechanical Engineering, Vol.XLII, no.1, pp.19-28, 1996.
14. Warwas K., Adamiec-Wójcik I. Zapewnienie stabilności ruchu pojazdu wieloczłonowego w sytuacjach krytycznych, Archiwum Motoryzacji, Nr.2, 237-246, 2006.
15. Warwas K., Adamiec-Wójcik I., Grzegożek W. Dobór momentów hamujących w pojazdach wieloczłonowych, Teka Komisji Motoryzacji PAN o/Kraków, Nr. 33-34, 441-448, 2008.

OPTIMISATION OF THE CHOICE OF THE TRANSMISSION RATIO IN THE CVT BELT TRANSMISSION OF A SCOOTER

Abstract

One of important and interesting features of scooters is the use of CVT gear enabling continuous change of the transmission ratio. The paper presents a simplified model of scooter dynamics and its application to the solution of an optimisation problem of the transmission ratio and opening of the throttle. The aim of the optimisation is such a choice of the transmission ratio and the opening of the throttle which minimise fuel consumption. Some results of calculations are presented for the data obtained from experimental measurements.

Key words: belt CVT powertrains, fuel optimal control.

Zbigniew Kneba[1)], Jacek Kropiwnicki[1)]

WPŁYW TEMPERATURY ROZRUCHU SILNIKA NA CZAS PRACY BEZ UWZGLĘDNIENIA W STEROWANIU SYGNAŁU Z CZUJNIKA STĘŻENIA TLENU

Streszczenie. W pracy omówiono wybrane zagadnienia związane z wpływem temperatury rozruchu silnika spalinowego na emisję związków toksycznych w spalinach. Jednym z czynników powodujących wzrost emisji związków toksycznych podczas zimnego rozruchu jest sterowanie pracą silnika spalinowego bez udziału sygnału z czujnika tlenu. Warunkiem poprawnej pracy czujnika stężenia tlenu oraz uwzględnienia w sterowaniu silnikiem generowanego przez niego sygnału jest rozgrzanie czujnika stężenia tlenu do odpowiedniej temperatury. Rozgrzewanie czujnika stężenia tlenu może zostać przyspieszone za pomocą grzałki elektrycznej. Użycie grzałki elektrycznej umożliwia z jednej strony redukcję emisji związków toksycznych, z drugiej strony powoduje wzrost zużycia energii elektrycznej w pojeździe. W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu temperatury rozruchu silnika na czas pracy bez uwzględnienia w sterowaniu sygnału z czujnika stężenia tlenu.

Słowa kluczowe: sterowanie silnikiem spalinowym, czujnik stężenia tlenu, warunki pracy silnika.

CEL PRACY

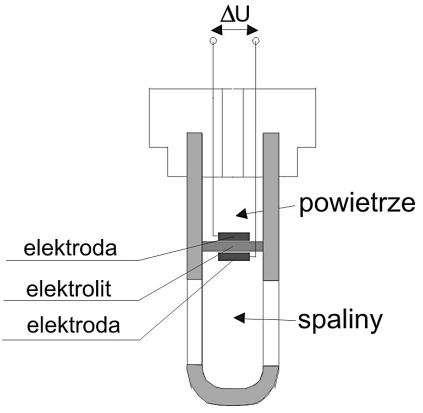
Celem pracy badawczej było stwierdzenie jak długo układ sterowania składem mieszanki nie może pracować w pętli sprzężenia zwrotnego z czujnikiem stężenia tlenu, przy rozgrzewaniu silnika samochodowego. Czujnik stężenia tlenu do prawidłowej pracy musi osiągnąć minimalną temperaturę w wyniku ogrzewania przez gorące spaliny lub grzałkę elektryczną. Czas opóźnienia załączenia obwodu sprzężenia zwrotnego w sterowaniu mieszanką zależy od: obciążenia silnika, prędkości obrotowej i warunków otoczenia podczas rozgrzewania. W pracy analizie poddano również określenie wpływu stanu cieplnego silnika (części metalowych, płynu chłodzącego, oleju smarnego i elementów układu oczyszczania spalin) na emisje związków toksycznych w spalinach. Ten problem był poruszany w wielu publikacjach [1–3] lecz często ich autorzy badali stan rozruchu „zimnego" silnika i w pełni rozgrzanego, a nie pośrednie stany po krótkotrwałym postoju samochodu. Czujniki stężenia tlenu nowej generacji bada się najczęściej w stałej temperaturze 600 ºC [7].

[1)] Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska, ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, e-mail: zkneba@pg.gda.pl, e-mail: jkropiwn@pg.gda.pl

ZADANIE I BUDOWA CZUJNIKA STĘŻENIA TLENU

W układach wielopunktowego wtrysku pośredniego benzyny algorytm sterowania ma za zadanie utrzymywać skład mieszanki zbliżony do stechiometrycznego, który umożliwia z kolei utrzymanie wysokiej sprawności pracy reaktora katalitycznego. We wtrysku bezpośrednim skład mieszanki może być znacząco różny od stechiometrycznego. Czas wtrysku benzyny, wyznaczany w sterowniku silnika, jest obliczany z wykorzystaniem sygnału z czujnika położenia pedału przyspieszenia, przepływomierza powietrza lub czujnika ciśnienia absolutnego i czujnika temperatury, a następnie jest korygowany przy wykorzystaniu sygnału z czujnika stężenia tlenu [6].

Dwustanowy czujnik stężenia tlenu jest ogniwem elektrochemicznym. Jego budowę przedstawiono na rysunku 1.



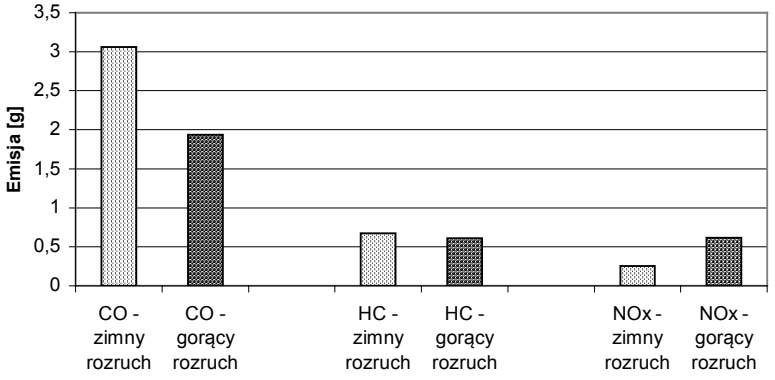
Rys. 1. Budowa czujnika stężenia tlenu

WPŁYW STANU CIEPLNEGO NA EMISJE TOKSYCZNYCH SKŁADNIKÓW SPALIN I DWUTLENKU WĘGLA

Obecnie wiele uwagi poświęca się zmniejszeniu emisji dwutlenku węgla a więc również redukcji przebiegowego zużycia paliwa [1, 5]. Wskutek rozwoju techniki oczyszczania spalin, na przestrzeni ostatnich dwudziestu lat emisja drogowa związków toksycznych została znacząco zredukowana. Natomiast redukcja przebiegowego zużycia paliwa w kolejnych generacjach pojazdów nie następuje w sposób jednoznaczny ze względu za wzrost masy samochodów i ich wymiarów. W wielu publikacjach wspominana się także o wpływie temperatury rozruchu silnika na przebiegowe zużycie paliwa, brak jest jednak szerszych danych opisujących to zjawisko w sposób ilościowy.

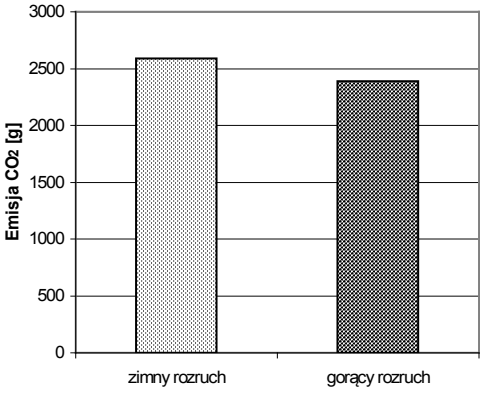
Próbę uzupełnienia tej wiedzy stanowią testy przeprowadzone przez autora na hamowni podwoziowej w zakładach Daimler-Benz Werk Bremen. Badaniom poddano 10 samochodów typu Mercedes C 200 Kompressor z silnikiem o zapłonie iskro-

wym, doładowanym mechanicznie, o objętości skokowej 2 dm³. Badania dotyczyły emisji związków toksycznych oraz zużycia paliwa zarówno przy zimnym rozruchu, przy temperaturze cieczy chłodzącej w zakresie 20–24 ºC, jak i przy gorącym rozruchu, przy zakresie 85–95 °C. Uśrednione wyniki badań przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Emisja związków toksycznych przy zimnym i gorącym rozruchu silnika samochodowego o zapłonie iskrowym w teście NEDC (Dzięki uprzejmości zakładu Daimler-Benz Werk Bremen – pomiary autora)

Na podstawie uzyskanych wyników (rys. 4.1) można stwierdzić, że gorący rozruch silnika zmniejsza emisję CO o 36%, a emisję HC o 12%, w stosunku do zimnego rozruchu. Jednocześnie o 150% rośnie emisja NOx. Podczas badań samochodu w fazie jazdy miejskiej testu NEDC emisja CO_2, jest mniejsza o 14% przy gorącym rozruchu silnika od mającego miejsce przy zimnym rozruchu (rys. 3).

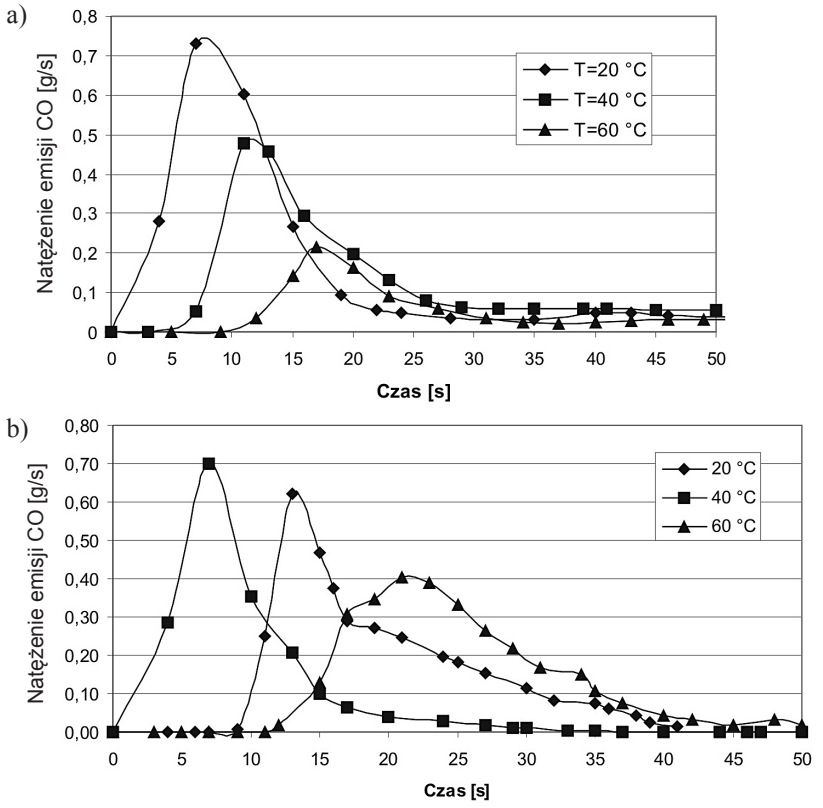


Rys. 3. Emisja CO_2, w fazie jazdy miejskiej testu NEDC przy zimnym i gorącym rozruchu silnika samochodowego o zapłonie iskrowym (Dzięki uprzejmości zakładu Daimler-Benz Werk Bremen – pomiary autora)

W celu sprawdzenia różnicy w poziomie emisji związków toksycznych w spalinach po rozruchu silnika samochodu przy różnej temperaturze cieczy chłodzącej

wykonano pomiary składu spalin na biegu jałowym, przy wykorzystaniu analizatora typu Leader 8000, który przed pomiarami kalibrowano gazami wzorcowymi. Badaniom poddano 2 samochody z silnikami o zapłonie iskrowym: Ford Fiesta 1,3 oraz Honda Accord 2,0.

Wybrane wyniki pomiarów, dla trzech temperatur rozruchu przedstawiono na rysunku 4. Niezależnie od temperatury rozruchu, maksimum natężenia emisji CO występowało w początkowej fazie rozgrzewania silnika.

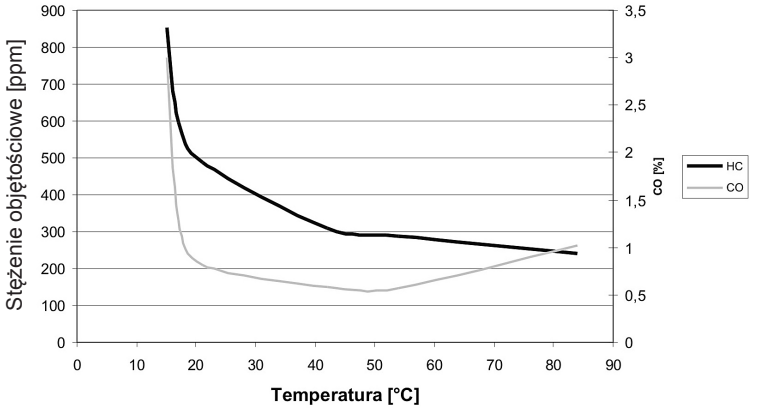


Rys. 4. Zmiany natężenia emisji składników toksycznych w spalinach w funkcji czasu po rozruchu silnika : a) Ford Fiesta 1,3, b) Honda Accord 2.0

W następnych próbach rejestrowano jednocześnie tylko maksymalne wartości objętościowego stężenia HC i CO. Przeprowadzono 25 prób rozruchu przy różnych temperaturach cieczy chłodzącej w zakresie 15–85 °C. Wyniki pomiarów zależności po aproksymacji przedstawiono na rysunku 5.

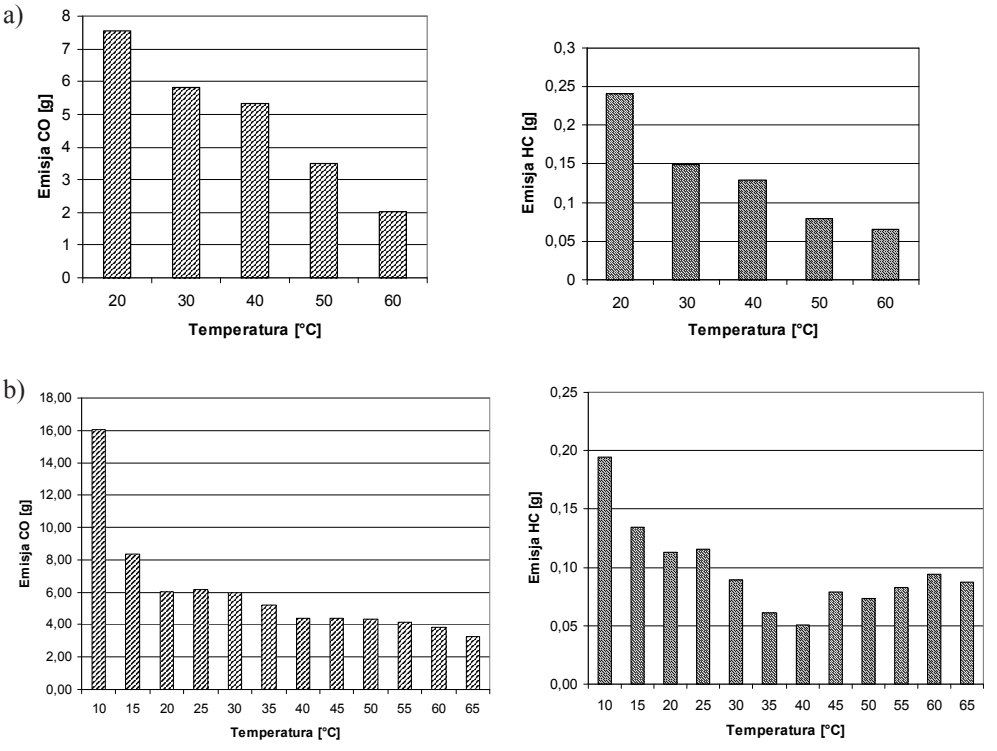
Na podstawie wykonanych pomiarów obliczono wielkości emisji HC i CO w okresie 40 s pracy silnika na biegu jałowym zgodnie z następującymi zależnościami:

$$HC_{śr} = \int_0^{40} HC(t)dt \quad CO_{śr} = \int_0^{40} CO(t)dt \tag{1}$$



Rys. 5. Zależność maksymalnych wartości stężenia objętościowego HC i CO od temperatury płynu chłodzącego w chwili rozruchu występujących, występujących w okresie 10-20 s od uruchomienia silnika na biegu jałowym dla samochodu Ford Fiesta 1,3

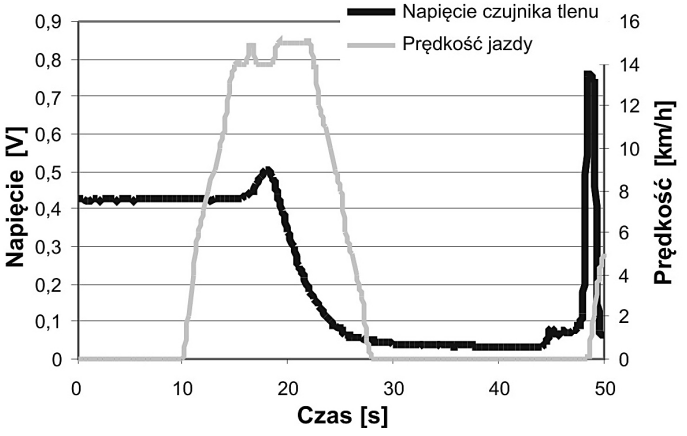
Wyniki obliczeń w postaci wykresów słupkowych przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Średnie wartości emisji związków toksycznych w spalinach, w czasie pierwszych 40 s od rozruchu silnika, przy różnych temperaturach cieczy chłodzącej w momencie rozruchu silnika a) Ford Fiesta 1,3, b) Honda Accord 2,0

Największy wpływ na zmniejszenie emisji związków toksycznych w spalinach po rozruchu nie rozgrzanego silnika ma stała czasowa czujnika stężenia tlenu w spalinach, która osiąga niską wartość po przekroczeniu temperatury pracy czujnika około 250 °C. Na rysunku 7 przedstawiono przebieg napięcia czujnika stężenia tlenu pomiędzy elektrodami czujnika stężenia tlenu po zimnym rozruchu w funkcji czasu na początku testu NEDC. Pomiar napięcia czujnika przeprowadzono w samochodzie Mercedes W 202 (C 200 Kompressor) na hamowni podwoziowej podczas pracy według testu NEDC. Na podstawie badań czujnika tego samochodu, powtórzonych w badaniach innych tego typu samochodów, można stwierdzić, iż czujnik stężenia tlenu rozpoczyna pracę, w warunkach testu NEDC, dopiero po upływie 45-50 s od rozruchu silnika w temperaturze 22–24 °C. W tym teście rozpoczęcie jazdy występowało w 10–13 s od rozruchu. Napięcie czujnika stężenia tlenu zmieniało się stosownie do składu spalin dopiero na początku drugiej fazy miejskiej części testu. Wynika stąd, że w pierwszych 10–20 s testu dominujący wpływ na skład spalin ma stan cieplny samego silnika, a nie układu oczyszczania spalin.

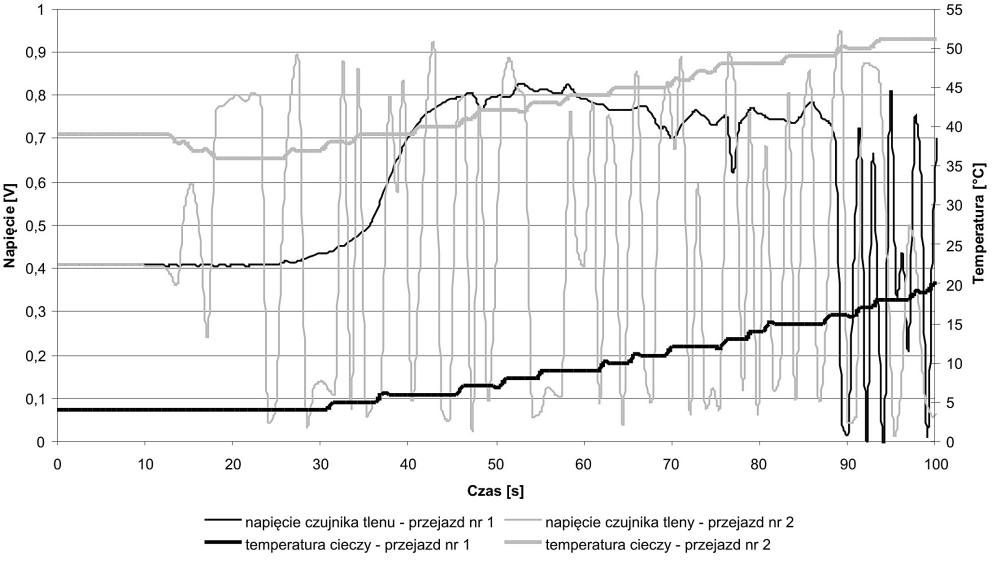
Należy też zauważyć, że spaliny, które mogłyby podgrzewać układ oczyszczania spalin, przekazują swoje ciepło zimnym częściom silnika i jego płynom. W warunkach miejskich kierowcy zwykle szybciej rozpoczynają jazdę niż w teście NEDC i często intensywniej przyspieszają, co skutkuje szybszym nagrzaniem układu oczyszczania spalin, szczególnie czujnika stężenia tlenu. Tym nie mniej nawet w tych warunkach zamknięcie obwodu sterowania składem mieszanki następowało dopiero po upływie około 5 s. Do tego momentu emisja związków toksycznych w spalinach była bardzo wysoka i zależała od temperatury silnika w chwili rozruchu.



Rys. 7. Przebieg napięcia czujnika stężenia tlenu w funkcji czasu na początku testu NEDC. Samochód testowy Mercedes W203 (C 200 Kompressor) (Dzięki uprzejmości zakładu Daimler-Benz Werk Bremen – pomiary autora)

OPÓŹNIENIE ZAŁĄCZENIA CZUJNIKA STĘŻENIA TLENU ZMIERZONE W TESTACH DROGOWYCH

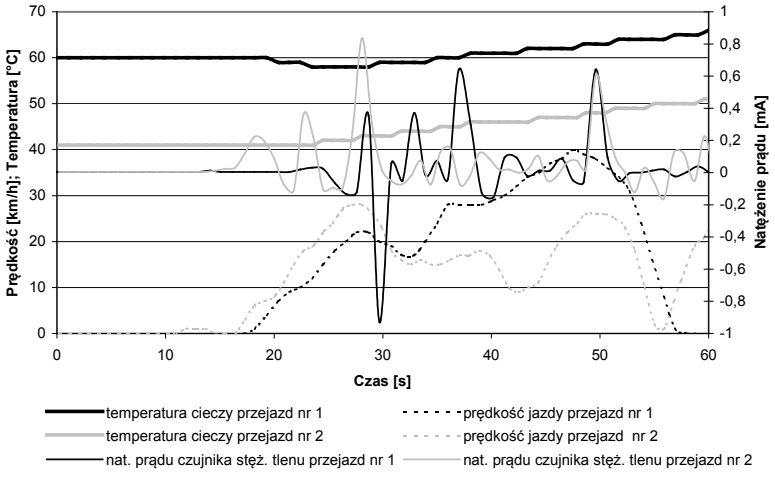
Czas załączenia czujnika stężenia tlenu do pętli sterowania silnikiem został sprawdzony w trakcie jazd miejskich. Na rysunku 8 przedstawiono przebiegi napięcia czujnika stężenia tlenu i temperatury cieczy chłodzącej, dla dwóch wybranych przejazdów po zimnym rozruchu. Drugi przejazd następował po postoju z unieruchomionym silnikiem trwającym 1,5 godziny.



Rys. 8. Napięcie czujnika stężenia tlenu i temperatura cieczy chłodzącej na początku jazd miejskich dla 2 różnych wartości początkowych temperatury cieczy chłodzącej

Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 8 czas opóźnienia pracy układu regulacji składu mieszanki ze sprzężeniem zwrotnym od czujnika stężenia tlenu zależy od temperatury cieczy chłodzącej, a ściślej od stanu cieplnego wielu elementów silnika. Czas ten zmienia się od około 90 s, dla niskich temperatur początkowych cieczy chłodzącej, do około 25 s dla silnika po 1,5 godzinnym postoju w temperaturze otoczenia 0 °C. Takie wartości zwłoki zadziałania układu regulacji składu mieszanki z uwzględnieniem sygnału czujnika stężenia tlenu były typowe dla trzech samochodów badanych podczas 10 jazd testowych.

Podobny czas zwłoki miały szerokopasmowe czujniki stężenia tlenu. Na rysunku 9 przedstawiono dwa zarejestrowane przebiegi natężenia prądu czujnika stężenia tlenu dla dwóch jazd przy różnej temperaturze początkowej cieczy chłodzącej.



Rys. 9. Natężenie prądu szerokopasmowego czujnika stężenia tlenu samochodu Honda Accord 2.0 w funkcji czasu podczas dwu jazd miejskich przy rozruchach przy dwóch różnych wartościach temperatur początkowych cieczy chłodzącej

Po załączeniu sprężania zwrotnego do układu regulacji składu mieszanki zawartość związków toksycznych w spalinach gwałtownie maleje, ale nie osiąga minimalnej wartości bo nierozgrzany reaktor katalityczny nadal pracuje z małą sprawnością. Z powyższych rozważań wynika, że początkowy okres pracy silnika rzędu 40 s odpowiada bardzo dużej emisji niespalonych związków HC oraz CO i jest typowy dla jazd miejskich przy zimnych rozruchach. Czas ten stanowi znaczący udział w całym okresie pojedynczej jazdy wynoszącym średnio 12 min, wpływając znacząco na pogorszenie właściwości ekologicznych samochodu.

PODSUMOWANIE

Czas opóźnienia załączenia czujnika stężenia tlenu jest ważnym czynnikiem zwiększającym emisję toksycznych składników spalin podczas rozgrzewania silnika samochodowego. Jednak nie jest to jedyny czynnik podwyższający emisję. Równie ważny jest stan cieplny silnika, który w krótkich jazdach miejskich zależy od wielu czynników. Potrzebne są dalsze badania eksploatacyjne dla usprawnienia procesu rozgrzewania samego czujnika stężenia tlenu ale i części silnika oraz jego płynów podczas rozgrzewania silnika.

LITERATURA

1. Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
2. Bielaczyc P., Merkisz J., Szczotka A.: An investigation of cold start and warm-ups phases with a SI engine for meeting new European emissions regulations. The Archives of Automotive Engineering 1999, nr 1/2, 67–84.
3. Bielaczyc P.: Analiza wpływu faz rozruchu i nagrzewania się silnika ZI na emisję toksycznych składników spalin. Praca doktorska. Politechnika Poznańska 1999.
4. Kneba Z.: Engine temperature during warm-up influence of load and cooling system parameters. Journal of KONES 2001 vol. 8, nr 1-2.
5. Laurikko J.: Cold start emissions and excess fuel consumption in low ambient temperatures – Assessment of EU2, EU3 and EU4 passenger car performances. FISITA 2008, www.fisita2008.com/programme/pdf/F2008-09-049.pdf.
6. Rokosch U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów. WKiŁ, Warszawa 2007.
7. Anderson J.E., Graves Y.B.: The transient response of ZrO_2 oxygen sensors to step changes in gas composition, Journal of Applied Electrochemistry, Volume 12, Nr 3, 335–341.

THE INFLUENCE OF THE ENGINE START TEMPERATURE ON THE ENGINE CONTROL OPERATION TIME WITHOUT A SIGNAL FROM THE OXYGEN CONCENTRATION SENSOR

Abstract

The influence of engine start temperature on emission of toxic compounds in exhaust gases has been presented in the paper. One of the factors causing the increase in emission of toxic compounds during cold start is operation of the engine control system without a signal from the oxygen concentration sensor. The condition for the correct operation of the oxygen concentration sensor and the integration of signal from the sensor in the engine control system is warming up of the oxygen concentration sensor to the proper temperature. Warming up the oxygen concentration sensor may be accelerated by an electric heater. Using the electric heater on one hand reduces emissions of toxic compounds, on the other hand causes an increase in the electric energy consumption in the vehicle. The influence of the engine start temperature on the engine control operation time without a signal from the oxygen concentration sensor has been also presented in the paper.

Key words: engine control, oxygen concentration sensor, engine operating conditions.

Andrzej Kosiara[1)]

ANALITYCZNE I SYMULACYJNE BADANIA PROCESU STABILIZACJI DRGAŃ KĄTOWYCH POJAZDU PRZEMYSŁOWEGO

Streszczenie. W artykule opisano zbudowane modele ładowarki łyżkowej z hydraulicznym stabilizatorem drgań: matematyczny do obliczeń analitycznych oraz symulacyjny. W oparciu o zbudowane modele dokonano analizy skuteczności hydraulicznych stabilizatorów drgań w minimalizacji przyspieszeń działających na siedzisko operatora i łyżkę ładowarki. Praca zawiera również analizę wpływu dławienia w zaworze stabilizatora oraz pojemności akumulatorów stabilizatora na drgania analizowanego pojazdu.

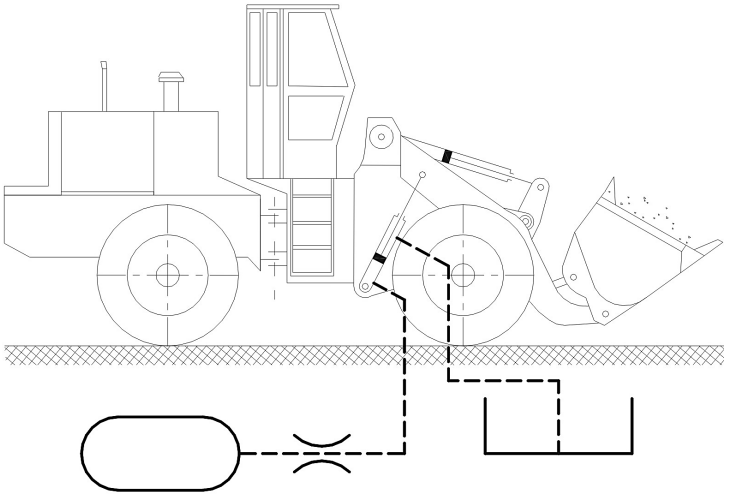
Słowa kluczowe: kołowa ładowarka łyżkowa, stabilizator drgań, badania symulacyjne.

WPROWADZENIE

Przeważająca część kołowych pojazdów przemysłowych takich jak: ładowarki, koparki czy koparko-ładowarki nie posiada zawieszenia kół jezdnych. Brak zawieszenia jest czynnikiem ułatwiającym wzbudzanie się intensywnych drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej tego typu pojazdów. Drgania już wzbudzone zanikają wolno z powodu małego tłumienia w oponach wielkogabarytowych oraz dużych momentów bezwładności maszyn. Oscylacje w tej postaci są powodem znacznego obniżenia komfortu drganiowego operatorów. W celu zmniejszenia ich intensywności stosowane są tzw. stabilizatory drgań. Idea działania stabilizatorów polega na umożliwieniu drgań kątowych wysięgnika względem podwozia. Stosowane obecnie stabilizatory mają prostą budowę [1]. Schemat funkcjonalny typowego hydraulicznego stabilizatora drgań umieszczono na rysunku 1. Hydrauliczny stabilizator drgań składa się z akumulatorów hydraulicznych i tzw. zaworu stabilizatora. Zawór stabilizatora spełnia kilka zadań, do których zalicza się:

- tworzenie bądź przerwanie połączenia pomiędzy dolnymi komorami cylindrów sterujących unoszeniem wysięgnika a akumulatorami hydraulicznymi,
- zapewnienie na odpowiednim poziomie dławienia przepływającej cieczy pomiędzy dolnymi komorami cylindrów sterujących unoszeniem wysięgnika a akumulatorami hydraulicznymi oraz
- utrzymanie na odpowiednim poziomie ciśnienia w akumulatorach hydraulicznych w czasie gdy stabilizator jest wyłączony, aby nie dochodziło do niekontrolowanych ruchów wysięgnikiem w momencie załączenia stabilizatora.

[1)] Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska, e-mail: andrzej.kosiara@pwr.wroc.pl



Rys. 1. Schemat funkcjonalny typowego hydraulicznego stabilizatora drgań

Stabilizator powinien być włączony jedynie w czasie jazdy, gdyż w czasie pracy osprzętem utrudniałby on załadunek lub urabianie materiałów.

Skuteczność stabilizatorów w redukcji drgań kątowych została już wielokrotnie wykazana w różnych pracach [2]. Wciąż budzi jednak wątpliwości precyzja ilościowego opisu osiągów stabilizatorów. Trudno także znaleźć w literaturze jasne wytyczne, co do pojemności akumulatorów oraz dławienia przepływu, jakie należy zastosować w stabilizatorze. Niniejsza praca ma na celu uzupełnić w jakiejś mierze te zauważone braki. Praca obejmuje analizę i badania symulacyjne wpływu zastosowania stabilizatorów o różnych parametrach na drgania kątowe przykładowego pojazdu przemysłowego. Jako przedstawiciela pojazdów przemysłowych wybrano czołową ładowarkę łyżkową Ł220 firmy Bumar-Fadroma i parametry tej maszyny przyjęto w przeprowadzonych obliczeniach.

ANALITYCZNE BADANIA SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA HYDRAULICZNYCH STABILIZATORÓW DRGAŃ

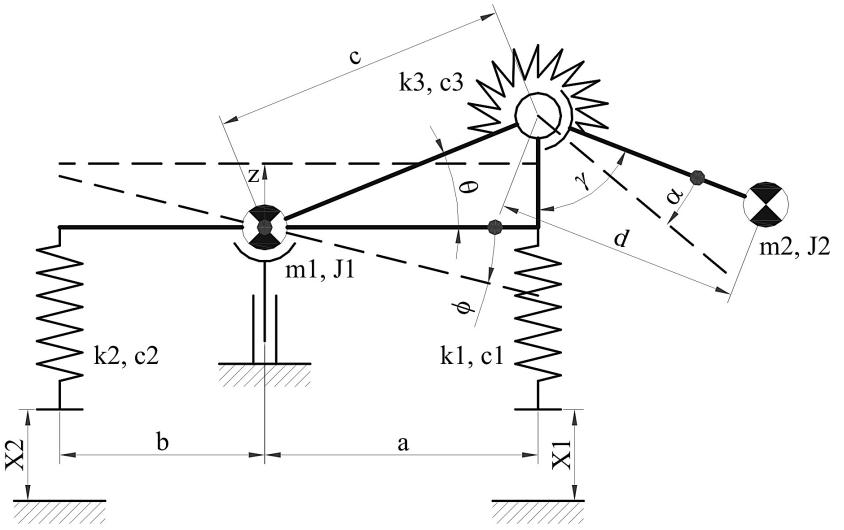
Wstępną ocenę skuteczności działania stabilizatorów kątowych drgań w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu przeprowadzono analitycznie. Przyjęto model fizyczny o trzech stopniach swobody pokazany na rysunku 2. Równania ruchu zostały wyprowadzone przy pomocy równań Lagrange'a drugiego rodzaju. Otrzymany w ten sposób nieliniowy model matematyczny zlinearyzowano metodą rozwinięcia w szereg Taylora.

Na podstawie modelu w postaci liniowych równań różniczkowych wyznaczono transmitancje operatorowe w postaci:

$$T_{x_1} = \frac{\varphi(s)}{x_1(s)} \tag{1}$$

$$T_{x_2} = \frac{\varphi(s)}{x_2(s)} \tag{2}$$

gdzie: x_1, x_2 – wymuszenia kinematyczne od podłoża działające odpowiednio na przednią i tylną oś pojazdu, φ – kąt wychylenia nadwozia w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu, s – zmienna operatorowa.



Rys. 2. Wizualizacja modelu fizycznego ładowarki ze stabilizatorem

Zauważając, że wymuszenia działające na przednią oś pojazdu są powiązane z wymuszeniami działającymi na tylną oś, sformułowano następujące dodatkowe zależności:

$$x_1(t) = x_2(t + \Delta t) \tag{3}$$

$$\Delta t = \frac{a+b}{V} \tag{4}$$

gdzie: t – czas, V – prędkość pojazdu, a – odległość środka ciężkości pojazdu od przedniej osi, b – odległość środka ciężkości pojazdu od tylnej osi.

Uwzględniając w modelu matematycznym zależności (3) i (4) oraz stosując podstawienie $s = j\omega$, transmitancje (1) i (2) zastąpiono ostatecznie jedną transmitancją widmową w postaci:

$$T\ (j\omega) = \frac{\varphi(j\omega)}{x_1(j\omega)} \tag{5}$$

W celu analizy drgań wzdłużnych pojazdu przy wymuszeniach stochastycznych przyjęto rozpowszechniony w literaturze i normach opis nierówności dróg przy pomocy gęstości widmowej mocy. Dysponując opisem stochastycznych nierówności drogi oraz transmitancją widmową pojazdu ze stabilizatorem zdefiniowano gęstość widmową mocy wychyleń wzdłużnych pojazdu zgodnie z zależnością:

$$G_w(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot \frac{1}{V} \cdot G_d(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\Omega_0 \cdot V} \right)^w \qquad (6)$$

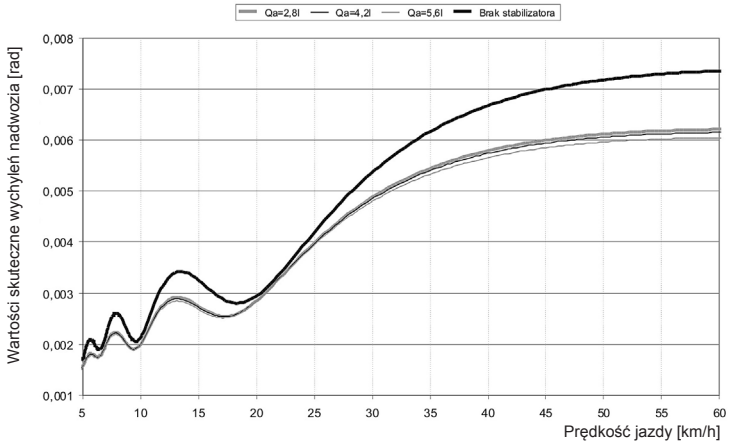
gdzie: $G_d(\Omega)$ – gęstość widmowa nierówności drogi, w – współczynnik falistości (przyjęto w = 2), Ω_0 – liczba falowa odniesienia ($\Omega_0 = 1\ ms^{-1}$), $G_d(\Omega_0)$ – wskaźnik nierówności drogi (gęstość widmowa mocy dla liczby falowej odniesienia), który przyjęto równy 64 cm^3, V – prędkość pojazdu.

Wartość gęstości widmowej mocy wychyleń wzdłużnych ładowarki jest funkcją prędkości jazdy oraz zgodnie z definicją przyjmuje właściwe sobie wartości dla poszczególnych częstości wymuszenia. Taka sytuacja sprawia trudności w ocenie wyliczonych wartości. W związku z tym w celu uproszczenia analizy otrzymanych wyników wprowadzono dodatkową wielkość P, równoważną wartości skutecznej sygnału. Zdefiniowano ją jako pierwiastek z mocy sygnału wychylenia wzdłużnego pojazdu, co pokazuje wzór (7).

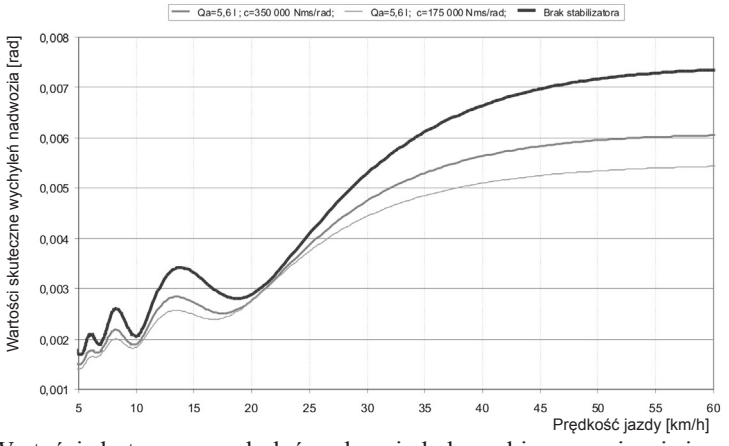
$$P = \sqrt{\int_{0,8}^{4} G(f)df} \qquad (7)$$

Moc sygnału była określana dla częstotliwości wychyleń wzdłużnych pojazdu z przedziału od 0,8 Hz do 4 Hz. Taki zakres częstotliwości przyjęto z dwóch powodów. Po pierwsze jest to zakres częstotliwości drgań poziomych, na które człowiek jest najbardziej czuły. Po drugie amplitudy wszystkich istotnych harmonicznych drgań wzdłużnych typowej ładowarki łyżkowej mieszczą się w tym zakresie.

Przykładowe wartości skuteczne P, jakie wyznaczono dla maszyny poruszającej się ze stabilizatorami różniącymi się pojemnością zastosowanych w nich akumulatorów hydraulicznych zamieszczono na rys. 3. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem zastępczych współczynników tłumienia wiskotycznego wyznaczonych przy założeniu, że maszyna wyposażona jest w standardowy zawór stabilizatora RMS1-16 firmy Bosch–Rexroth [3]. Tłumienie wynikające z sił tarcia w cylindrach oszacowano korzystając z hipotezy pracy równoważnej [4]. Z uzyskanych wyników zamieszczonych na rys. 3 wynika, że nawet znaczna zmiana pojemności akumulatorów w niewielkim stopniu wpływa na drgania kątowe ładowarki. Pozytywny wpływ samego stabilizatora jest natomiast zauważalny. Na rysunku 4 pokazano, jak wpłynęłoby zmniejszenie o połowę zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego na działanie stabilizatora. Widać tutaj większy wpływ tłumienia w porównaniu z



Rys. 3. Wartości skuteczne wychyleń nadwozia ładowarki poruszającej się ze stabilizatorami różniącymi się pojemnością zastosowanych w nich akumulatorów hydraulicznych

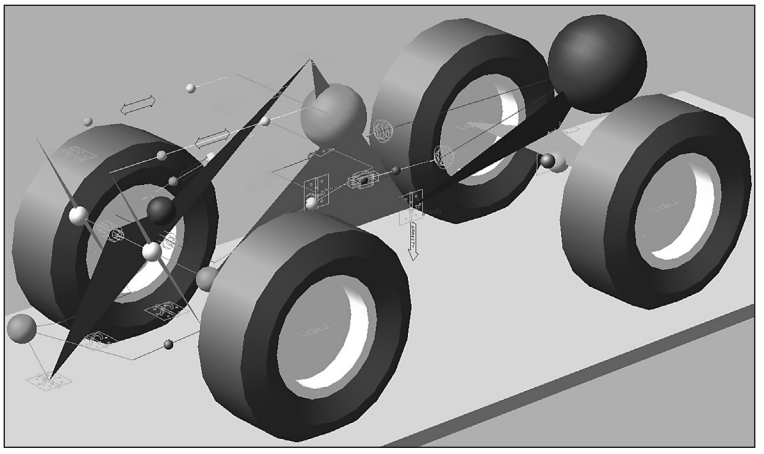


Rys. 4. Wartości skuteczne wychyleń nadwozia ładowarki poruszającej się ze stabilizatorami generującymi inne siły tłumienia

wpływem pojemności akumulatorów. Ponieważ jednak główna część zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego wynika z tarcia w cylindrach hydraulicznych, w praktyce wątpliwym jest tak znaczna jego redukcja.

SYMULACYJNE BADANIA SKUTECZNOŚCI HYDRAULICZNYCH STABILIZATORÓW DRGAŃ

Badania symulacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem systemu MSC Adams. Wizualizację zbudowanego w tym systemie modelu zamieszczono na rysunku 5. Model symulacyjny zbudowano z 19 brył sztywnych oraz 23 par kinematycznych. Zasto-



Rys. 5. Wizualizacja zbudowanego modelu w systemie MSC Adams

sowano w nim, do zamodelowania kół, cztery superelementy wykorzystujące model opony Fiali. Dodatkowo zamodelowano podatność wynikającą ze ściśliwości cieczy w cylindrach hydraulicznych układu skrętu oraz w cylindrach obrotu łyżki.

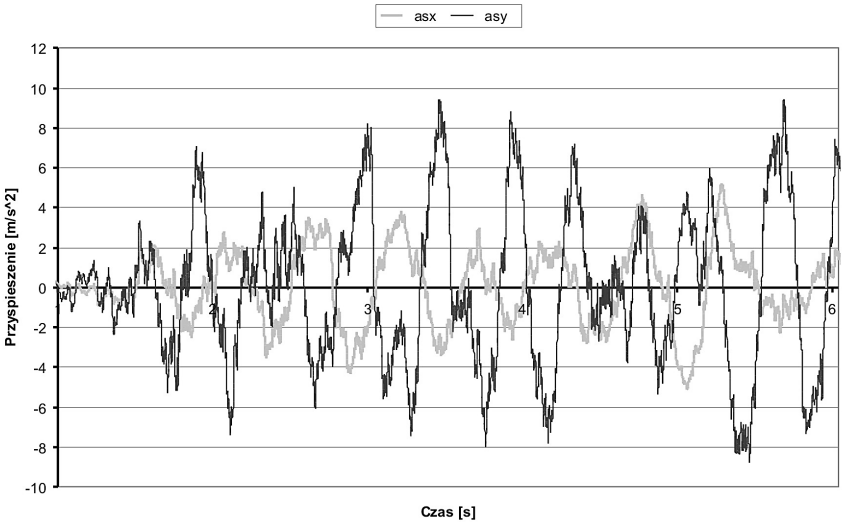
W modelu stabilizatora drgań uwzględniono: opory przepływu cieczy roboczej przez przewody hydrauliczne, dławienie w zaworze stabilizatora oraz tarcie w cylindrach sterujących położeniem wysięgnika ładowarki. Do opisu tarcia w cylindrach hydraulicznych wysięgnika zastosowano następującą zależność [3]:

$$F_{\mu} = \left(1 - \mu_D \cdot \frac{\min\left(\dot{L},\, v_k\right)}{v_k}\right) \cdot \left(F_{\mu 0} + a \cdot \left|p_g - p_d\right| + b \cdot \left|p_g - p_a\right|\right) + c \cdot \dot{L} \tag{8}$$

gdzie: L – długość cylindra hydraulicznego, p_g, p_d – ciśnienia odpowiednio w górnej i dolnej komorze cylindra, p_a – ciśnienie atmosferyczne, a, b – współczynniki określające składową statyczną tarcia zależną od różnicy ciśnień odpowiednio na tłoku cylindra i tłoczysku cylindra, $F_{\mu 0}$ – tarcie statyczne przy braku spadku ciśnienia na uszczelnieniu tłoczyska i tłoka, v_k – prędkość graniczna po przekroczeniu, której zanika tarcie statyczne, a pozostaje jedynie tarcie kinetyczne i lepkie, μ_d – współczynnik określający o ile tarcie kinetyczne jest mniejsze od tarcia statycznego.

W czasie badań symulacyjnych w szczególności badano trzy wielkości: przyspieszenie poziome i pionowe działające na siedzisko operatora oraz przyspieszenie pionowe działające na środek ciężkości łyżki ładowarki. Pierwsze dwie wielkości odpowiadają bezpośrednio za komfort drganiowy operatora, a trzecia informuje nas o tym czy będzie występowało wysypywanie się przewożonego w łyżce urobku. Przeważająca część składowej poziomej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora wynika z drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu. Taka sy-

tuacja jest wynikiem tego, że siedzisko operatora znajduje się znacznie powyżej środka ciężkości pojazdu oraz powyżej osi drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu. Przykładowy przebieg przyspieszeń działających na siedzisko operatora pokazano na rys. 6. Przyśpieszenia pionowe działające na środek ciężkości łyżki także w największym stopniu zależą od drgań kątowych pojazdu w płaszczyźnie wzdłużnej.



Rys. 6. Porównanie składowych pionowych i poziomych przyspieszeń działających na siedzisko operatora ładowarki łyżkowej; V=45 km/h, Q_a =2,5 l, d=10 mm

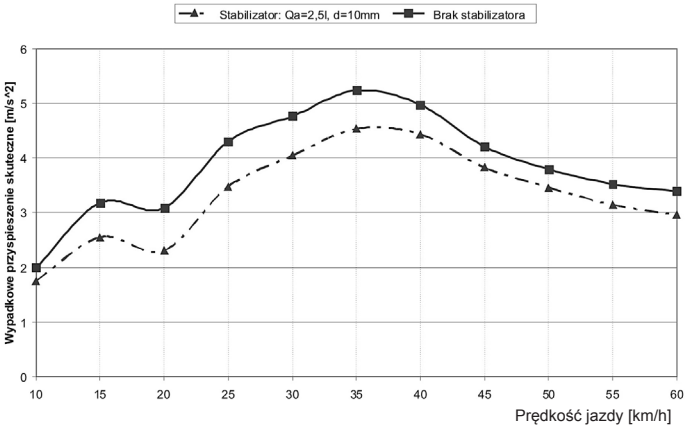
Określenie wymienionych i scharakteryzowanych powyżej trzech wielkości przeprowadzano w czasie przejazdów z różnymi prędkościami wirtualnej ładowarki Ł220 po 150-metrowym odcinku drogi z nierównościami stochastycznymi. Nierówności stochastyczne były równoważne średnim nierównościom drogi klasy D według standardu ISO 8608:1995.

Na rysunku 7 pokazano wartości wypadkowe przyspieszeń działających na siedzisko operatora ładowarki, która to raz jest wyposażona we włączony stabilizator drgań, a drugim razem takiego stabilizatora nie posiada. Wypadkowe przyspieszenia wyznaczano zgodnie z zależnością (9):

$$a_{sw} = \sqrt{a_{sx}^2 + a_{sy}^2} \tag{9}$$

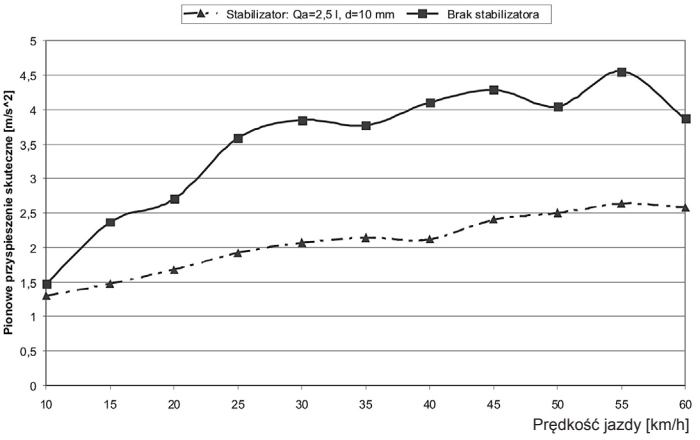
gdzie: a_{sx} – skuteczna wartość składowej poziomej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora, a_{sy} – skuteczna wartość składowej pionowej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora.

Z danych przedstawionych na rys. 7 jednoznacznie wynika pozytywny wpływ stabilizatora na minimalizację obciążeń działających na operatora. Jest to wpływ znaczący, jednak nie rozwiązujący całkowicie problemu komfortu drganiowego kie-



Rys. 7. Wypadkowe przyspieszenia skuteczne działające na siedzisko operatora ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem drgań oraz bez stabilizatora drgań: Q_a – pojemność akumulatorów stabilizatora, d – średnica zwężki dławiącej przepływ cieczy z cylindrów hydraulicznych do akumulatorów i z powrotem

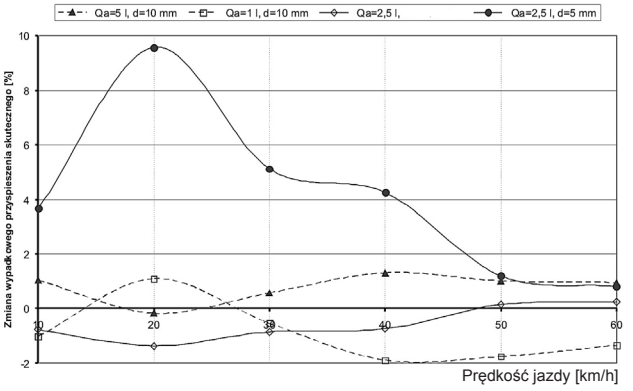
rowcy. Na rysunku 8 zestawiono wartości skuteczne przyspieszeń pionowych działających na łyżkę wirtualnej ładowarki Ł220 poruszającej się z i bez stabilizatora drgań. Jednoznacznie wynika z nich duża efektywność stabilizatora w redukowaniu obciążeń pionowych działających na łyżkę ładowarki.



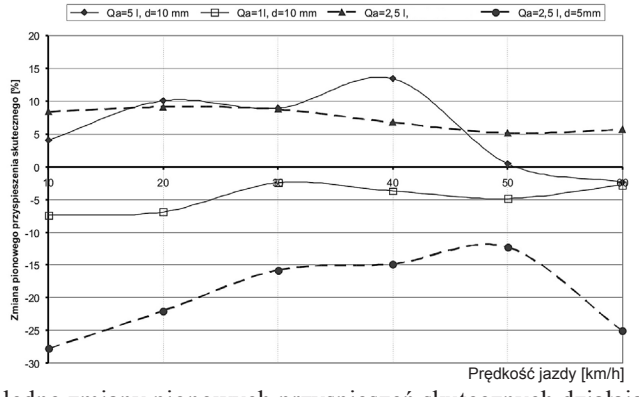
Rys. 8. Wypadkowe przyspieszenia skuteczne działające na środek ciężkości łyżki ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem drgań oraz bez stabilizatora drgań; Q_a – pojemność akumulatorów stabilizatora, d – średnica zwężki dławiącej przepływ cieczy z cylindrów hydraulicznych do akumulatorów i z powrotem

Wyniki obliczeń, które miały odpowiedzieć na pytanie, czy jest możliwa poprawa osiągów stabilizatora poprzez optymalizację jego parametrów zestawiono na rys. 9 i 10. Potwierdziły one wnioski z badań analitycznych o pomijalnie małym

wpływie pojemności akumulatorów hydraulicznych na skuteczność minimalizowania drgań pojazdu. Oczywiście jest tu mowa o typowych wartościach pojemności stosowanych akumulatorów hydraulicznych.



Rys. 9. Względne zmiany wypadkowych przyspieszeń skutecznych działających na siedziska operatorów ładowarek łyżkowych wyposażonych w różne stabilizatory drgań w stosunku do analogicznych przyspieszeń wyznaczonych dla ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem o następujących parametrach: Q_a = 2,5 l, d = 10 mm



Rys. 10. Względne zmiany pionowych przyspieszeń skutecznych działających na łyżki ładowarek wyposażonych w różne stabilizatory drgań w stosunku do analogicznych przyspieszeń wyznaczonych dla ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem o następujących parametrach: Q_a = 2,5 l, d = 10 mm

Wyniki te potwierdziły również nieco większy wpływ dławienia na minimalizację przez stabilizator drgań ładowarki. Zgodnie z przypuszczeniami, wykazano, że nie da się znacząco obniżyć tłumienia w układzie, gdyż wynika ono przede wszystkim z tarcia w cylindrach hydraulicznych. Wyniki badań symulacyjnych pokazały możliwości wpływania, poprzez zmianę dławienia i pojemności akumulatorów stabilizatora, na przyspieszenia pionowe łyżki ładowarki w stopniu znacznie wyższym niż miało to miejsce w przypadku przyspieszeń siedziska operatora. Zmniejszenie

przyspieszeń pionowych działających na łyżkę uzyskiwano przy zmniejszaniu pojemności akumulatorów hydraulicznych i zwłaszcza przy zwiększaniu dławienia. Niestety, należy zauważyć, że znaczące obniżenie skutecznych przyspieszeń pionowych łyżki ładowarki poprzez zwiększenie dławienia w stabilizatorze powoduje jednoczesny wzrost przyspieszeń skutecznych działających na siedzisko operatora.

PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzenia obliczeń analitycznych i testów wirtualnych wykazano, że zastosowanie hydraulicznych stabilizatorów drgań w nieresorowanych pojazdach przemysłowych typu ładowarka czołowa powoduje znaczącą obniżkę przyspieszeń skutecznych działających zarówno na siedzisko operatora jak i na łyżkę ładowarki. Dowiedziono, iż zmiany pojemności akumulatorów hydraulicznych w minimalny sposób wpływają na końcową skuteczność urządzenia. Zaobserwowano także, że dużo większy od pojemności akumulatorów, wpływ na drgania łyżki i całego pojazdu ma dławienie w zaworze stabilizatora. Niestety, zwiększenie dławienia, które powodowało zmniejszenie skutecznych przyśpieszeń pionowych działających na łyżkę ładowarki powodowało jednocześnie zwiększenie skutecznych przyspieszeń działających na siedzisko operatora.

LITERATURA

1. Szydelski Z.: Hydrauliczne stabilizatory w ładowarkach kołowych. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, nr 2, 1994.
2. Czarniecki M., Mendelowski P. Szymendera S.: Tłumienie kołysania wzdłużnego ładowarki. VII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane 1995.
3. Kosiara A.: Eksperymentalna identyfikacja parametrów modelu stabilizatora drgań ładowarki łyżkowej. Konferencja Naukowo-Techniczna, Maszyny i Pojazdy dla Budownictwa i Górnictwa Skalnego. Wrocław 2010.
4. Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.

ANALYTICAL CALCULATIONS AND STIMULATION TESTS OF STABILIZATION PROCESS OF INDUSTRIAL VEHICLE'S PITCH OSCILLATION

Abstract

The article presents models of bucked wheeled loader with hydraulic stabilizer: simulation and mathematical for analytical calculations. Based on developed models, an analysis of hydraulic stabilizer effectiveness in minimizing accelerations acting on operator's seat and loader's bucket was made. The article also presents analysis of the influence of throttling in stabilizer's valve and stabilizer's accumulators volume on vibrations of analyzed vehicle.

Keywords: bucket wheeled loader, vibration stabilizer, simulation tests.

Włodzimierz Kupicz[1)]

ROBOT STERUJĄCY SR60 JAKO NARZĘDZIE WERYFIKACJI MODELI SYMULACYJNYCH KIEROWALNOŚCI POJAZDÓW

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań służące opracowaniu metodyki badań kierowalności i stateczności wojskowych pojazdów specjalnych przy użyciu robota sterującego SR 60. Pojazdy opancerzone, ze względu na wysoko położony środek masy oraz duży moment bezwładności bryły nadwozia stwarzają duże zagrożenie podczas dynamicznych manewrów. Niebezpieczne jest zjawisko nadsterowności, które powoduje samoczynne zmniejszenie promienia skrętu a co za tym idzie zwiększenie przyspieszenia poprzecznego co przy wysoko położonym środku masy zazwyczaj prowadzi do wywrócenia pojazdu. Dlatego też badania zachowania pojazdów specjalnych w tym wojskowych podczas badań drogowych należą do szczególnie niebezpiecznych. Opracowana metodyka pozwala zminimalizować ryzyko a zastosowanie robota sterującego pozwala uzyskiwać bardzo dużą powtarzalność wyników badań, nieosiągalną nawet dla bardzo wprawnego kierowcy testowego. Dzięki niespotykanej powtarzalności testów robot sterujący może być doskonałym narzędziem do weryfikacji modeli symulacyjnych.

Słowa kluczowe: pojazdy, kierowalność, metody badań, weryfikacja modeli symulacyjnych.

WSTĘP

Pojazdy wojskowe ze względu na swoje przeznaczenie muszą charakteryzować się bardzo dobrymi własnościami jezdnymi oraz kierowalnością i statecznością ruchu. W warunkach bojowych kierowca działa w stanie silnego stresu, co sprzyja popełnianiu błędów w kierowaniu pojazdem. Dodatkowo problem pogłębia się w pojazdach typu MRAP (*Mine Resistant Ambush Protected*), których kapsuła-przedział pasażerski- odporna na wybuch miny znajduje się na dużej wysokości, wysoko położony jest środek masy pojazdu, co znacząco zmniejsza stateczność poprzeczną. Pojazdy przed wprowadzeniem do eksploatacji w wojsku podlegają obszernym badaniom między innymi w zakresie kierowalności i dynamicznej stabilności ruchu. Aby sam proces badawczy był bezpieczny opracowano procedurę, która ma na celu zminimalizowanie ryzyka wywrócenia pojazdu podczas badań drogowych. Dzięki zastosowaniu do badań robota sterującego SR 60 firmy AB Dynamics uzyskano

[1)] Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, ul. Okuniewska 1, 05-070 Sulejówek, e-mail: wlodekkupicz@gmail.com

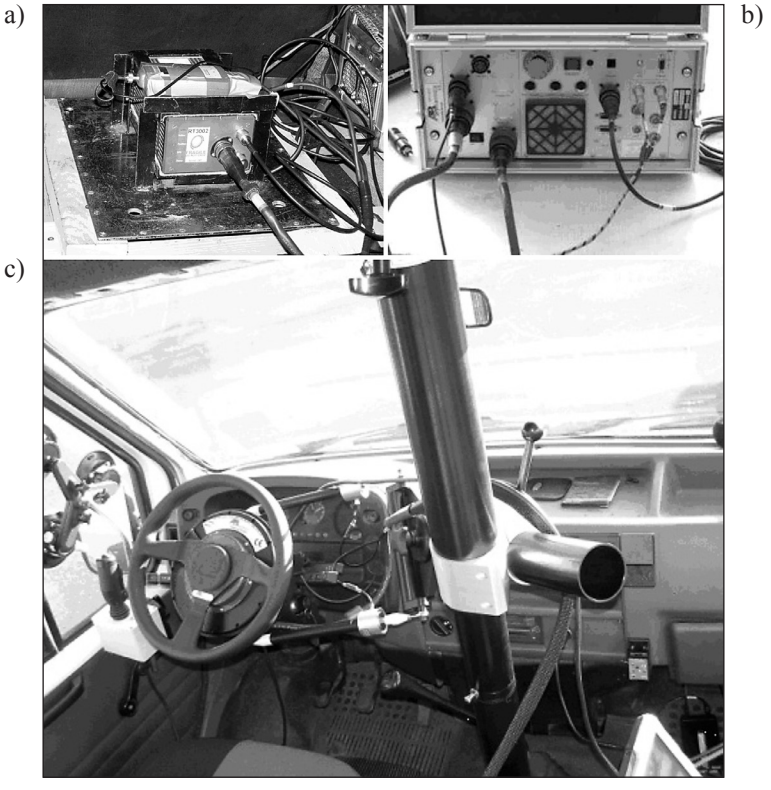
bardzo dużą powtarzalność wyników badań drogowych. Pozwala to na precyzyjne określanie bezpiecznych warunków eksploatacji badanych pojazdów, które mogą być również podstawą do weryfikacji modeli symulacyjnych.

OPIS APARATURY BADAWCZEJ

Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej dysponuje unikalnym urządzeniem do badania zachowania pojazdu w warunkach drogowych. Jest to robot sterujący SR 60 firmy AB Dynamics. Urządzenie składa się z kilku modułów:

- jednostka centralna o dużej mocy obliczeniowej;
- system pomiarowy inercyjno-satelitarny RT 3002;
- kierownica z silnikiem krokowym i systemem pomiaru kąta i prędkości obrotu, oraz momentu;
- komputer użytkownika do zapisu i wizualizacji danych.

Widok robota przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Robot sterujący: a – system inercyjno satelitarny RT 3002, b – jednostka centralna, c – kierownica pomiarowa z kolumną ustalającą

Maksymalny moment wymuszający na kole kierownicy wynosi 70 Nm. Maksymalna prędkość skrętu 2500°/s, rozdzielczość kątowa 0.00076°, dokładność kątowa 0.2° w zależności od obciążenia i prędkości.

Tak skonfigurowany układ pozwala na:

- zaprogramowanie dowolnego toru jazdy lub skorzystanie z gotowych szablonów znormalizowanych testów;
- zarejestrowanie i odtworzenie toru ruchu pojazdu podczas jazdy kierowcy;
- pomiary odpowiedzi układu na wymuszenie: mierzone są prędkości wzdłużne, poprzeczne i pionowe, przemieszczenie i przyspieszenia kątowe pojazdu, przyspieszenia boczne, określana jest charakterystyka kierowalności pojazdu;
- test może być prowadzony zawsze w tym samym miejscu co jest szczególnie ważne jeśli dysponujemy niewielkim placem do pomiarów lub o niejednorodnej nawierzchni.
- odtwarzalność toru ruchu pojazdu z dokładnością ±5 cm

Badania wykonywane są przy pomocy dwóch rodzajów testów:

- testy otwarte: przy ściśle określonym wymuszeniu kąta skrętu oraz prędkości kątowej. System RT służy w tym przypadku do rejestracji odpowiedzi układu na ściśle określone wymuszenie
- testy zaprogramowane torem ruchu. System RT pozycjonuje pojazd i wymuszenie uzależnione jest od zachowania pojazdu.

BADANIA

Badania wykonano wg następującego programu:

1. Wybór obiektu badań;
2. Wyznaczenie parametrów statycznych:
   - rozkładu masy na koła osie i strony dla dwóch stanów obciążenia;
   - położenia środka masy dla dwóch stanów obciążenia;
   - statycznego kąta przechyłu bocznego na płycie uchylnej z jednoczesnym pomiarem kąta przechyłu nadwozia względem płyty;
   - kąta przechyłu nadwozia w funkcji siły bocznej w warunkach statycznych;
3. Wykonanie badań na lotnisku dla dwóch stanów obciążenia:
   - wykonanie testu „random noise" przy różnych prędkościach jazdy;
   - badania stateczności w ruchu po okręgu o stałym promieniu 30 m ze stopniowo zwiększaną prędkością jazdy [4];
   - testu wymuszenia sinusoidalnego na kole kierownicy przy różnych prędkościach jazdy [5];
   - testu odporności na wywrócenie „roll stability"
   - podwójnej zmiany pasa ruchu [3].

WYNIKI BADAŃ

Do badań wybrany został wojskowy pojazd terenowy, o nisko położonym środku masy, który zapewniał bezpieczne wykonywanie manewrów [1].

W pierwszym etapie wykonano pomiary parametrów statycznych. Wyznaczono położenie środka masy, statyczny kąt przechyłu bocznego oraz kąt przechyłu nadwozia podczas próby oddziaływania siłą boczną przyłożoną w środku masy, w warunkach statycznych.

Na rysunku 2 przedstawiono pomiar położenia środka masy oraz statycznego kąta przechyłu bocznego

Rys. 2. Wyznaczanie położenia środka masy i statycznego kąta przechyłu bocznego

Wyniki przeprowadzonych badań statycznych pozwalają stwierdzić że:

- ładunek o masie 225 kg umieszczony na podłodze przy tylnych drzwiach spowodował przesunięcie środka masy do tyłu o 146 mm oraz w dół o 31 mm,
- badany pojazd posiada „sztywne zawieszenie" które powoduje, że kąty przechyłu nadwozia są niewielkie,
- istnieje pełna korelacja pomiędzy kątem przechyłu nadwozia wyznaczonym podczas badania na płycie uchylnej oraz podczas oddziaływania siły bocznej. Wyznaczony kąt przechyłu nadwozia w warunkach statycznych może służyć jako parametr graniczny, powyżej którego istnieje niebezpieczeństwo wywrócenia pojazdu podczas manewrów w badaniach drogowych.

Następnie wykonano badania na płycie lotniska z użyciem robota sterującego SR 60. W celu określenie powtarzalności badań wykonano próby wymuszenia sinusoidalnego na kole kierownicy, o częstotliwości 0,5 Hz oraz 1 Hz. Jako miarę rozrzutu wyników przyjęto odchylenie standardowe wartości średniej wymuszenia (kąta skrętu kierownicy) oraz odpowiedzi (przyspieszenie poprzeczne i prędkość kątowa odchylania). Wyniki analiz przedstawiono w tabeli 1

Tabela 1. Rozrzut wyników podczas testu wymuszenia sinusoidalnego

Parametr	Skręt w stronę			
	lewą		prawą	
	Częstotliwość wymuszenia [Hz]			
	0,5	1	0,5	1
Maksymalna prędkość kątowa skrętu koła kierownicy [°/s]	291	568	302	631
Maksymalny moment na kole kierownicy [Nm]	12,5	31,74	13,1	34,12
Średni kąt skrętu kierownicy [°]	90,01	89,89	89,97	89,98
Odchylenie standardowe kąta skrętu kierownicy	0,01	0,02	0,01	0,02
Średnia amplituda przyspieszenia poprzecznego [m/s/s]	5,17	4,45	5,89	4,92
Odchylenie standardowe przyspieszenia poprzecznego	0,14	0,08	0,12	0,1
Średnia amplituda prędkości kątowej odchylania [°/s]	13,07	21,94	15,6	23,27
Odchylenie standardowe prędkości odchylania	0,57	0,98	0,65	0,48

Uzyskane wyniki charakteryzują się niezwykłą powtarzalnością co sprawia, że mogą być podstawą do weryfikacji modeli symulacyjnych kierowalności pojazdów.

Dla porównania wykonano kilkukrotny przejazd po okręgu o promieniu 30 m przy użyciu robota SR 60 oraz przez kierowcę testowego. Różnica toru jazdy przy ponownym pokonywaniu okręgu w przypadku robota wynosi ok. 0,01 m podczas gdy dla kierowcy testowego różnice wynoszą od 0,73 m do 0,94 m.

Jazda po okręgu o stałym promieniu ze stopniowo zwiększaną prędkością jazdy

Badania przeprowadzono podczas jazdy po okręgu o promieniu 30 m, stopniowo zwiększając prędkość jazdy do momentu aż poślizg boczny uniemożliwił utrzymanie pojazdu na zadanym torze ruchu.

Zarejestrowane sygnały przyspieszenia poprzecznego (lateral akceleration), prędkości odchylania (yaw velocity), momentu na kole kierownicy (SR Torq), poddano filtracji filtrem Butterwotha rzędu 11 o częstotliwości blokowania 5 Hz. [4, 5]

Obliczono gradient sterowności określony zależnością (1).

$$GS = \frac{1}{i_s}\frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \tag{1}$$

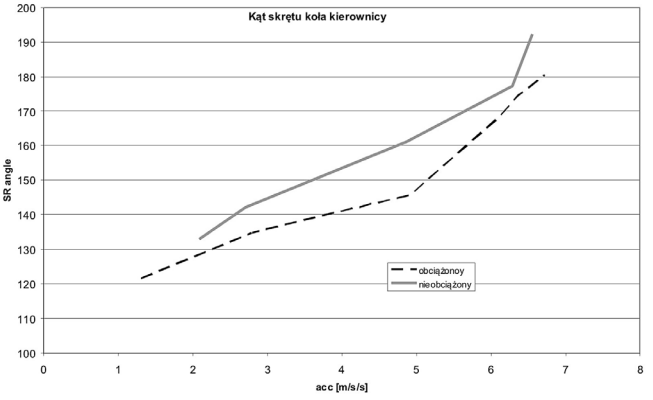
gdzie: δ_A – teoretyczny kąt skrętu kół wynikający z zależności Ackermana, potrzebny do poruszania się po łuku o promieniu R pojazdu o rozstawie osi l [3]:

$$\delta_A = \frac{l}{R}$$

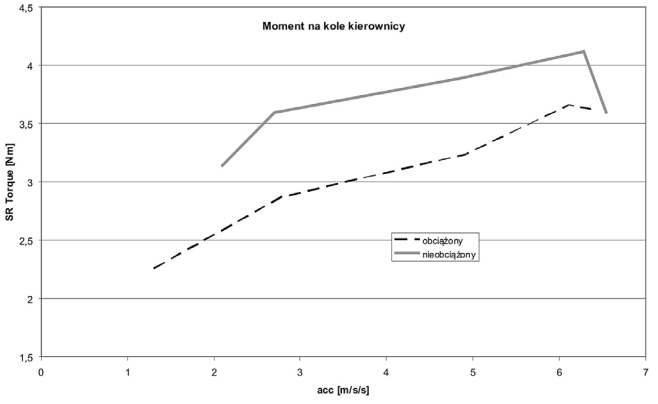
Wyniki badań wykazały że przesunięcie środka masy do tyłu (wariant „obciążony") powoduje:

- zmniejszenie kąta skrętu kół potrzebne do jazdy po okręgu o zadanym promieniu;
- zmniejszenie momentu na kole kierownicy;
- zmniejszenie kąta bocznego znoszenia pojazdu;
- zmniejszenie gradientu sterowności.

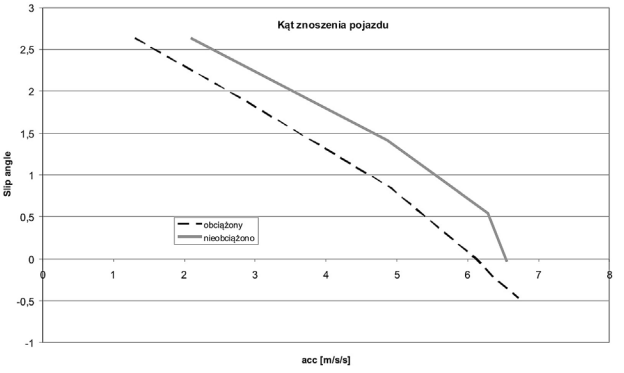
Wyniki badań dla obu wariantów obciążenia przedstawiono na rysunkach 3–6.



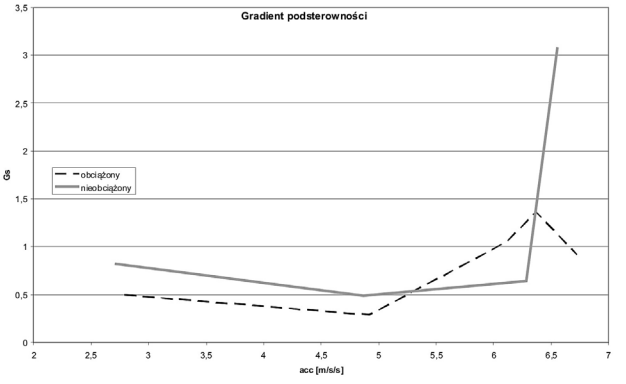
Rys. 3. Kąt skrętu kierownicy potrzebny do jazdy po promieniu 30 m w funkcji przyspieszenia poprzecznego



Rys. 4. Moment obrotowy na kole kierownicy w funkcji przyspieszenia poprzecznego



Rys. 5. Kąt znoszenia pojazdu w funkcji przyspieszenie poprzecznego



Rys. 6. Gradient sterowności pojazdu w funkcji przyspieszenia poprzecznego

Badanie zachowania pojazdu podczas wymuszenia sinusoidalnego

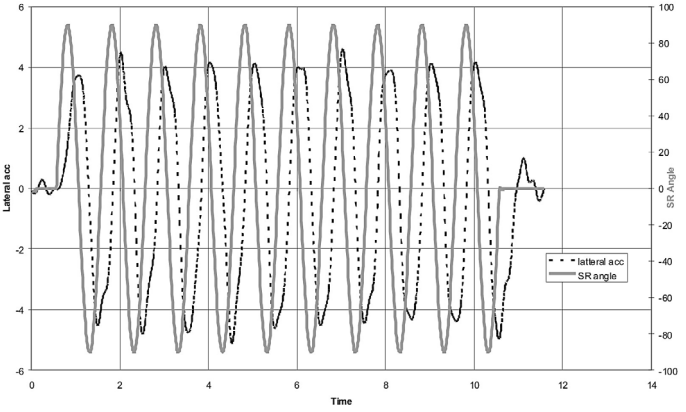
Badania wykonano dla dwóch stanów obciążenia – dla samochodu o masie własnej oraz obciążony masą 225 kg ułożoną przy tylnych drzwiach. Dobrano prędkość jazdy tak aby amplituda przyspieszenia poprzecznego wynosiła ok 4 m/s^2. Przykładowe przebiegi czasowe dla częstotliwości 1 Hz przedstawiono na rysunkach 7–9.

Wyznaczono przesunięcia fazowe pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią układu dla dwóch częstotliwości 0,5 Hz i 1 Hz oraz współczynniki wzmocnienia dla przyspieszenia poprzecznego i prędkości kątowej odchylania z zależności (2) i (3):

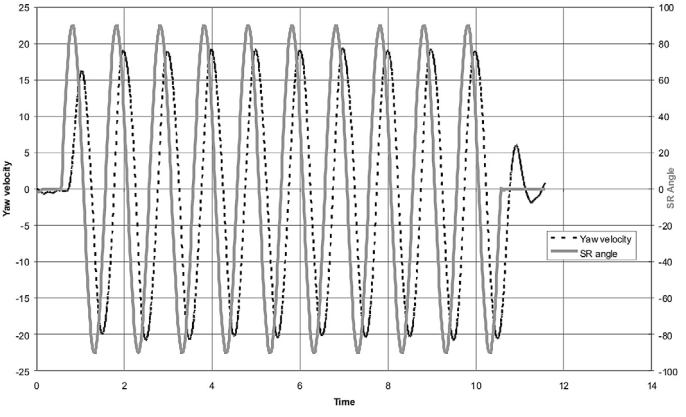
$$yaw_{gain} = \frac{\left|yaw_{\max}\right|}{\left|SRangle_{\max}\right|} \tag{2}$$

$$ac_{gain} = \frac{\left|ac_{\max}\right|}{\left|SRangle_{\max}\right|} \tag{3}$$

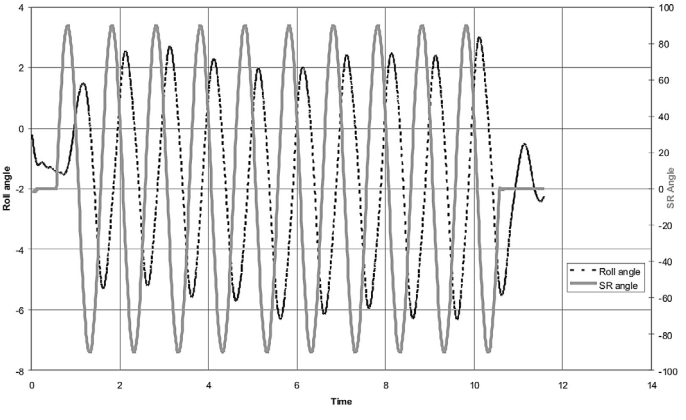
Wyniki przedstawiono na rysunkach 10–11.



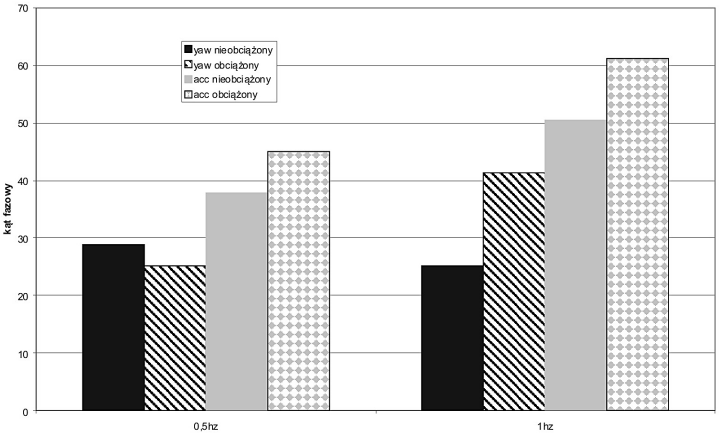
Rys. 7. Przebiegi czasowe kąta skrętu kierownicy i przyspieszenia poprzecznego



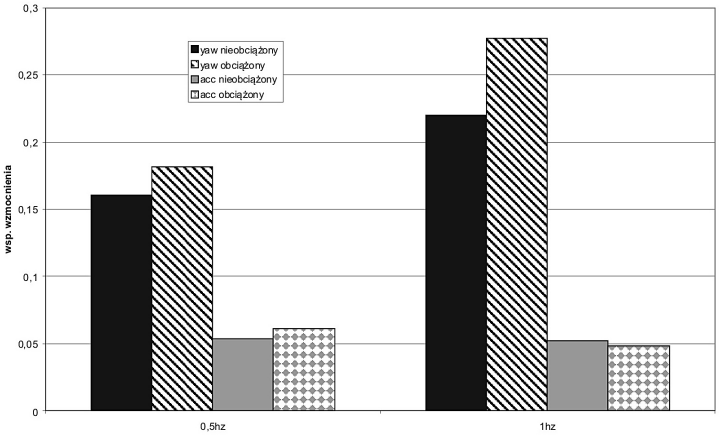
Rys. 8. Przebiegi czasowe kąta skrętu kierownicy i prędkości kątowej odchylania



Rys. 9. Przebiegi czasowe kąta skrętu kierownicy i kąta bocznego przechyłu nadwozia



Rys. 10. Kąt przesunięcia fazowego pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią układu

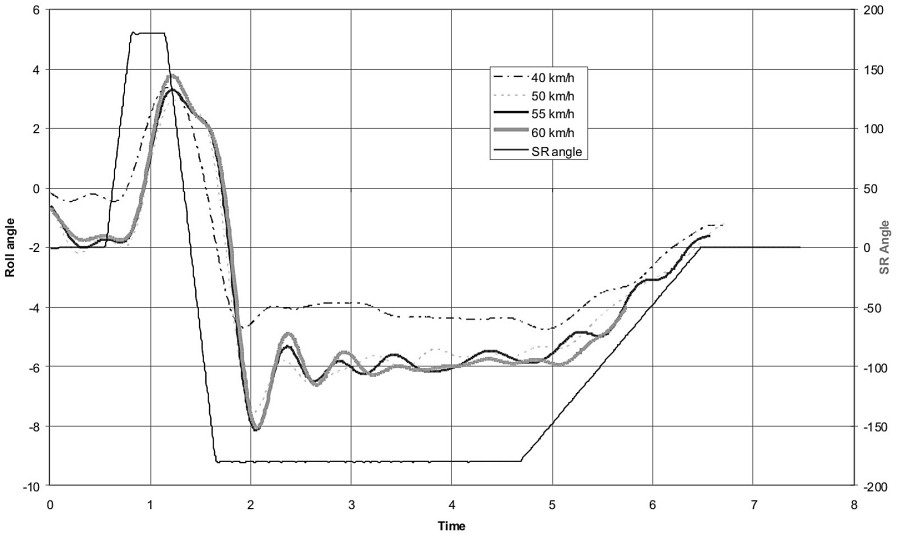


Rys. 11. Współczynniki wzmocnienia przyspieszenia poprzecznego i prędkości kątowej odchylania

Test stateczności poprzecznej – roll stability

Podczas tego testu wyznaczana jest odporność pojazdu na przewrócenie. Początkowe wymuszenie kierownicą w jedną stronę, po osiągnięciu stanu ustalonego ze względu na prędkość kątową nadwozia zmienia się w wymuszenie w stronę przeciwną z dużą prędkością kątową koła kierownicy. Na nadwozie pojazdu działa siła odśrodkowa przyłożona w środku masy oraz dodatkowo siła reakcji sprężyn zawieszenia i stabilizatorów. Wyznaczana jest bezpieczna prędkość przy, której nie występuje nadmierny kąt przechyłu nadwozia.

Na rysunku 12 przedstawiono przebiegi kąta przechyłu bocznego dla różnych prędkości jazdy.



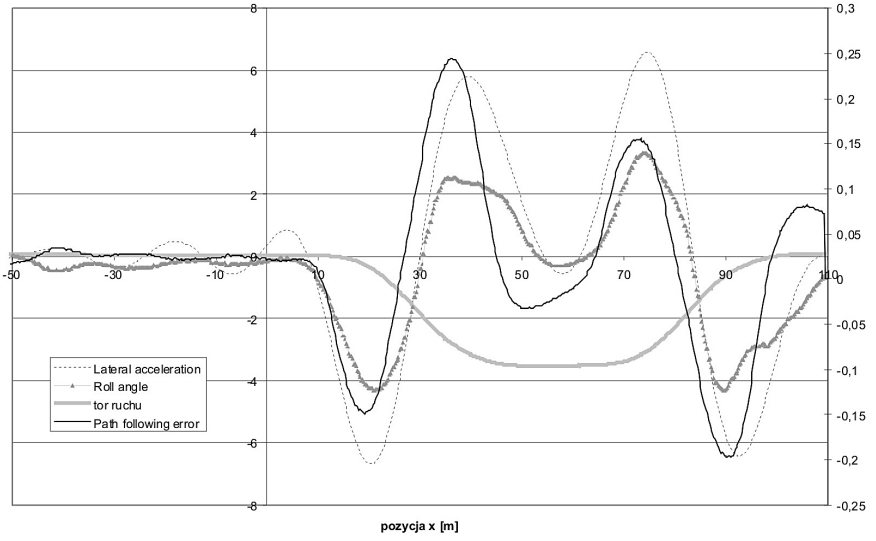
Rys. 12. Przebiegi czasowe kąta przechyłu bocznego podczas testu stateczności

Z analizy przebiegów czasowych kąta przechyłu nadwozia wynika, że prędkość jazdy tylko do pewnego momentu ma wpływ na wartość kąta przechyłu. Związane jest to z narastającym kątem bocznego znoszenia który powoduje zmniejszenie przyspieszenia poprzecznego.

Badanie zachowania pojazdu podczas manewru podwójnej zmiany pasa ruchu

Test podwójnej zmiany pasa ruchu powinien wykonywany być na końcu. Symuluje on możliwe zachowanie i reakcje pojazdu podczas rzeczywistej sytuacji drogowej, w trakcie manewru omijania, wymuszonego np. wtargnięciem pieszego na jezdnię. Badania powinno się rozpoczynać od niskich prędkości a po każdym przejeździe kontrolować przebieg kąta bocznego przechyłu pojazdu. Tor ruchu powinien być wyznaczony za pomocą pachołków a dodatkowo należy analizować przebieg błędu zachowania ścieżki *Path following error*. W obrębie maksymalnych możliwych prędkości należy zwiększać prędkość z coraz mniejszym krokiem – 2 lub 1 km/h. Konieczne jest również bardzo dokładne zachowanie prędkości jazdy podczas całego testu. Pożądane jest aby prędkość wahała się nie więcej niż 1 km/h. Maksymalną bezpieczną prędkością jest taka, przy której udało się trzykrotnie wykonać manewr bez strącania pachołków/ nadmiernego błędu zachowania toru ruchu oraz niebezpiecznego przechyłu bocznego. Badania należy przeprowadzić w obie strony ruchu.

Przykładowe przebiegi przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 13. Przebiegi czasowe mierzonych parametrów podczas manewru podwójnej zmiany pasa ruchu

PODSUMOWANIE

Podstawowym problemem w badaniach kierowalności pojazdów jest wpływ stylu prowadzenia kierowcy na powtarzalność wyników badań. Szczegółowe analizy wyników badań uzyskanych tradycyjną metodą wykazały znaczne rozrzuty przy wykonywaniu manewrów testowych przez tego samego kierowcę a w szczególności różnice te były widoczne przy porównaniu trzech różnych kierowców. Użycie w opracowanych procedurach badawczych robota sterującego wyeliminowało problem braku powtarzalności wyników. Dzięki temu ocena pojazdu w badaniach drogowych jest bardziej obiektywna i precyzyjna. Z wyników przeprowadzonych badań wynika że:

- przed każdymi badaniami na lotnisku w pojeździe należy wykonać pomiary rozkładu mas na koła osie i strony, wyznaczyć położenie środka masy oraz statyczny teoretyczny kąt przechyłu bocznego, graniczny kąt przechyłu na płycie przy jednoczesnym pomiarze kąta przechyłu nadwozia. Jest to bardzo ważne ze względów bezpieczeństwa.
- kąt przechyłu nadwozia wyznaczony na płycie przechylnej jest tożsamy z kątem przechyłu wyznaczonym podczas próby działania siły bocznej na pojazd oraz kątem przechyłu nadwozia uzyskiwanym podczas badań drogowych. Może być zatem wskazówką, że wykonywanie manewrów przy większych kątach przechyłu wiąże się z dużym ryzykiem przewrócenia pojazdu;

- określono rozrzut wyników, zarówno wymuszenia jak i odpowiedzi układu, podczas badań z użyciem robota SR 60. Uzyskane rezultaty świadczą o bardzo dużej powtarzalności wyników,
- podczas testów drogowych pojazdów specjalnych należy zachować szczególną ostrożność i każdą serię pomiarów rozpoczynać od najniższych prędkości jazdy.

Opracowana procedura służy do precyzyjnego określenia bezpiecznej prędkości jazdy podczas wykonywania gwałtownych manewrów, oraz charakterystyki kierowalności pojazdów. Może być doskonałym narzędziem do weryfikacji modeli symulacyjnych.

LITERATURA

1. Kupicz W, Niziński S.: Method for testing steerability and stability of military vehicles motion using SR60e steering robot. KONES 2011.
2. Kupicz W.: Opracowanie procedury badań kierowalności i stateczności pojazdów przy użyciu robota sterującego SR 60. Sprawozdanie WITPiS nr 10/ZPS/2011, Sulejówek 2011.
3. Reński A.: Budowa samochodów. Politechnika Warszawska, Warszawa 1997.
4. STANAG 4357 i 4358: Procedura AVTP 03-160. Dynamiczna stabilność ruchu.
5. ISO 14792: Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Steady-state circular tests.
6. ISO 14793: Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Lateral transient response methods.

ROBOT SR60 AS A TOOL FOR VERIFICATION SIMULATION MODEL VEHICLES STEERING

Abstract

The paper presents testing results that serve the development of research methodology for steerability and stability of military special-purpose vehicles using the SR 60th control robot. Due to their high center of mass and a large moment of inertia of their body, armored vehicles pose a serious hazard during dynamic maneuvers. The phenomenon of oversteering is dangerous, which causes automatic reduction in turning radius and thus increases the lateral acceleration at the high-lying center of mass usually leads to the vehicle rollover. Therefore, the research studies on behavior of special-purpose vehicles, including the military ones during road tests are particularly dangerous. The developed methodology allows mitigating the risk of using the steering robot and enables to obtain a very high research results repeatability, unattainable even for a very skilled test driver. Thanks to its unique testing repeatability, the control robot may be an excellent tool to verify simulation models.

Key words: vehicles, steerability, research methods, simulation models verification.

Witold Luty[1)]

WYZNACZANIE PARAMETRÓW MODELU NABIEGANIA OGUMIENIA NA PODSTAWIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych ogumienia samochodu ciężarowego w nieustalonych warunkach znoszenia bocznego koła. Pokazano sposób aproksymacji wyników badań poprzez dopasowanie modelu nabiegania do charakterystyki nabiegania koła ogumionego. Przedstawiono sposób ręcznego oraz zautomatyzowanego doboru długości drogi nabiegania, z uwzględnieniem zmiany wartości obciążenia normalnego koła oraz zadawanego kąta znoszenia. Przedstawiono uproszczoną metodę określenia parametrów nabiegania na podstawie znanej wartości sztywności bocznej opony. Metoda umożliwia wyznaczenie wartości długości drogi nabiegania i jej zastosowanie bezpośrednio w modelu współpracy koła ogumionego z podłożem, z uwzględnieniem nieustalonych stanów znoszenia bocznego.

Słowa kluczowe: właściwości ogumienia, znoszenie boczne ogumienia, nabieganie ogumienia.

WPROWADZENIE – NABIEGANIE OGUMIENIA W UJĘCIU MODELOWYM

Proces nabiegania opony zachodzący w wyniku zadania skokowej zmiany wartości kąta znoszenia koła przedstawiono na rysunku 1. Podczas nabiegania narasta odkształcenie boczne opony, zmienia się kształt współpracy czoła opony z podłożem, a reakcja boczna F_y zmienia się wraz z przebytą przez koło drogą, aż do osiągnięcia takiej wartości, jaką koło przenosi w ustalonych warunkach ruchu, gdy δ = const, $F_z = const.$ i $s_x = const.$

Uwzględnienie nabiegania ogumienia w modelu współpracy koła z podłożem wymaga zastosowania modelu nabiegania ogumienia. Jednym z takich modeli jest model znany jako IPG-TIRE [1]. Model ten jest zwany modelem dynamiki ogumienia I rzędu [2], jest opisany równaniem, charakterystycznym dla typowego elementu inercyjnego I rzędu:

$$F_y(t) = F_{yu} - t_n \cdot \dot{F}_y(t) \tag{1}$$

gdzie: F_{yu} – reakcja boczna przenoszona przez koło w ustalonych warunkach ruchu,
$F_y(t)$ – chwilowa wartość reakcji bocznej przenoszonej przez koło, podczas procesu jego nabiegania,
$\dot{F}_y(t)$ – pochodna zmian wartości reakcji bocznej F_y w funkcji czasu,
t_n – stała równania – czas nabiegania.

[1)] Wydział Transportu, Politechnika Warszawska, e-mail: wluty@it.pw.edu.pl

Czas nabiegania t_n jest to właściwie stała czasowa, która charakteryzuje tempo podążania wartości reakcji bocznej $F_y(t)$, za zmianami wartości reakcji bocznej F_{yn}. Na modelowej charakterystyce nabiegania, czas nabiegania t_n ma swoją interpretację geometryczną. Jest to odcinek czasu zawarty pomiędzy dowolnym punktem styczności linii prostej do charakterystyki nabiegania, a punktem przecięcia tej samej linii stycznej z poziomem wartości reakcji bocznej F_{yu}, jaką koło przenosi w ustalonych warunkach ruchu (rys. 2). W modelu współpracy koła z podłożem można stosować inną postać formuły, po wprowadzeniu w miejsce czasu nabiegania zależności:

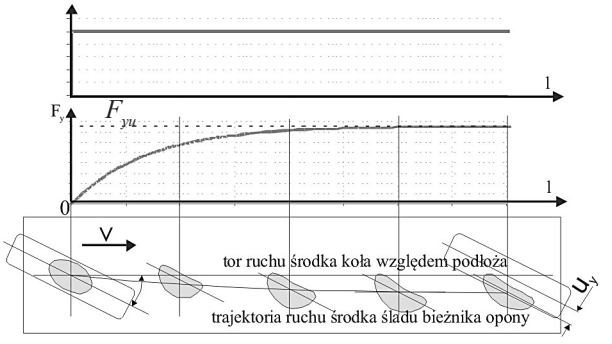
$$t_n = \frac{L_n}{v_x} \tag{2}$$

W efekcie podstawienia uzyskuje się następującą postać formuły IPG - TIRE:

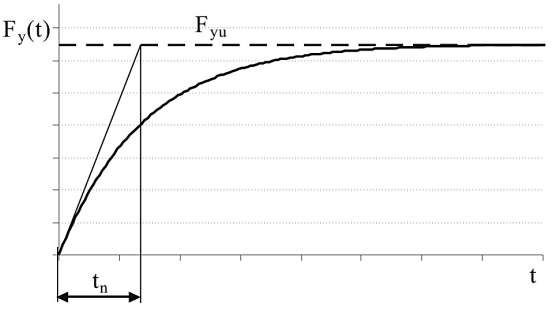
$$F_y(t) = F_{yu} - \frac{L_n}{v_x} \cdot \dot{F}_y(t) \tag{3}$$

gdzie: L_n – droga nabiegania, określona w dziedzinie przemieszczenia w kierunku wzdłużnym,

v_x – wzdłużna składowa prędkości środka koła względem podłoża.



Rys. 1. Przebieg nabiegania ogumienia na skutek skokowej zmiany wartości kąta znoszenia δ: v – prędkość przemieszczania środka koła względem podłoża; l – przemieszczenie środka koła względem podłoża; u_y – ugięcie boczne powłoki opony, F_y – reakcja boczna, przenoszona przez koło



Rys. 2. Krzywa nabiegania koła ogumionego w wyniku skokowej zmiany wartości kąta znoszenia – interpretacja współczynników równania IPG-TIRE

Znajomość długości drogi nabiegania opony L_n umożliwia zarówno zastosowanie modelu formuły IPG-TIRE w modelu współpracy koła ogumionego z podłożem jak i porównanie właściwości ogumienia. Jednak wyznaczenie wartości tego parametru wymaga dysponowania charakterystykami nabiegania ogumienia, uzyskanymi na podstawie badań eksperymentalnych ogumienia. Wykonanie badań eksperymentalnych wymaga zastosowania specjalnych metod i stanowisk badawczych, umożliwiających wymuszenie nieustalonych warunków znoszenia bocznego oraz pomiar sił przenoszonych przez koło [4, 5, 6, 7, 8, 9]. Przedstawienie problematyki wyznaczania długości drogi nabiegania oraz wykorzystania wyników badań eksperymentalnych w badaniach symulacyjnych pojazdu jest głównym celem pracy.

METODYKA WYZNACZENIA DŁUGOŚCI DROGI NABIEGANIA NA PODSTAWIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH OGUMIENIA

Podczas badań na stanowisku do badań ogumienia w warunkach quasistatycznych, koło jest dociskane do bieżni wózka z określoną siłą oraz wstępnie ustawione w stosunku do kierunku przemieszczania bieżni stanowiska pod kątem δ, który jest jego kątem znoszenia (rys. 3). Rozpoczęcie przemieszczania bieżni stanowiska powoduje toczenie się koła ze znoszeniem bocznym z prędkością wypadkową v względem powierzchni bieżni oraz narastanie ugięcia opony u_y i wartości reakcji bocznej F_y w sposób typowy dla nabiegania. Wyznaczona charakterystyka nabiegania ogumienia jest wyrażona, jako przebieg zmian wartości reakcji bocznej F_y, przenoszonej przez koło w funkcji mierzonego przemieszczenia l bieżni stanowiska, współpracującej z kołem. Przemieszczenie bieżni stanowiska l, jest przemieszczeniem wypadkowym koła wzdłuż wektora wypadkowej prędkości środka koła v względem podłoża (rys. 3a). Długość drogi nabiegania L_n oraz wzdłużna składowa prędkości v_x są określone w równaniu 3 w dziedzinie składowej przemieszczenia wzdłużnego koła l_x. Natomiast w dziedzinie prędkości wypadkowej środka koła v oraz przemieszczenia wypadkowego l (mierzonego podczas badań eksperymentalnych) długość drogi nabiegania wynosi $L_n/cos\delta$.

Wartość długości drogi nabiegania L_n można wyznaczyć dokonując aproksymacji charakterystyki nabiegania opony, przy pomocy funkcji, określonej równaniem IPG-TIRE. Konieczna jest jednak zmiana dziedziny równania IPG-TIRE (r. 3) z czasu t na przemieszczenie l środka koła względem podłoża według równań 4-7.

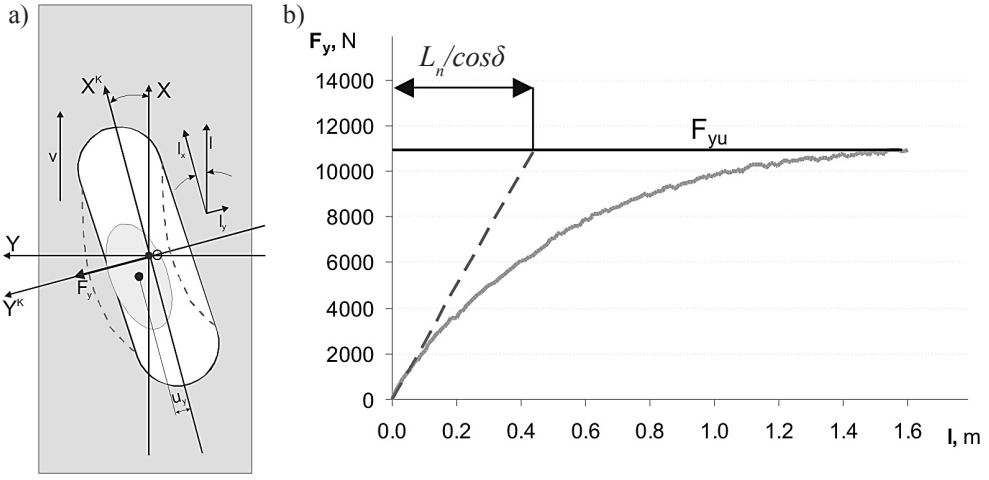
Przyjmując, że:

$$v_x = \frac{dl_x}{dt} \tag{4}$$

równanie IPG-TIRE (r.3) otrzyma następującą równoważną postać:

$$F_y(l_x) = F_{yu} - L_n \cdot \frac{dF_y}{dl_x} \tag{5}$$

Po uwzględnieniu zależności (rys. 3a):



Rys. 3. Schemat wyznaczania charakterystyki nabiegania opony na stanowisku do quasistatycznych badań ogumienia: a) schemat ustawienia i kinematyka ruchu koła względem bieżni stanowiska; b) przykładowa charakterystyka nabiegania badanego koła (obciążenie normalne koła F_z=2000N, kąt znoszenia koła δ = 5°); OXY – układ odniesienia względem podłoża, OX^KY^K – układ odniesienia względem koła, v – prędkość przemieszczania się środka koła względem ruchomej bieżni, l – przemieszczenie środka koła względem ruchomej bieżni, l_x – składowa przemieszczenia środka koła względem ruchomej bieżni w kierunku wzdłużnym do płaszczyzny koła, l_y – składowa przemieszczenia środka koła względem ruchomej bieżni w kierunku poprzecznym do płaszczyzny koła, u_y – ugięcie powłoki opony w kierunku bocznym, F_y – reakcja boczna przenoszona przez koło; F_{yu} – reakcja boczna przenoszona przez koło w ustalonych warunkach znoszenia bocznego

$$l_x = l \cdot \cos\delta \tag{6}$$

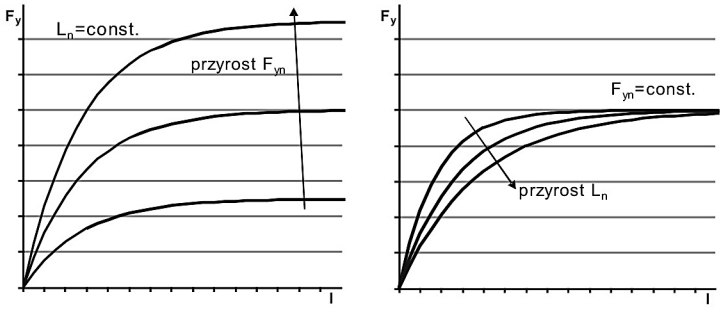
równanie IPG-TIRE (r.3) otrzyma następującą postać:

$$F_y(l) = F_{yu} - \frac{L_n}{\cos\delta} \cdot \frac{dF_y}{dl} = F_{yu} - \frac{L_n}{\cos\delta} \cdot \dot{F}(l) \tag{7}$$

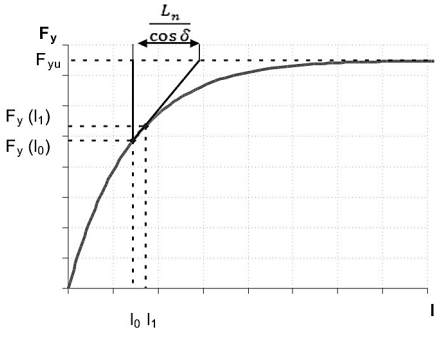
Jak pokazano na rysunku 4, dla ustalonej wartości kąta znoszenia δ, przebieg funkcji IPG-TIRE można kształtować przy pomocy jej dwóch współczynników L_n oraz F_{yu}. Dobierając wartości wskazanych współczynników można dopasować przebieg funkcji IPG-TIRE do charakterystyki nabiegania opony, wyznaczonej w określonych warunkach ruchu. Wartość reakcji bocznej F_{yu} może być samoczynnie odczytana jako wartość ustalona w końcowym etapie charakterystyki nabiegania badanego koła (rys. 3.b). Zatem w praktyce aproksymacja charakterystyki nabiegania koła ogumionego, sprowadza się tylko do doboru długości drogi nabiegania L_n w określonych warunkach ruchu koła.

Zastosowanie równania modelu IPG-TIRE do aproksymacji charakterystyk nabiegania ogumienia wymaga przyjęcia poprawnego sposobu obliczeń

wartości reakcji bocznej F_y w funkcji przemieszczenia l, zgodnie z równaniem 7. Na rysunku 5 pokazano schemat obliczeń wykonywanych dla kolejnego punktu charakterystyki nabiegania (współrzędne z indeksem 1) na podstawie współrzędnych poprzedniego punktu (współrzędne z indeksem 0).



Rys. 4. Przykład możliwości kształtowania funkcji IPG-TIRE poprzez dobór wartości współczynników równania – długości drogi nabiegania L_n oraz wartości reakcji bocznej $F_{yu,}$ przenoszonej w ustalonych warunkach ruchu koła



Rys. 5. Schemat obliczeń iteracyjnych, wykonywanych w celu zbudowania charakterystyki nabiegania opony według modelu IPG-TIRE

Przy ustalonych wartościach współczynników równania IPG-TIRE, w tym reakcji bocznej F_{yu}, kąta znoszenia koła δ i długości drogi nabiegania L_n, dla punktu charakterystyki o współrzędnych l_0 i $F_y(l_0)$, wartość reakcji bocznej przenoszonej przez koło w kolejnym kroku obliczeń $F_y(l_1)$ wyrażono zgodnie z równaniem:

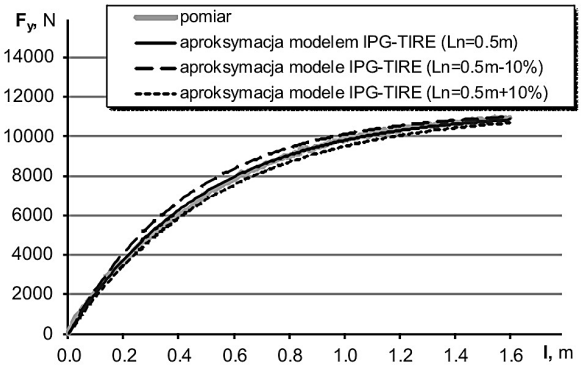
$$F_y(l_1) = F_y(l_0) + \frac{F_{yu} - F_y(l_0)}{\frac{L_n}{\cos\delta}} \cdot \Delta l \tag{8}$$

gdzie krok obliczeń: $$\Delta l = l_1 - l_0 \tag{9}$$

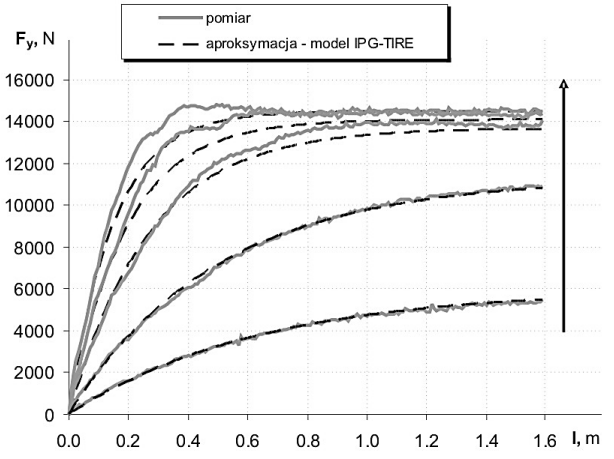
Przykład aproksymacji charakterystyki nabiegania ogumienia pokazano na rysunku 6. Przyjęta wartość długości drogi nabiegania $L_n=0.5m$, w opisa-

nych warunkach ruchu zapewniła dobre przybliżenie modelu do przebiegu rzeczywistej charakterystyki nabiegania. W tym przypadku dobór wartości długości drogi nabiegania L_n jest stosunkowo prosty. Przy samoczynnym doborze wartości reakcji bocznej F_{yu}, nawet zmiany wartości długości drogi nabiegania L_n o 10% powodują nieznaczne pogorszenie dopasowania modelu do rzeczywistego przebiegu charakterystyki, co również pokazano na rysunku 6. W tym miejscu przyjęto, że niepewność doboru wartości długości drogi nabiegania $u_{Ln}=\pm 10\%$, jest w pełni akceptowalna.

Wyniki aproksymacji charakterystyk nabiegania ogumienia, wyznaczone w szerokim zakresie zmian wartości kąta znoszenia δ pokazano na rysunku 7.



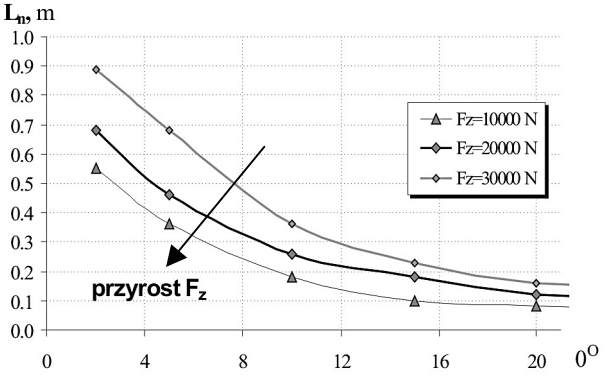
Rys. 6. Przykład aproksymacji charakterystyki nabiegania ogumienia samochodu ciężarowego średniej ładowności ($Fz=2000N$, $F_{yu}=11300N$, $\delta=5^{\circ}$)



Rys. 7. Przykładowe przebiegi zmiany wartości reakcji bocznej F_y, przenoszonej przez koło ogumione po wprowadzeniu skokowej zmiany kąta znoszenia koła δ, w funkcji przebytej drogi l

Jak widać, zastosowany model daje zadowalające rezultaty aproksymacji charakterystyki nabiegania ogumienia, szczególnie w eksploatacyjnym zakresie tzn. w zakresie małych i średnich wartości kąta znoszenia koła δ. Można uznać, że dla wartości kąta znoszenia δ do 15° dopasowanie modelu do wyniku pomiaru jest praktycznie bardzo dobre. Natomiast przy większych wartościach kąta znoszenia δ (ponad 15°), dopasowanie modelu IPG-TIRE do wyznaczonych charakterystyk nabiegania ogumienia jest gorsze, choć jakościowo zadowalające. Taki stan jest akceptowalny ponieważ przy zastosowaniu prostego modelu zapewnia on bardzo dobre wyniki w przedziale eksploatacyjnych wartości kąta znoszenia koła. Zarówno w rzeczywistości, jak i w badaniach symulacyjnych większych wartości kąta znoszenia praktycznie się nie osiąga, chyba że w stanie utraty stateczności ruchu pojazdu. W takich przypadkach nieustalone stany znoszenia bocznego ogumienia i tak nie mają większego znaczenia z punktu widzenia dynamiki poprzecznej pojazdu.

Zestawienie wartości długości drogi nabiegania L_n, wyznaczonych na podstawie wyników badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunku 8. Dodatkowo pokazano wartości długości drogi nabiegania $L_{n,}$ wyznaczone analogicznie dla innych wartości obciążenia normalnego koła.



Rys. 8. Zestawienie wyznaczonych wartości długości drogi nabiegania L_n, wyznaczone dla różnych wartości obciążenia normalnego koła F_z (opona samochodu ciężarowego średniej ładowności)

Dla ustalonej wartości obciążenia normalnego koła F_z otrzymano zależność, według której wartość długości drogi nabiegania L_n wyraźnie zmniejsza się wraz ze wzrostem wartości kąta znoszenia δ. Taka zależność jest przedstawiana również w pracach własnych jak i publikacjach innych autorów [3, 4, 5].

ANALIZA MOŻLIWOŚCI UPROSZCZENIA METODY WYZNACZANIA DŁUGOŚCI DROGI NABIEGANIA I STOSOWANIA WYNIKÓW BADAŃ W MODELU WSPÓŁPRACY KOŁA OGUMIONEGO Z PODŁOŻEM

Przedstawiona wcześniej metodyka wyznaczenia wartości długości drogi nabiegania L_n ogumienia oraz forma uzyskanych wyników skłaniają do zastanowienia nad możliwością usprawnienia zarówno procesu obróbki wyników, jak i sposobu stosowania wyników badań w badaniach symulacyjnych pojazdu, w modelu współpracy koła ogumionego z podłożem.

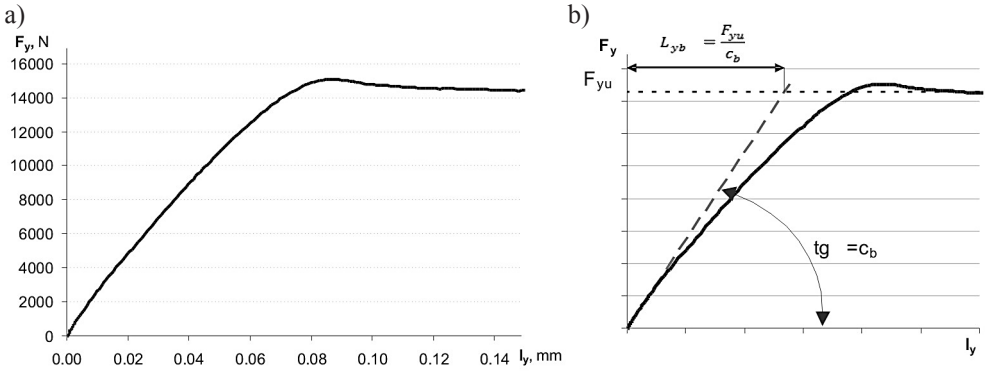
Każda wartość długości drogi nabiegania opony L_n, wyznaczona w procesie aproksymacji wyników badań jest przypisana do określonej wartości obciążenia normalnego F_z oraz zadanego kąta znoszenia koła δ. Jest więc dobierana indywidualnie dla określonych warunków ruchu koła metodą podstawiania, tak aby w efekcie dopasować modelową charakterystykę nabiegania koła do charakterystyki wyznaczonej eksperymentalnie. Siłą rzeczy proces obróbki wyników jest procesem uzyskiwania kolejnych przybliżeń i bieżącej weryfikacji stopnia dopasowania charakterystyk. Jednocześnie wyniki obliczeń są zestawione w formie przedstawionej na rysunku 8, tzn. w postaci wartości długości drogi nabiegania L_n w funkcji krokowo zmieniających się wartości kąta znoszenia koła δ. Zatem, podczas realizacji obliczeń symulacyjnych, konieczne jest przyjęcie określonego sposobu doboru wartości długości drogi nabiegania L_n dla chwilowej wartości kąta znoszenia koła δ np. metody interpolacji. Wiedza dostarczona przez literaturę oraz własne doświadczenia umożliwiły dokonanie uproszczenia procedury doboru wartości długości drogi L_n nabiegania zarówno w procesie obróbki wyników badań jak i w obliczeniach symulacyjnych.

Bazując na teorii procesu nabiegania przedstawionej w pracy [10], a potem omawianej w innych pracach [11, 12], nabieganie ogumienia podczas zmiany warunków znoszenia bocznego koła jest skutkiem zmiany odkształcenia powłoki opony w kierunku poprzecznym. W ujęciu modelowym można stwierdzić, że reakcja boczna F_y, która powstaje w strefie styku opony z podłożem, jako skutek znoszenia bocznego koła, jest przenoszona na obręcz koła poprzez element sprężysty, jakim jest sama opona. Właściwości sprężyste opony w kierunku poprzecznym są określane przy pomocy charakterystyki sprężystości bocznej, którą można wyznaczyć w warunkach laboratoryjnych, jako zależność reakcji bocznej F_y od przemieszczenia koła względem podłoża w kierunku poprzecznym do płaszczyzny koła l_y. [13]. Przykładowy przebieg takiej charakterystyki przedstawiono na rysunku 9 wraz z opisem typowych cech takiej charakterystyki.

W początkowej fazie przemieszczenia koła względem podłoża narastanie wartości reakcji bocznej jest związane z odkształceniem sprężystym opony. Dlatego przemieszczenie l_y w tym zakresie jest praktycznie jednoznaczne z ugięciem opony w kierunku bocznym u_y, a współczynnik nachylenia $tg\alpha$ linii stycznej do charakterystyki w zakresie małych wartości przemieszczenia bocznego l_y może być traktowany, jako współczynnik sztywności bocznej opony c_b.

Przedstawiona charakterystyka sprężystości bocznej ma cechy analogiczne do charakterystyki nabiegania koła ogumionego (rys. 2, rys. 3b). W procesie nabiegania koła wartość przenoszonej reakcji bocznej F_y narasta wraz z ugięciem bocznym opony, a ugięcie boczne opony wywołane jest przemieszczaniem się koła w kierunku poprzecznym względem podłoża zgodnie ze składową przemieszczenia l_y. (rys. 3a).

Na charakterystyce sprężystości bocznej opony można zaznaczyć odciętą L_{yb} (rys 9b), której znaczenie jest analogiczne do długości drogi nabiegania L_n na charakterystyce nabiegania koła (rys. 3b).



Rys. 9. Charakterystyka sprężystości bocznej opony; a) przykład rzeczywistej charakterystyki opony samochodu ciężarowego średniej ładowności (F_z = 20 000 N); b) opis charakterystyki i interpretacja geometryczna jej parametrów; (opis w tekście)

Jeśli charakterystyka nabiegania koła ogumionego zostanie wyrażona w dziedzinie składowej przemieszczenia koła w kierunku poprzecznym zgodnie z wyrażeniem:

$$l_y = l \cdot \sin \delta \tag{10}$$

to można się spodziewać, że otrzymana postać charakterystyki nabiegania będzie przynajmniej w części przebiegu zgodna z charakterystyką sprężystości bocznej opony.

Tak przekształcone charakterystyki nabiegania pokazano na rysunku 10 na tle charakterystyki sprężystości bocznej tej samej opony. Na zestawieniu widać, że w zakresie małych wartości przemieszczenia poprzecznego koła l_y, a więc w zakresie odkształcenia sprężystego opony charakterystyki praktycznie pokrywają się. W efekcie w zakresie małych wartości przemieszczenia l_y przebieg charakterystyk determinuje ten sam wskaźnik, którym jest sztywność boczna opony c_b.

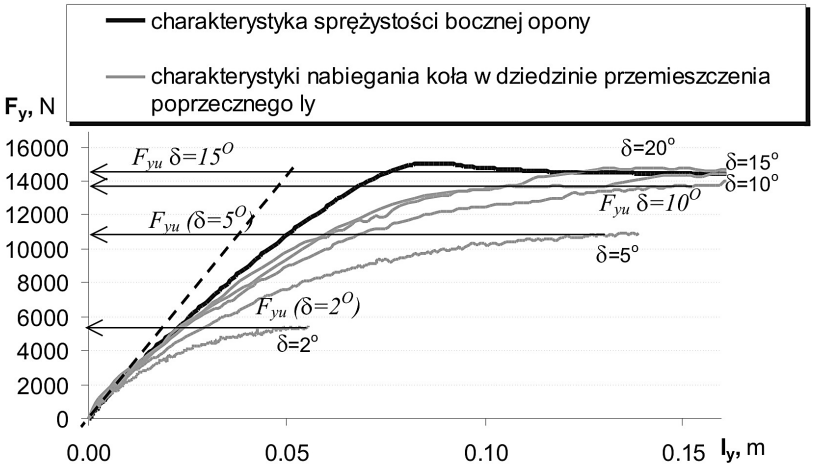
W zakresie większych wartości przemieszczenia bocznego l_y, różnice pomiędzy przebiegami charakterystyk wynikają tylko z maksymalnej wartości przenoszonej reakcji bocznej F_{yu}. W przypadku charakterystyki sprężystości bocznej, siła F_{yu} jest siłą bocznej przyczepności poślizgowej. W przypadku charakterystyk nabiegania siła F_{yu} jest siłą, jaką koło może przenieść w ustalonych warunkach znoszenia bocz-

nego i narasta wraz z kątem znoszenia δ, ale tylko do wartości siły przyczepności bocznej. Ograniczenie to widać przy dużych wartościach kąta znoszenia δ (rys.10).

Na podstawie przygotowanego zestawienia charakterystyk można stwierdzić, że charakterystyki nabiegania koła ogumionego są praktycznie rozwinięciem charakterystyki sprężystości bocznej opony w dziedzinie przemieszczenia koła względem podłoża l, wyrażonego według zależności:

$$l = \frac{l_y}{\sin \delta} \tag{10}$$

ale z ograniczeniem wartości maksymalnej reakcji bocznej do wartości F_{yu}, jako siły odporności opony na znoszenie boczne, w danych warunkach ruchu koła.



Rys. 10. Charakterystyki nabiegania opony samochodu ciężarowego średniej ładowności wyrażone w dziedzinie przemieszczenia koła w kierunku poprzecznym l_y, zestawione na tle charakterystyki sprężystości bocznej opony (F_z = 20 000 N)

Na podstawie zestawienia charakterystyk i znanej wartości współczynnika sztywności bocznej opony c_b oraz maksymalnej wartości przenoszonej reakcji bocznej F_{yu}, dla każdej z charakterystyk nabiegania koła można wyznaczyć wartość odciętej L_{yb} według zależności:

$$L_{yb}(\delta) = \frac{F_{yu}(\delta)}{c_b} \tag{11}$$

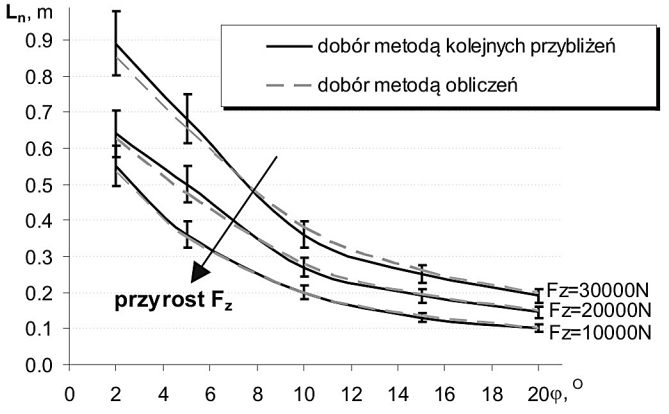
Korzystając ze stwierdzonych analogii pomiędzy charakterystykami nabiegania i charakterystyką sprężystości bocznej opony, wartość odciętej L_{yb} wyznaczona dla poszczególnych wartości kąta znoszenia koła δ można przekształcić do wartości długości drogi nabiegania po zastosowaniu zależności 10. W efekcie otrzymano:

$$\frac{L_n(\delta)}{cos\delta} = \frac{L_{yb}(\delta)}{\sin \delta} = \frac{F_{yu}(\delta)}{c_b \cdot \sin \delta} \Rightarrow L_n(\delta) = \frac{F_{yu}(\delta)}{c_b \cdot \tan \delta} \tag{12}$$

Otrzymana zależność umożliwia wyznaczenie długości drogi nabiegania opony L_n, w warunkach ruchu określonych kątem znoszenia δ oraz wartością przenoszonej reakcji bocznej F_y, na podstawie znanej wartości współczynnika sztywności bocznej opony c_b. Możliwe jest zatem zastosowanie tej zależności zarówno w procesie obróbki wyników pomiarów w celu zautomatyzowanego określenia długości drogi nabiegania L_n, a także w badaniach symulacyjnych do ustalenia długości drogi nabiegania ogumienia L_n w kolejnych krokach obliczeń symulacyjnych. Do realizacji obliczeń potrzeba są następujące dane:

– bieżąca wartość kąta znoszenia koła δ,
– wartość sztywności bocznej opony $c_{b,}$
– wartość reakcji bocznej F_{yn}, przenoszonej przez koło w ustalonych warunkach ruchu.

Wynik zastosowania wyrażenia 12 do obróbki wyników pokazano na rysunku 11. Uzyskano bardzo dobrą zgodność obliczeń z wynikami doboru długości drogi nabiegania L_n metodą kolejnych przybliżeń. Wartości drogi nabiegania wyznaczone dwiema metodami różnią się znacznie mniej niż o 10% , a więc mieszczą się w zakresie niepewności uznanej za zadowalającą.



Rys. 11. Zestawienie wartości długości drogi nabiegania L_n, wyznaczonych metodą kolejnych przybliżeń oraz metodą obliczeń

PODSUMOWANIE

Przedstawiono metodykę określenia wartości długości drogi nabiegania ogumienia na podstawie wyników badań eksperymentalnych koła ogumionego w quasistatycznych warunkach badań. Wyznaczone wartości długość drogi nabiegania umożliwiają analizę właściwości opony, a także mogą być wykorzystane w badaniach symulacyjnych pojazdu, do modelowania współpracy koła ogumionego z podło-

żem z uwzględnieniem nieustalonych stanów znoszenia bocznego. Wykazano, że w określonym stanie obciążenia normalnego koła długość drogi nabiegania zmniejsza się wraz ze wzrostem wartości kąta znoszenia koła. Taka zależność sprawia, że do wyznaczenia długości drogi nabiegania opony konieczne jest wyznaczenie charakterystyk nabiegania ogumienia w szerokim zakresie zmian wartości kąta znoszenia. Zaproponowano uproszczoną metodę, która umożliwia określenie wartości długości drogi nabiegania opony na podstawie znanej wartości współczynnika sztywności bocznej opony. Metoda została zweryfikowana. Wykazano wysoki stopień zbieżności osiągniętych wyników obliczeń wartości długości drogi nabiegania z wynikami doboru tych wartości na podstawie badań eksperymentalnych. Stosowanie zaproponowanej metody przynosi wymierne korzyści, w tym:

– umożliwienie pozyskania danych do modelowania stanów nieustalonych znoszenia bocznego ogumienia bez konieczności wykonywania badań eksperymentalnych ogumienia w warunkach nabiegania, w szerokim zakresie zmian wartości kąta znoszenia koła; wyznaczenie wartości sztywności bocznej opony wymaga stosowania mniej zaawansowanych i kosztownych metod badań, stanowisk badawczych i wyposażenia pomiarowego,
– obniżenie kosztów i skrócenie czasu przygotowania danych do modelowania współpracy koła ogumionego z podłożem, z uwzględnieniem nieustalonych stanów znoszenia bocznego,
– uproszczenie procedury doboru wartości długości drogi nabiegania w badaniach symulacyjnych oraz skrócenie czasu obliczeń.

LITERATURA

1. Schieschke R., Hiemenz R.: The relevance of tire dynamics in vehicle simulation. XXIII FISITA Congress, Torino 1990.
2. Rill G.: First order tire dynamics. III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering C.A. Mota Soares et.al. (eds.) Lisbon 2006.
3. Loeb J. S., Guenther D. A., Chen H. H. F., Ellis J. R.: Lateral stiffness, cornering stiffness and relaxation length of the pneumatic tire. SAE Paper 900129, 1990.
4. Luty W.: Analiza właściwości ogumienia samochodu ciężarowego w nieustalonym stanie znoszenia bocznego. Zeszyty Naukowe Politechniki Warszawskiej 3(38/00).
5. Luty W.: Analiza nabiegania ogumienia nowych konstrukcji podczas toczenia ze znoszeniem bocznym w quasi-statycznych warunkach ruchu. Praca zbiorowa pt. Analiza wpływu ogumienia nowych konstrukcji na bezpieczeństwo samochodu w ruchu krzywoliniowym. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2009, s.19–26.
6. Lee S., Heydinger G. J., Guenther D. A.: The application of pulse input techniques to the study of tire lateral force and self-aligning moment dynamics in the frequency domain. SAE Paper 950317, 1995.

7. Schmid I. Tomaske W: Tire testing facility for simulation of transient operating conditions. ATZ 1, 1984.
8. Zanten R., Erhardt, A. Lutz: Measurement and simulation of transients in longitundial and lateral tire forces. SAE Paper 900210, 1990.
9. Luty W., PROCHOWSKI L., Szurkowski Z.: Stanowisko do badań ogumienia dużego rozmiaru. VII Międzynarodowe Sympozjum IPM., Warszawa-Rynia 1999.
10. Dietrich R., Schlippe B.: Zur mechanik des luftreifens. Centrale fűr Wisenschaftliches Berichtwesen, Berlin 1942.
11. Mitschke M.: Dynamika samochodu. WKŁ Warszawa 1977.
12. Lozia Z.: Ocena roli stanów nieustalonych ogumienia w badaniach dynamiki poprzecznej samochodu. VII Międzynarodowe Sympozjum Instytutu Pojazdów Mechanicznych. WAT, Warszawa 1999.
13. Luty W.: Badania eksperymentalne oraz opis analityczny właściwości ogumienia samochodów. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 1(77), 2010, s. 7–26.

DETERMINATION OF TIRE RELAXATION MODEL PARAMETERS BASED ON EXPERIMENTAL RESEARCH RESULTS

Abstract

Experimental research results of truck tire in conditions of not steady-state side cornering are presented in this paper. A way of tire relaxation model approximation to the tire relaxation characteristics, obtained from experimental research have are presented. A way of manual and automated selection of relaxation length value, taking into account changes in the normal load and the wheel cornering angle are presented. A simplified method to determine relaxation parameters basing on the known value of tire lateral stiffness is described. Presented method allows to determine the relaxation length and its direct application in the model of tire-road interaction, including the tire relaxation.

Keywords: tire properties, tire side cornering, tire relaxation.

Zbigniew Lozia[1)]

PRAKTYCZNE ZASTOSOWANIA SYMULATORÓW JAZDY SAMOCHODEM

Streszczenie. Referat przedstawia aktualny stan rozwoju konstrukcji i możliwości praktycznych zastosowań symulatorów jazdy samochodem. Jest to ujęcie jakościowe a nie ilościowe. Opisano uwarunkowania prawne związane ze stosowaniem symulatorów jazdy samochodem oraz przykłady wybranych konstrukcji. Szczególną uwagę zwrócono na produkty, które powstają w naszym kraju – są efektem prac polskich konstruktorów lub wdrażaniem licencji konstrukcji zagranicznych.
Słowa kluczowe: symulator jazdy samochodem, symulacja, szkolenie kierowców.

WPROWADZENIE

Rozwój technik symulacyjnych, wzrost wydajności komputerów i układów do generowania obrazów umożliwił budowę wirtualnych środowisk badań i szkolenia kierowców - symulatorów jazdy samochodem [2]. Zastosowanie ich zwiększa niezależność testów od warunków atmosferycznych a także sprzyja wzrostowi powtarzalności ich wyników. W zakresie szkolenia kierowców „amatorów" istnieją jedynie nieformalne zalecenia i pozytywne opinie na temat celowości stosowania symulatorów jazdy samochodem. Inaczej jest w przypadku kierowców „zawodowych". Chodzi tu o *Dyrektywę 2003/59/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 15 lipca 2003 r. w sprawie wstępnej kwalifikacji i okresowego szkolenia kierowców niektórych pojazdów drogowych do przewozu rzeczy lub osób* [1]. Dyrektywa ta zobowiązywała państwa członkowskie do zmiany systemu szkolenia kierowców autobusów i autokarów (od 10.09.2008 r.) oraz samochodów ciężarowych o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 3,5 tony (od 10.09.2009 r.). W programie szkoleń duży nacisk jest położony na bezpieczeństwo na drogach, zmniejszenie emisji spalin i zużycia paliwa. Kierowca nie posiadający stosownych uprawnień (uwzględniane są w okresie pierwszych pięciu lat tzw. prawa nabyte, wynikające ze wcześniejszych regulacji prawnych) powinien przejść kurs szkoleniowy dla *kwalifikacji wstępnej* kończącej się wydaniem Świadectwa Kompetencji Zawodowych (Karty Kwalifikacji Kierow-

[1)] Wydział Transportu, Zakład EiUP, Politechnika Warszawska, ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa, e-mail: lozia@it.pw.edu.pl
Przemysłowy Instytut Motoryzacji PIMOT, Laboratorium BLY, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, e-mail: z.lozia@pimot.org.pl

cy) ważnej przez 5 lat. Po tym okresie kierowca zobowiązany jest do odbywania co 5 lat *szkoleń okresowych*. Kurs i test dla *kwalifikacji wstępnej* trwa 280 godzin, z czego przynajmniej 20 godzin obejmować musi indywidualną jazdę pojazdem danej klasy. Przez maksymalnie 8 z 20 godzin jazdy osoba szkolona może kierować pojazdem po „szczególnym terenie" lub na „wysokiej klasy symulatorze" w celu opanowania umiejętności kierowania pojazdem w różnych warunkach drogowych i w przypadku ich zmiany wywołanej zmianą warunków pogodowych, w różnych porach dnia lub nocy. Egzamin praktyczny może być także (w części) przeprowadzany w „szczególnym terenie" lub na „wysokiej klasy symulatorze". Odbywane co 5 lat *szkolenia okresowe* obejmują 35 godzin w cyklach co najmniej siedmiogodzinnych i część takiego szkolenia może być prowadzona na „wysokiej klasy symulatorach". Kursy i testy dla kierowców mogą być przeprowadzane w ośrodkach szkoleniowych zatwierdzonych przez właściwe władze państwa członkowskiego Unii Europejskiej. W dyrektywie nie zdefiniowano, niestety, pojęć: „szczególny teren", „wysokiej klasy symulator". Krajowe przepisy definiują pojęcie „symulator wysokiej klasy", dla którego określają szczegółowe wymagania (patrz *Rozporządzenie Ministra Infrastruktury RP z dnia 8 kwietnia 2011 w sprawie urządzenia do symulowania jazdy w warunkach specjalnych* [3, 4]). Inne, występujące w dyrektywie, a wspomniane wyżej, określenie „szczególny teren" pozostaje wciąż niezdefiniowane.

ZASTOSOWANIA SYMULATORÓW JAZDY SAMOCHODEM

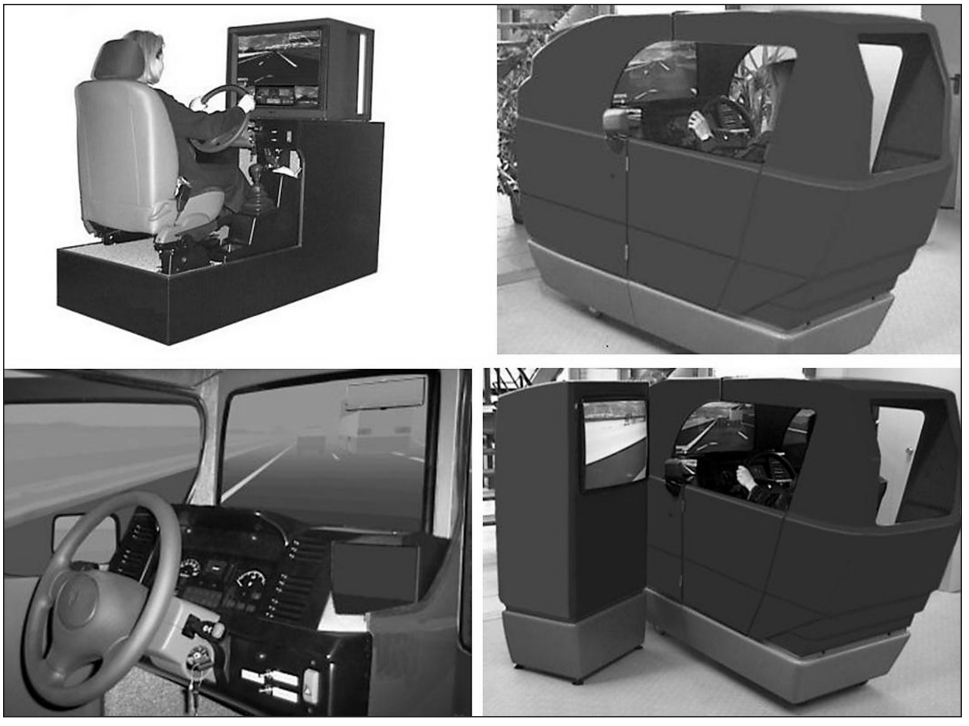
Symulatory są stosowane w szkoleniu i doszkalaniu kierowców, niektóre do treningu osób niepełnosprawnych i sprawdzania, czy ich dysfunkcje nie ograniczają możliwości prowadzenia pojazdów. Wiele symulatorów służy do oceny zachowania kierowców w sytuacjach przedwypadkowych, w stanie po spożyciu lekarstw, alkoholu, pod wpływem narkotyków, w stanie dużego zmęczenia. Projektanci dróg i tuneli korzystają z symulatorów w fazie opracowywania koncepcji rozwiązań komunikacyjnych, oświetlenia dróg, określania kolorystyki i oświetlenia tuneli. Oceniane są zagrożenia bezpieczeństwa ruchu drogowego, wynikające z używania przez kierowcę telefonu komórkowego lub nawigacji satelitarnej w trakcie jazdy samochodem. Symulatory o najbardziej zaawansowanej konstrukcji, dysponujące złożonymi modelami ruchu pojazdu wykorzystywane są także w badaniach nowych rozwiązań konstrukcyjnych pojazdu, zwiększających jego bezpieczeństwo czynne. Oceniana jest także ergonomiczność nowych rozwiązań konstrukcyjnych kabiny pojazdu.

W przypadku symulatorów treningowych podawane są następujące korzyści wynikające z zastosowania symulatorów (za źródłami norweskimi i francuskimi: Autosim [7], Faros-Renault [9], SINTEF [10]): w ośrodkach szkolenia kierowców zmniejszyły się koszty utrzymania pojazdów (o 30% koszty napraw, o 3–5% zużycie paliwa), zmalało zagrożenie osób szkolących i szkolonych (o 15% mniej poważnych

w skutkach wypadków); w części szkolenia, w której zastosowano symulatory czas treningu zmniejszył się o 40–50%; nastąpiła poprawa zachowania kierowców w ruchu drogowym; armia norweska rocznie oszczędza około 1mln Euro dzięki wprowadzeniu symulatorów jazdy; badania prowadzone w Kanadzie wykazały spadek liczby wypadków o 22% dzięki zastosowaniu w szkoleniu kierowców symulatorów jazdy samochodem. Osobami poddawanymi szkoleniu są głównie ludzie młodzi. Ta grupa przyszłych kierowców związana jest z wysokim prawdopodobieństwem wystąpienia wypadku, co wynika z dwóch przyczyn: wieku (ludzie młodzi łatwiej podejmują ryzyko), posiadanego doświadczenia (a raczej jego braku).

PRZYKŁADY ZAGRANICZNYCH SYMULATORÓW STOSOWANYCH W SZKOLENIU KIEROWCÓW

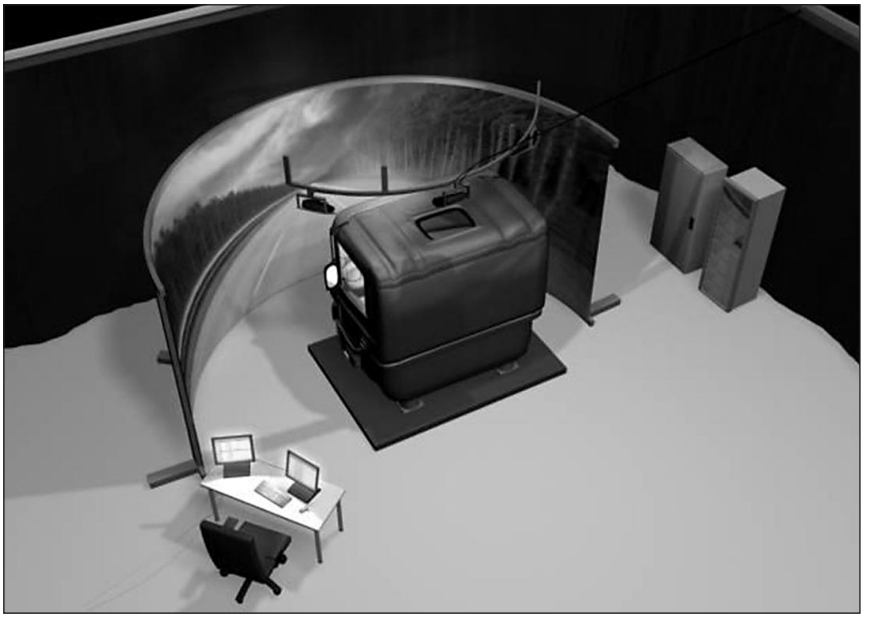
Na rysunku 1 przedstawiono rodzinę prostych symulatorów FAROS (Francja) [9]. Są to typowe symulatory treningowe. Program szkolenia jest zgodny z Francuskim Narodowym Programem Nauki Jazdy. Głównym celem zastosowania symulatorów jest osiągnięcie u przyszłych kierowców zrozumienia ryzyka i zagrożeń towarzyszących jeździe samochodu.



Rys. 1. Rodzina prostych symulatorów treningowych FAROS, Francja [9]

Oprogramowanie symulatorów korzysta z trójwymiarowej bazy danych, opisującej w sumie 60 km dróg (autostrad, dróg dwupasmowych, ulic małych miast oraz placu manewrowego szkoły nauki jazdy). Obowiązują francuskie zasady ruchu drogowego, sygnalizacji świetlnej i oznakowania poziomego dróg. Najprostszy model symulatora (FAROS 100) jest wyposażony w duży monitor lub panel LCD (Liquid Crystal Display), gwarantujący kąty widzenia: 40° w płaszczyźnie poziomej i 22° w płaszczyźnie pionowej. Lusterka wsteczne zewnętrzne i wewnętrzne są obrazowane na ekranie monitora. Otoczenie kierowcy stanowi odtworzenie fragmentu kabiny samochodu Renault Clio, choć deska rozdzielcza ma postać wirtualną, prezentowaną na monitorze. System audio dostarcza dźwięki generowane przez pojazd i ruch uliczny. Oprogramowanie pracuje w środowisku MS Windows. Model FAROS 210 jest wyposażony w rzeczywistą deskę rozdzielczą. Cały symulator umieszczono w czerwonej, poliestrowej obudowie odcinającej kierowcę od otoczenia, podobnie jak to ma miejsce w rzeczywistym pojeździe. Model FAROS 230 wyposażono w trzy monitory. Osiągnięto w ten sposób kąty widzenia: 120° w płaszczyźnie poziomej i 22° w płaszczyźnie pionowej. Wersja FAROS F300 jest przeznaczona do szkolenia osób niepełnosprawnych. Wyposażona jest w dodatkowe elementy kabiny umożliwiające sterowanie pojazdem przez osobę z dysfunkcją kończyn.

Na rys. 2 przedstawiono jeden z symulatorów firmy Autosim (Norwegia) [7]. Mimo, że są to typowo komercyjne produkty, jednak wielu ich odbiorców pochodzi z instytucji badawczych (Transport Research Laboratory, Wielka Brytania; SINTEF,



Rys. 2. Symulator klasy średniej firmy Autosim (Norwegia).
Obrazy VR laboratorium z symulatorem samochodu ciężarowego [7]

Norwegia; Fraunhofer Institute, Niemcy; Thales Simulation, Francja; The Norwegian Defense Driver Training Centre; Instytut Transportu Samochodowego, Polska) i uniwersytetów (np. University of Minnesota, USA). Firma oferuje symulatory statyczne oraz dynamiczne samochodów osobowych i ciężarowych. Kabiny pojazdów mają standardowe wymiary i są w pełni wyposażone. Możliwe jest ich adaptowanie dla niepełnosprawnych kierowców. Oprogramowanie graficzne i sprzęt wizualizacyjny (karty graficzne, projektory, ekrany) umożliwiają prezentację obrazów o kącie widzenia do 180 w płaszczyźnie poziomej na prostokątnych lub cylindrycznych ekranach. Symulator wyposażony jest w generator scenerii – program do budowy otoczenia graficznego, w którym porusza się wirtualny pojazd. Jest on uzupełniony o program do tworzenia ruchu drogowego i ulicznego. Możliwa jest jednoczesna obecność 100 obiektów, takich jak samochody, rowery i piesi. Opis drogi zawiera sygnalizację uliczną, znaki drogowe pionowe i poziome. Nawierzchnia drogi może mieć tekstury, odpowiadające różnym współczynnikom przyczepności (sucha, mokra, pokryta lodem lub śniegiem). Baza danych systemu wizualizacji obejmuje 200 km różnych dróg na obszarze miejskim i poza miastem. Symulowane warunki atmosferyczne obejmują mgłę, padający deszcz lub śnieg. Widoczne są cienie obiektów statycznych, chmury i dymy na niebie. Możliwa jest jazda w warunkach nocnych.

Częstotliwość zmian obrazu wynosi od 30 do 60 Hz, zależnie od gęstości ruchu ulicznego. Rozdzielczość obrazu wynosi 1024x768 punktów (pikseli) dla jednego ekranu. Oprogramowanie symulatora może działać na komputerach różnej klasy: od komputerów osobistych klasy PC do Silicon Graphics. Symulacja efektów dźwiękowych obejmuje hałas związany z pracą głównego obiektu symulacji oraz pochodzący od innych pojazdów. Dźwięk ma charakter kierunkowy (zastosowano czterokanałowy system hi-fi z głośnikami umieszczonymi w kabinie) z uwzględnieniem efektów dopplerowskich (możliwość rozpoznania pojazdu zbliżającego się i oddalającego się).

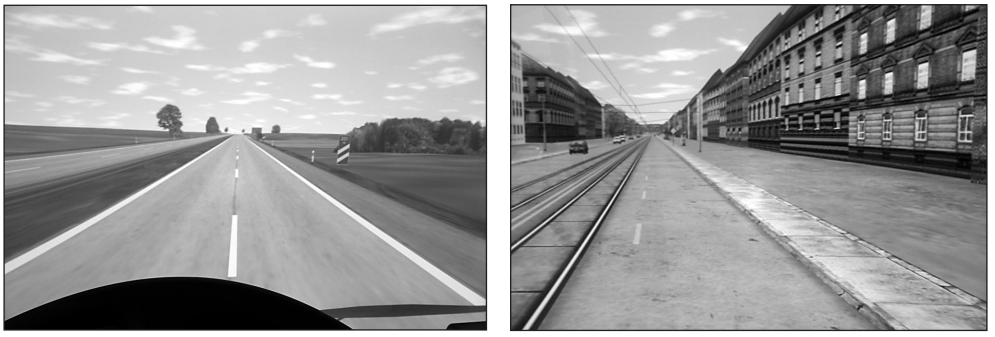
PRZYKŁADY KRAJOWYCH KONSTRUKCJI SYMULATORÓW STOSOWANYCH W SZKOLENIU KIEROWCÓW

W Polsce produkcją prostych symulatorów zajmuje sie firma EduCar [8] (rys. 3). Oferuje stanowiska wykorzystywane w trakcie szkolenia kierowców samochodów osobowych, ciężarowych, autobusów i niektórych samochodów specjalnych. Proste symulatory treningowe nie spełniają oczekiwań Dyrektywy 2003/59/WE [1, 3, 4]. Stanowić mogą jednak istotny element uzupełniający w trakcie szkolenia kierowców. Wiele symulatorów importowanych z zagranicy ma szanse spełnić wymagania wspomnianej dyrektywy.

Polska firma AutoComp [6] (rys. 4 i 5) wdraża rozwiązanie konstrukcyjne powstałe we współpracy z zagranicznym partnerem. Zgłosiła wniosek patentowy na

Rys. 3. Prosty symulator treningowych EduCar (Polska) [8]

Rys. 4. Symulator szkoleniowy firmy AutoComp (2011 r.) [6] (zdjęcia autora)



Rys. 5. Obrazy widziane w symulatorze szkoleniowym firmy AutoComp (2011 r.) [6] (zdjęcia autora)

zastosowanie w symulatorach innowacyjnej technologii obrazowania „on-screen", czyli na szybach kabiny pojazdu. Symulator ten spełnia wymagania polskich przepisów wykonawczych Dyrektywy 2003/59, co potwierdzone zostało certyfikatem jednostki upoważnionej przez PCA. Ciekawa propozycją tej firmy jest wersja mobilna symulatora – jest on zamontowany w naczepie.

Rys. 6. Symulator SymSam firmy ETC-PZL AI (Polska, 2011 r.), spełniający wymagania Dyrektywy 2003/59/WE. Kabina autobusu z układem ruchu; ekran i obraz widziany przez osobę badaną [5]

Rozwiązaniami, które powstały całkowicie w Polsce (choć w amerykańskim oddziale firmy ETC – Environmental Tectonic Corporation) są symulatory firmy ETC-PZL AI z Warszawy [5]. Rysunki 6 i 7 przedstawiają symulatory szkoleniowo-treningowe tej firmy o roboczej nazwie SymSam. Spełniają wymagania polskich przepisów wykonawczych związanych z wdrożeniem Dyrektywy 2003/59/WE [1, 3, 4]. Są wyposażone w oryginalne kabiny: autobusu lub samochodu ciężarowego, ciągnika siodłowego. Ekran jest umieszczony w odległości ponad 3 m od oczu kierowcy. Kąt widzenia jest większy niż 180° w poziomie (plus widzenie wsteczne w lusterkach) i 30° w pionie.

Minimalna rozdzielczość na kanał graficzny wynosi 1024×768 pikseli. Układ ruchu o sześciu stopniach swobody umożliwia osiąganie przyspieszeń translacyjnych z przedziału ±4m/s^2; prędkości translacyjnych z przedziału ±0,3m/s; przyspieszeń kątowych z przedziału ±200°/s^2; prędkości kątowych ±30°/s. Oprogramowanie symulatora SymSam generuje obraz zapewniający symulację rożnych rodzajów dróg i ulic (w tym z sygnalizacją świetlną), zróżnicowaną rzeźbę terenu oraz bogatą wizualizację obszaru zabudowanego, warunków atmosferycznych i warunków jazdy, pory roku i doby. Możliwe jest odwzorowanie wybranych awarii i niesprawności poszczególnych układów, instalacji i systemów pojazdu. Model symulacyjny ruchu pojazdu został pomyślnie zweryfikowany eksperymentalnie.

Rys. 7. Symulator firmy ETC-PZL AI (Polska, 2011 r.), spełniający wymagania Dyrektywy 2003/59/WE. Kabina ciągnika siodłowego z układem ruchu; obraz widziany przez osobę badaną, stanowisko instruktora [5]

PODSUMOWANIE

Symulatory jazdy samochodem są stosowane zarówno w badaniach kierowców, jak i w procesie ich szkolenia i doskonalenia umiejętności. Mogą w części zastępować i uzupełniać jazdy w warunkach rzeczywistych. Ich dużą zaletą jest niezależność od warunków atmosferycznych, możliwość symulowania ruchu w różnych warunkach klimatycznych i pogodowych oraz w inscenizowanych sytuacjach dużego zagrożenia bezpieczeństwa ruchu pojazdu. Stosowne przepisy dopuszczają możliwość ich stosowania w ośrodkach szkolenia kierowców. Są ciekawą alternatywą dla drogich torów szkoleniowych nazywanych „szczególnym terenem".

W artykule szczególną uwagę zwrócono na produkty, które powstają w naszym kraju, są efektem prac polskich konstruktorów lub wdrażaniem licencji konstrukcji zagranicznych.

PIŚMIENNICTWO

1. Dyrektywa 2003/59/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 15 lipca 2003 r. w sprawie wstępnej kwalifikacji i okresowego szkolenia kierowców niektórych pojazdów drogowych do przewozu rzeczy lub osób, zmieniająca rozporządzenie Rady (EWG) nr 3820/85 oraz dyrektywę Rady 91/439/EWG i uchylająca dyrektywę Rady 76/914/EWG
2. Lozia Z.: Symulatory jazdy samochodem. WKŁ. Warszawa. 2008.
3. Lozia Z., Cup A., Mitraszewska I., Piętka T., Więckowski D.: Wymagania minimalne dla „symulatorów wysokiej klasy" stosowanych w szkoleniu kierowców. Logistyka, nr 4, lipiec-sierpień 2010 r. Dział Logistyka – nauka, str. 20 plus tekst *.pdf na płycie CD.
4. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury RP z dnia 8 kwietnia 2011 w sprawie urządzenia do symulowania jazdy w warunkach specjalnych. Dziennik Ustaw Nr 81, poz. 444
5. http://www.ai.com.pl/
6. http://www.autocomp.com.pl/
7. http://www.autosim.no/ lub http://www.autosim.biz
8. http://www.educar.pl/
9. http://www.faros.com/english/index.htm lub http://www.faros.com/eauto.html
10. http://www.sintef.no/content/page1_5513.aspx

PRACTICAL ASPECTS OF DRIVING SIMULATOR APPLICATIONS

Abstract

The article presents the current state of development of structures and opportunities for practical applications of driving simulators. Describes the legal considerations associated with the driving simulator and examples of selected structures. In addition to testing the driver and its working environment, equipment and technical condition of the vehicle, current simulators are extensively used in the training of drivers. This is allowed by appropriate regulation of European Parliament and the Council of Europe (Directive 2003/59/EC). Particular attention is given to products that are created in our country - are the result of work of Polish engineers design or implementation of the foreign license.

Keywords: driving simulators, simulation, driver training.

Marek Maciejewski[1)], Tomasz Maciejewski[2)]

NUMERYCZNA SYMULACJA JAZDY W CIENIU AERODYNAMICZNYM

Streszczenie. Praca dotyczy numerycznej symulacji interakcji aerodynamicznej pomiędzy dwoma samochodami osobowymi, z których jeden porusza się w cieniu aerodynamicznym drugiego. Symulacje były podstawą do określenia zależności współczynnika oporu aerodynamicznego obu pojazdów od profilu nadwozia (hatchback, notchback i squareback) i odstępu pomiędzy pojazdami.
Słowa kluczowe: aerodynamika samochodów, interakcja aerodynamiczna, numeryczna symulacja.

WPROWADZENIE

Prognozowanie zachowania się samochodu na drodze i opisanie tego za pośrednictwem parametrów charakteryzujących własności dynamiczne i stateczność ruchu, jest jednym z najistotniejszych zadań przy projektowaniu samochodów. Głównym czynnikiem, który warunkuje prawidłowe określenie wymienionych parametrów jest poprawna i wiarygodna identyfikacja wszystkich pojazdowych oddziaływań dynamicznych, w tym również aerodynamicznych. Opływ powietrza wokół nadwozia przejawia się występowaniem chwilowych rozkładów prędkości i ciśnienia, które decydują o wielkości wynikowych sił aerodynamicznych. Siły te wyznaczają opory ruchu oraz docisk pojazdu do jezdni, a wraz z innymi oddziaływaniami dynamicznymi stanowią o zachowaniu się pojazdu na jezdni. W tej sytuacji uzyskanie wystarczająco dokładnych informacji o oddziaływaniach aerodynamicznych jest kluczowe dla poprawnego ustalenia parametrów ruchowych pojazdów.

W standardowych badaniach aerodynamicznych rozważa się pojedyncze (wyizolowane) samochody. Typowa rzeczywistość drogowa charakteryzuje się jednak dużymi i ciągle rosnącymi natężeniami i gęstościami ruchu. W takiej sytuacji trudno jest odnosić się do aerodynamiki pojedynczego samochodu, natomiast właściwe i konieczne jest uwzględnienie aerodynamicznej interakcji z innymi pojazdami znajdującymi się w bliskim sąsiedztwie rozważanego samochodu. Interakcja aerodynamiczna wynika z następujących form wzajemnego ruchu pojazdów:

[1)] Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, Politechnika Poznańska, e-mail: marek.maciejewski@put.poznan.pl
[2)] j.w., e-mail: tomasz.maciejewski@cs.put.poznan.pl

- pojazdy poruszają się po tym samym pasie ruchu,
- pojazdy poruszają się w tym samym kierunku po sąsiadujących pasach ruchu,
- pojazdy poruszają się w przeciwnych kierunkach po sąsiadujących pasach ruchu.

W każdej z wymienionych sytuacji mamy do czynienia z pewnymi swoistymi formami interakcji aerodynamicznych, które będą rzutować na postać zjawisk aerodynamicznych kształtujących się wokół rozważanych pojazdów. Wymienione powyżej formy wzajemnego ruchu pojazdów zostały uszeregowane według typowych czasów ich trwania, od najdłuższych do najkrótszych. W sytuacji, gdy zjawisko jazdy pojazdu za pojazdem staje się nagminne, uzasadnione staje się rozważenie konsekwencji aerodynamicznych takiego stanu rzeczy.

Niniejsza publikacja jest poświęcona rozważeniu wzajemnej interakcji pojazdów poruszających się po tym samym pasie ruchu (jeden w cieniu aerodynamicznym drugiego), ze szczególnym uwzględnieniem konsekwencji dla wielkości oporu aerodynamicznego obu samochodów. Sądząc po liczbie publikacji, rozważanie tego rodzaju zagadnień nie jest jeszcze zbyt popularne – badania skupiają się przede wszystkim na zjawiskach aerodynamicznych wiążących się z bardzo małymi odstępami pomiędzy pojazdami, co jest konsekwencją prac nad niefizycznym sprzężeniem poruszających się pojazdów w „konwoje drogowe" (*platooning*) [3, 4, 5], prowadzonych w kontekście minimalizacji zużycia energii i przy wykorzystaniu nowoczesnych rozwiązań z zakresu telematyki transportu. Natomiast prace dotyczące aerodynamiki układu pojazdów w typowym ruchu drogowym należą do rzadkości [1, 2].

O METODZIE OBLICZENIOWEJ

Numeryczna symulacja zjawisk przepływowych została przeprowadzona w oparciu o równania Naviera-Stokesa dla ośrodka nieściśliwego i metodę sztucznej ściśliwości polegającą na wprowadzeniu do równania ciągłości dodatkowego członu zawierającego pochodną ciśnienia po czasie, czyli wprowadzeniu sztucznej ściśliwości, co zapewnia wystarczające sprzężenie równania ciągłości z równaniami pędu. Cechą charakterystyczną zastosowanej wersji metody była rezygnacja z osiągania limitów ściśliwości (w procedurze podwójnego całkowania względem czasu) charakterystycznych dla przepływu nieściśliwego, na rzecz wielkości typowych dla przyjętych warunków przepływu powietrza.

Rozwiązanie dla przyjętych form obszaru przepływu i warunków brzegowych zostało zrealizowane z zastosowaniem aproksymacji przestrzennej zdefiniowanej zgodnie z wymaganiami metody objętości skończonych. W metodzie tej poszukiwanie rozwiązania dla całego rozpatrywanego obszaru jest przeprowadzane oddzielnie w poszczególnych komórkach siatki obliczeniowej, przy czym w każdej z komórek wszystkie zmienne przyjmują stałe, uśrednione wartości, a ich zmiana wynika wy-

łącznie z warunków równowagi na ściankach komórek, tj. z równowagi strumieni wyznaczonej z wykorzystaniem rozwiązania problemu Riemanna dla zrekonstruowanych zmiennych prostych. Przy rozwiązywaniu powyższego problemu wykorzystano schemat numeryczny typu *upwind* nawiązujący do znaków lokalnych wartości własnych. Wyznaczenie strumieni (konwekcyjnych i lepkich) poprzez ścianki dyskretyzacji stworzyło podstawę do przeprowadzenia całkowania po czasie i obliczenia wartości zmiennych w poszczególnych komórkach. Przy całkowaniu korzystano z jawnej metody Rungego-Kutty czwartego rzędu, a długość kroku czasowego była dobierana automatycznie.

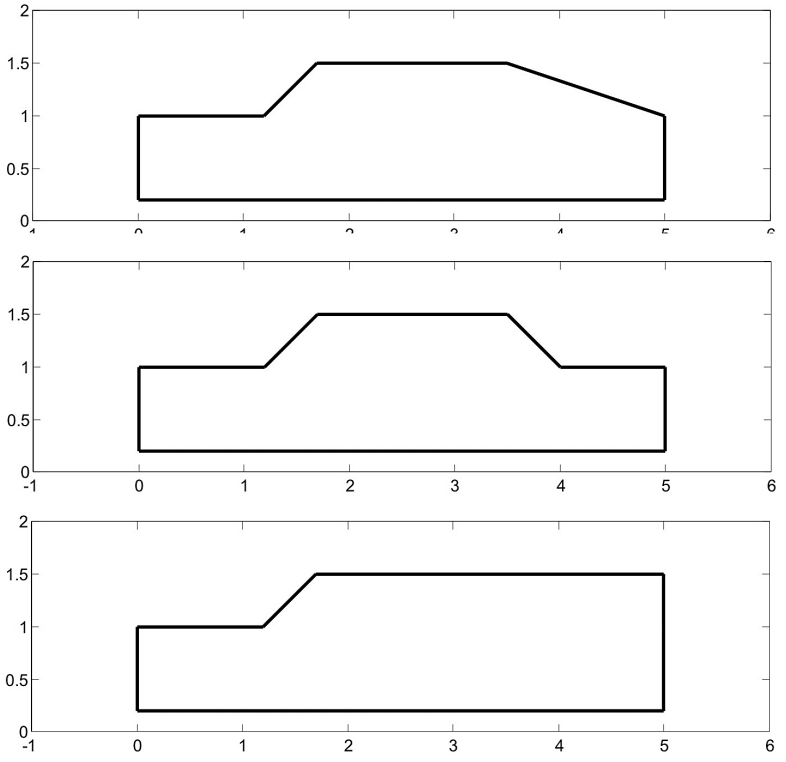
Z uwagi na istotny wpływ gęstości i formy siatki obliczeniowej na dokładność uzyskiwanych rezultatów, a zarazem niemożność przewidzenia z góry właściwej początkowej aranżacji siatki, dla zapewnienia odpowiedniej dokładności analiz symulacyjnych użyto programu obliczeniowego w wersji adaptacyjnej. Program w pierwszej kolejności przeprowadzał stosowne, standardowe obliczenia na siatce wyjściowej. Następnie wyznaczał podobszary siatki, gdzie rozwiązanie nie było wystarczająco dokładne, i stosownie zagęszczał dyskretyzację w tych miejscach. Program adaptacyjny zawierał, w odróżnieniu od standardowego, dwa nowe elementy: procedurę estymacji błędu rozwiązania w poszczególnych komórkach oraz procedurę uszlachetniania siatki obliczeniowej polegającą na zmianie gęstości siatki w wyniku sukcesywnej bisekcji najdłuższych krawędzi wybranych komórek dyskretyzacji.

ZAKRES BADAŃ

Niniejsze badania symulacyjne dotyczą sytuacji gdy pojazdy poruszają się po tym samym pasie ruchu, jeden za drugim. W badaniach rozważano jedynie układy złożone z dwóch samochodów osobowych o różnej konfiguracji geometrycznej profili i różnych odstępach między nimi, typowych dla rzeczywistego ruchu pojazdów. Rozważono trzy konfiguracje profilu samochodów: *hatchback*, *notchback* i *squareback*, charakteryzujące się jednakową długością (5 metrów) i wysokością (1,5 metra) nadwozia, które przedstawiono na rysunku 1. Profile te zostały przyjęte w bardzo „surowej" formie, tj. bez jakichkolwiek zaokrągleń linii nadwozia. Dla samego przebiegu symulacji aerodynamicznych nie miało to żadnego znaczenia, a konsekwencją było większe zróżnicowanie wyników i generalnie wyższe wielkości oporu aerodynamicznego. W rozważaniach przyjęto, że odstęp między obu pojazdami (od tyłu pierwszego do przodu drugiego) kształtuje się w zakresie od 5 do 30 metrów, co 5 metrów.

Przy symulacjach starano się odwzorować warunki typowego ruchu drogowego, a nie warunki panujące w rzeczywistych tunelach aerodynamicznych. W tym celu przyjęto wystarczająco dużą „otwartą" przestrzeń obliczeniową otaczającą oba

pojazdy i odpowiednio dostosowane do tej sytuacji warunki brzegowe. Zewnętrzne wymiary tej przestrzeni, stanowiącej „wirtualny tunel aerodynamiczny", były jednakowe bez względu na rozważaną konfigurację pojazdów. To, oraz przyjęcie warunków brzegowych w formie, która zapewniała uniknięcie najważniejszych źródeł błędów badań tunelowych (efekty skali, blokowania przepływu i warstw przypowierzchniowych), pozwoliło na zapewnienie symulacji warunków umożliwiających uzyskiwanie wiarygodnych rezultatów. Dla potrzeb symulacji przyjęto stałą prędkość jazdy (faktycznie, prędkość nawiewu) wynoszącą 20 m/s (72 km/h), co wobec nieistotności zależności współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości ruchu [6], nie miało zauważalnego wpływu na wyniki. Warunki fizyczne (gęstość i lepkość) ośrodka zostały określone zgodnie z typowymi wielkościami charakterystycznymi dla powietrza.

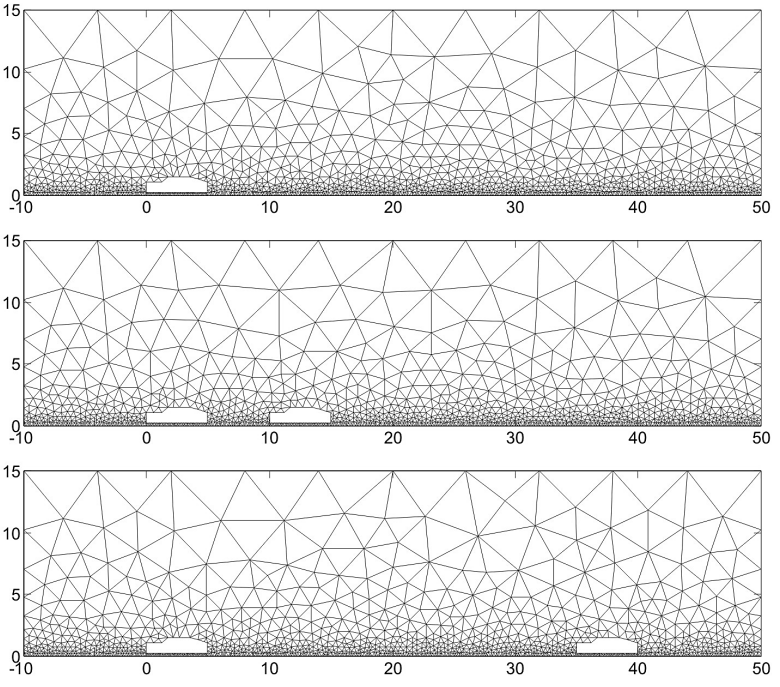


Rys. 1. Profile pojazdów: *hatchback*, *notchback* i *squareback* (wymiary w metrach)

Odtworzeniowe symulacje przepływów wokół obiektów fizycznych wymagają prowadzenia analizy w przestrzeni trójwymiarowej. W niniejszych badaniach postąpiono jednak inaczej, tj. ograniczono się wyłącznie do symulacji dwuwymiarowych. Uzasadnienie tego ma dwojaki charakter. Przede wszystkim w badaniach chodziło o

zdefiniowanie względnych relacji w kształtowaniu się profilowych oporów ruchu w rozważanych konfiguracjach, a nie o precyzyjne określenie ich poziomu. Po prostu, błąd popełniany z tego tytułu w przypadku rozważanych jednolitych konfiguracji obliczeniowych charakteryzuje się bardzo zbliżoną wielkością. Ma to swoją analogię w badaniach tunelowych, gdzie wprawdzie poziom wyników uzyskiwanych w różnych tunelach może się istotnie różnić, niemniej odpowiedzi aerodynamiczne na zmiany geometrii pojazdów mają zbliżony charakter. Ponadto, samochód jest w zasadzie obiektem charakteryzującym się prawie stałym przekrojem w płaszczyznach równoległych do kierunku ruchu i prostopadłych do jezdni, a uzyskiwane wielkości oporu wyraźnie nawiązują do profilu pojazdu. Pozytywnym efektem symulacji profilowych (dwuwymiarowych) była też mniejsza pracochłonność tworzenia modeli i generacji siatek obliczeniowych, krótszy czas obliczeń, a także większa jednoznaczność wyników.

Kreacja wyidealizowanych modeli samochodów i umieszczenie ich w geometrycznie zdefiniowanych zewnętrznych granicach rozważanego obszaru przepływu, określiło konfiguracje obszarów obliczeniowych symulacji. Zewnętrzne wymiary tych obszarów były jednakowe, i wynosiły: wysokość 15 metrów, a całkowita długość 60 metrów. Umiejscowienie pierwszego pojazdu w obszarach obliczeniowych było zawsze takie same.



Rys. 2. Przykładowe początkowe siatki obliczeniowe (wymiary w metrach)

Na bazie charakterystycznych punktów opisujących geometrię układów, zostały uruchomione procedury automatycznej dyskretyzacji obszarów obliczeniowych, w wyniku czego wygenerowane zostały siatki obliczeniowe, których przykładowe egzemplarze zamieszczono na rys. 2. Warunki brzegowe dla każdego zdyskretyzowanego obszaru obliczeniowego zostały zdefiniowane zgodnie z poniższym opisem:

- na profilach pojazdów: warunki typu „ściana”,
- na brzegu lewym i prawym: odpowiednio warunki typu „wlot” i „wylot”,
- na górnym brzegu: warunki typu „symetria”,
- na dolnym brzegu: warunki typu „ruchoma ściana”.

Dla opisu wszystkich rozważanych konfiguracji obliczeniowych wprowadzono jednolitą notację zgodną z poniższym szablonem:

A00BC-,

przy czym zastępcze symbole (A, B i C) oznaczają kolejno:

A symbol profilu nadwozia pierwszego pojazdu (h – *hatchback*, n – *notchback*, s – *squareback*),

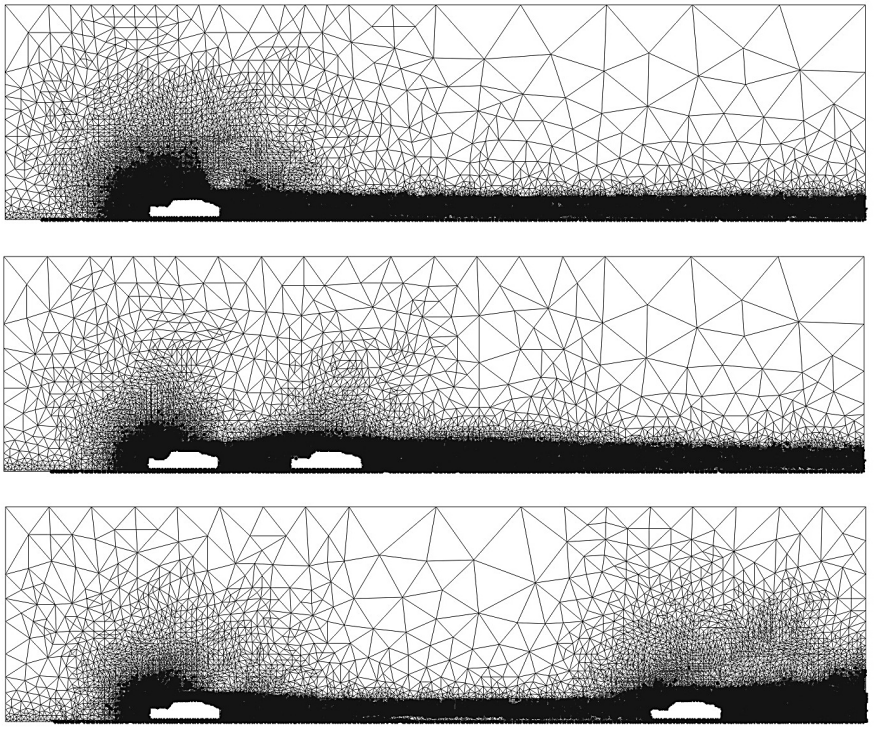
B symbol profilu nadwozia drugiego pojazdu (h – *hatchback*, n – *notchback*, s – *squareback*),

C odstęp (w metrach) pomiędzy pierwszym i drugim pojazdem (mierzony przód do przodu, lub tył do tyłu).

Tym samym w trakcie badań rozważono 57 konfiguracji obszarów obliczeniowych, w tym 3 obszary składające się z pojedynczych pojazdów o różnych profilach nadwozia. Parametry sterujące obliczeniami były dla każdej symulacji przyjmowane w identycznym zestawie.

WYNIKI SYMULACJI AERODYNAMICZNYCH

Wyniki symulacji aerodynamicznych można klasyfikować jako bezpośrednie lub pośrednie. Te pierwsze wiążą się z prezentacją rozkładów zmiennych prostych (ciśnienia oraz składowe prędkości) na dowolnym kroku czasowym symulacji. Zalicza się do nich również zmiany formy siatek obliczeniowych wskutek ich automatycznej adaptacji w trakcie symulacji, co odzwierciedla kształtowanie się gradientów zmiennych prostych. Ponieważ prezentacja bezpośrednich rezultatów symulacji nie ma większego znaczenia dla określenia ogólnych reguł kształtowania się oporów podczas interakcji aerodynamicznej, rozkładów zmiennych prostych nie zamieszczono, a ograniczono się jedynie do przedstawienia przykładowych, końcowych form siatek obliczeniowych (rys. 3), odpowiadających zamieszczonym wcześniej (rys. 2) początkowym postaciom siatek.

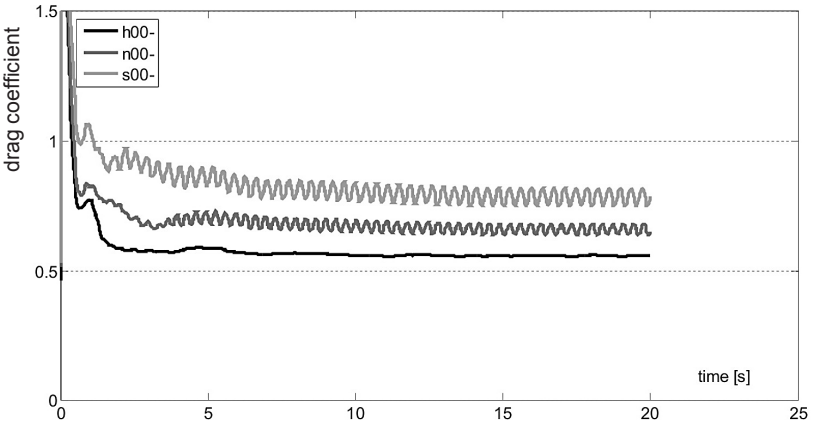


Rys. 3. Przykładowe końcowe siatki obliczeniowe

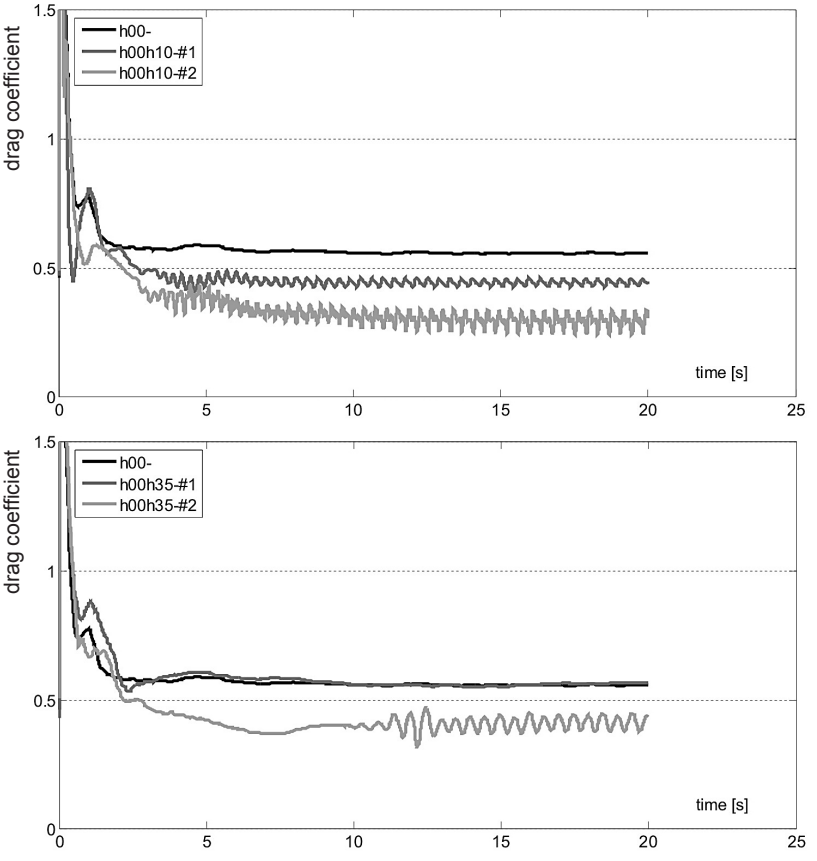
Z kolei pośrednie wyniki symulacji aerodynamicznych charakteryzują całościowo własności aerodynamiczne pojazdów poprzez sumaryczne siły oporu lub docisku, albo częściej, za pośrednictwem współczynników oporu lub docisku. Wielkości te prezentowane są zwykle dynamicznie (w funkcji czasu), często jednocześnie dla wielu wariantów układów obliczeniowych. Wzajemne relacje pomiędzy wielkością współczynników oporu aerodynamicznego a parametrami charakteryzującymi układy obliczeniowe zostały tu przedstawione:

- w zależności od odstępu, przy ustalonych ukształtowaniach profili nadwozia,
- w zależności od linii profilu obu pojazdów, przy stałej odległości pomiędzy nimi,
- przy jednoczesnych zmianach linii nadwozia i odstępu pomiędzy pojazdami.

Ponieważ praktycznie niemożliwe jest zamieszczenie tutaj wszystkich kombinacji przebiegu współczynników oporu aerodynamicznego w czasie, w zależności od parametrów charakteryzujących poszczególne układy obliczeniowe, do prezentacji wybrano tylko kilka poglądowych form wzajemnych zależności współczynników oporu (rys. 4 i 5).



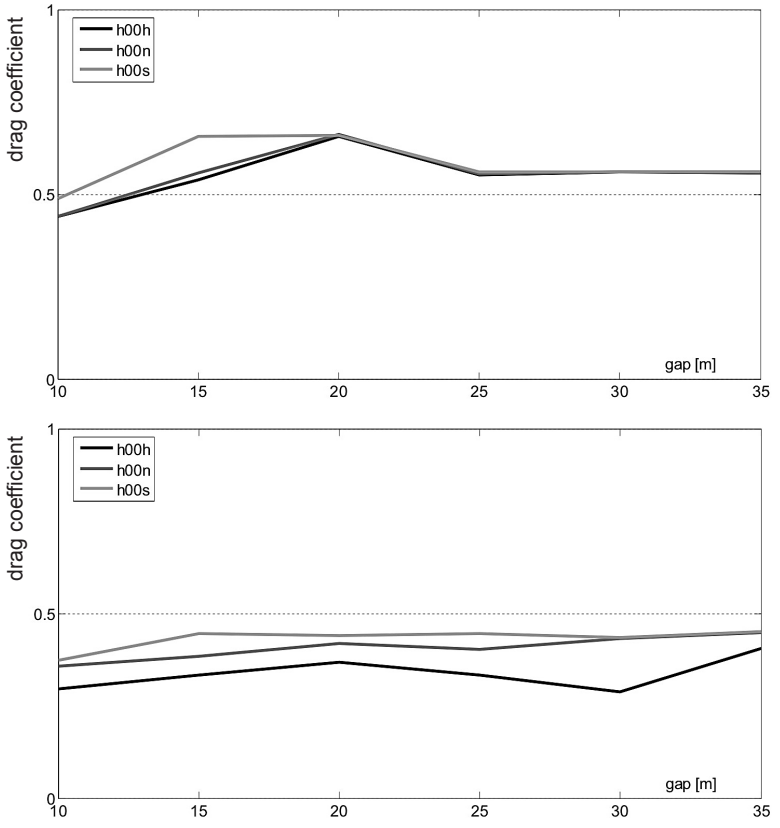
Rys. 4. Współczynniki oporu aerodynamicznego pojedynczych pojazdów



Rys. 5. Przykładowe przebiegi współczynników oporu dla wybranych układów dwóch pojazdów, wraz z odniesieniem dla pojedynczego pojazdu

ANALIZA PORÓWNAWCZA

Wprawdzie siły (i współczynniki) oporu aerodynamicznego samochodów zmieniają się w czasie, to jednak zmiany te nie są odczuwane przez podróżujących, czy nawet rejestrowane w trakcie badań tunelowych. Po prostu wysoka częstotliwość zmian (efekt „odrywania" się wirów), duża bezwładność pojazdu, oraz własności tłumienia drgań przez nadwozie i układ pomiarowy (wagowy) powodują łącznie, że faktycznie rejestrowane są tylko pewne uśrednione poziomy sił aerodynamicznych. Odpowiednio do tego, powszechnie podaje się uśrednione (stałe) wartości współczynników oporu aerodynamicznego pojazdów.



Rys. 6. Zależność współczynnika oporu pojazdu pierwszego (górny wykres) i drugiego (dolny wykres) dla wybranych konfiguracji obliczeniowych od odstępu pomiędzy nimi

Z powyższych względów, do analiz porównawczych przyjęto wartości współczynników oporu aerodynamicznego poszczególnych nadwozi wyliczone jako średnie z drugiej połowy kroków czasowych (pierwsza połowa charakteryzuje się zakłóceniami wynikającymi z braku poprawnych informacji o warunkach początkowych

w obszarze przepływu), co pozwoliło na opracowanie bardziej uniwersalnych i jednoznacznych porównań własności aerodynamicznych pojazdów tworzących układy obliczeniowe.

Wzajemne zależności współczynników oporu aerodynamicznego zostały przedstawione w funkcji odstępu pomiędzy pojazdami (na osi odciętych) oraz różnych form nadwozi pojazdów (pierwszego lub drugiego). Przykładowe współczynniki oporu dla układów, w których pierwszy pojazd ma nadwozie *hatchback*, a drugi odpowiednio nadwozia: *hatchback*, *notchback* i *squareback*, zostały zamieszczone na rys.6, gdzie pierwszy z wykresów dotyczy pierwszego pojazdu, a drugi wykres – drugiego pojazdu.

PODSUMOWANIE

Analizy porównawcze kształtowania się współczynnika oporu aerodynamicznego układu dwóch poruszających się pojazdów (jeden w cieniu aerodynamicznym drugiego) w zależności od odstępu pomiędzy pojazdami oraz kształtu ich nadwozi, zostały symbolicznie przedstawione na rys.6. Pełne, wieloaspektowe porównania pozwoliły sformułować wiele spostrzeżeń i wyprowadzić wnioski odnośnie aerodynamicznych aspektów ruchu rozważanych pojazdów. Intuicyjnie może się wydawać, że:

- im mniejszy odstęp pomiędzy pojazdami, tym mniejszy jest opór aerodynamiczny pojazdu drugiego,
- opory aerodynamiczne pojazdów zależą od profili nadwozi w ten sposób, że najniższe są dla nadwozi *hatchback*, pośrednie – dla *notchback*, a najwyższe – dla *squareback*.

Niestety, tak ogólne reguły okazują się niewystarczające, mało precyzyjne, zwodnicze lub wręcz nieprawdziwe w stosunku do analizowanych układów aerodynamicznych.

Poniżej sformułowano zestaw wniosków z przeprowadzonych symulacji, precyzyjnie i wiernie oddający wpływ różnych czynników i parametrów charakterystycznych układów obliczeniowych na opory aerodynamiczne poszczególnych pojazdów:

1. Jazda za innym pojazdem zawsze (w rozważanym zakresie odstępów) wpływa na obniżenie poziomu oporu aerodynamicznego w stosunku do oporu pojazdu samotnego, bez względu na profil nadwozia pojazdów oraz odległość pomiędzy nimi.
2. Opór aerodynamiczny pojazdu jadącego przed innym pojazdem w ogólności maleje w porównaniu z oporem pojazdu poruszającego się samotnie. To, w jakim stopniu, zależy głównie od wielkości odstępu pomiędzy pojazdami. Przy odstępie 10 metrów jest to zjawisko wyraźne i powszechne, jednak przy większych odstępach jest już mniej widoczne i w pewnej mierze zależy od kształtu profilu nadwozia.

3. Chociaż opory pojazdu drugiego w ogólności maleją, to otwartą kwestią pozostaje wielkość tego spadku. Szczególnie niskie opory pojazdu drugiego obserwuje się przy odstępie do pojazdu poprzedzającego wynoszącym 10 metrów. W niektórych sytuacjach obserwuje się spadek oporu pojazdu drugiego przy odstępie równym 30 metrów, lub też niewspółmierny wzrost tego oporu z uwagi na profil pojazdu pierwszego.
4. Jeśli pojazdem pierwszym jest *hatchback*, jego opory spadają najbardziej, gdy pojazd drugi znajduje się w odstępie 10 metrów, natomiast przy odstępie 20 metrów wzrastają, przekraczając wyraźnie poziom oporu charakterystyczny dla pojazdu samotnego. Zauważyć można również wzrost oporu tego pojazdu jeśli drugim pojazdem jest *squareback*, lecz tylko przy odstępach 10 i 15 metrów.
5. Jeśli pojazdem pierwszym jest *notchback*, to nie obserwuje się wpływu odstępu na jego opory.
6. Jeśli pojazdem pierwszym jest *squareback*, najniższe jego opory występują przy odstępie równym 10 metrów, natomiast przy większych odstępach zmiany wielkości jego oporu stopniowo i powoli wzrastają.
7. Jeśli pojazdem drugim jest *hatchback*, to jego najniższe opory występują przy odstępie 10 metrów, przy czym w pewnym stopniu zależą od profilu pojazdu poprzedzającego (najniższe przy profilu *notchback*, a relatywnie najwyższe przy *hatchback*).
8. Jeśli pojazdem drugim jest *notchback*, to również opory najniższe objawiają się przy odstępie 10 metrów i zależą w pewnym stopniu od profilu pojazdu poprzedzającego (najniższe przy profilu *notchback*).
9. Jeśli pojazdem drugim jest *squareback*, to najniższe opory są przy odstępie 10 metrów, i zależą jednocześnie od formy profili pojazdu poprzedzającego w ten sposób, że najniższe są przy profilu *notchback*, a najwyższe przy *hatchback*.

Warto zauważyć, że postać powyższych wniosków wynika z wielkości odrywających się za pojazdem wirów, co decyduje o formie interakcji aerodynamicznej. Można zatem przypuszczać, że zaokrąglenie „kanciastych" profili pojazdów będzie skutkować pewnymi zmianami we wzajemnej interakcji aerodynamicznej pojazdów.

LITERATURA

1. Maciejewski M., Osmólski W., Interferencja aerodynamiczna pojazdów poruszających się w kolumnie, Teka Komisji Naukowo-problemowej Motoryzacji (PAN o/Kraków) 26-27, 2003, 463-468.
2. Maciejewski M., Osmólski W., Numerical simulation of the aerodynamic interference in traffic flow, Proceedings of 1-st. International Industrial Simulation Conference ISC'2003, Valencia (Spain) 9-12.06.2003, EUROSIS, Ghent, 437-441.
3. Maciejewski M., Osmólski W., Symulacja interferencji aerodynamicznej pojazdów sterowanych automatycznie, Czasopismo Techniczne – Mechanika, z.7, 2004, 387-394.

4. Tsuei L., Savas O., Transient aerodynamics of vehicle platoons during in-line oscillations, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 89, 2001, 1085-1111.
5. Watkins S., Vino G., The effect of vehicle spacing on the aerodynamics of a representative car shape, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 96, 2008, 1232-1239.
6. Maciejewski M., O zależności współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy, Czasopismo techniczne (w druku).

NUMERICAL SIMULATION OF THE DRIVING IN AERODYNAMIC SHADOW

Abstract

The paper concerns a numerical simulation of aerodynamic interaction between two passenger cars, from which one moves in aerodynamic shadow of other. Simulations were the basis for determination of dependence the aerodynamic drag coefficient of both vehicles on the vehicle shapes (hatchback, notchback and squareback) and the gap between vehicles.

Key words: car aerodynamics, aerodynamic interaction, numerical simulation.

Jerzy Merkisz[1)], Sławomir Tarkowski[2)]

CZYNNIKI DYNAMICZNE I ICH WPŁYW NA SUBIEKTYWNE POCZUCIE KOMFORTU W AUTOBUSACH MIEJSKICH

Streszczenie. W artykule przedstawiono wybrane aspekty wykorzystania pokładowych urządzeń rejestrujących do oceny komfortu jazdy pasażerów autobusów miejskich. Przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych w pojazdach komunikacji miejskiej w Lublinie, podczas ich normalnej pracy. Badania polegały na pomiarach wartości przyśpieszenia odczuwalnego przez pasażerów i określeniu ich wpływu na subiektywne poczucie komfortu jazdy.

Słowa kluczowe: komfort dynamiczny, przyspieszenie, zryw, rejestrator pokładowy.

WPROWADZENIE

Komunikacja samochodowa jest jedną z najbardziej popularnych gałęzi transportu. Wynika to z wielu zalet, które wpływają na taki wybór wśród pasażerów i przewoźników; są to m.in.: dostępność, rozbudowana infrastruktura, stosunkowo niskie koszty (podróży i eksploatacji tego środka transportu), czyli najkorzystniejsze możliwości realizacji usług transportowych określane jako „od drzwi do drzwi". Paradoksalnie sytuacja ta wpływa na ograniczenie konkurencyjności transportu samochodowego: wzrost liczby pojazdów wpływa na ograniczenie przepustowości infrastruktury, a to powoduje wydłużenie czasu realizacji usług. Zwiększająca się liczba pojazdów ma negatywny wpływ na środowisko naturalne i zużycie zasobów ropy naftowej, ale wpływa również na obniżenie jakości życia ludzi, ograniczenie ich mobilności i zwiększenie poziomu stresu. Wzrastająca liczba pojazdów poruszających się po drogach jest więc problemem, który należy dostrzec i podejmować działania zmierzające ku jego wyeliminowaniu. Rozwiązaniem może być rozbudowa infrastruktury drogowej, co jest przedsięwzięciem kosztownym i negatywnie wpływającym na środowisko naturalne. Zasadnym wydaje się popularyzacja transportu publicznego, i częściowe „wypieranie" z dróg środków transportu indywidualnego. Kluczowym zagadnieniem wydaje się być stworzenie popytu na taki rodzaj środka komunikacji i przekonanie do niego osób korzystających codziennie z własnych pojazdów. Działania w tym kierunku są już podejmowane przez władze niektórych, dużych aglomeracji miejskich w Polsce. Przedsiębiorstwa komunikacyjne działają również w kierunku zapewnienia pasażerom wysokiego poziomu komfortu, m.in.

[1)] Politechnika Poznańska, e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl
[2)] Politechnika Lubelska, e-mail: s.tarkowski@pollub.pl

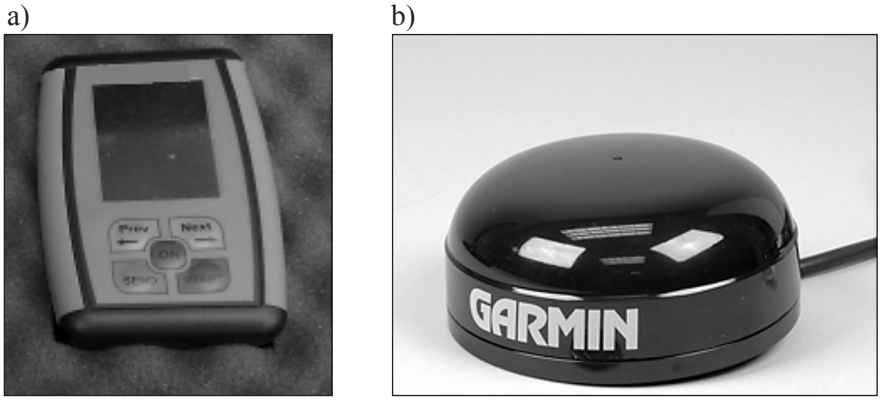
poprzez inwestycję w nowoczesny tabor. Komfort podróży zależy także od zachowania się kierowcy i jego umiejętności, oraz doświadczenia podczas wykonywania manewrów w warunkach ruchu po drodze. W tym ujęciu, na poziom komfortu decydujący wpływ ma wartość przyspieszenia generowanego podczas jazdy i oddziałującego na pasażera – można mówić o „dynamicznym komforcie podróży".

Analiza przedmiotowej literatury pozwala na stwierdzenie, że zagadnieniem „dynamicznego komfortu podróży" nie był szeroko podejmowany. Istnieją dokumenty normatywne, na podstawie których można określać poziom komfortu dynamicznego w środkach transportu szynowego [1, 2, 3]. Nieliczne ośrodki naukowe zajmowały się tymi zagadnieniami w odniesieniu do środków transportu samochodowego [4, 5, 6, 7]. Problematyka ta jest istotna z punktu widzenia działań związanych z popularyzacją zbiorowych środków komunikacji w transporcie drogowym. W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki badań polegających na porównaniu zarejestrowanych dynamicznych parametrów ruchu pojazdów komunikacji miejskiej z subiektywną oceną poziomu komfortu dynamicznego, określonego przez „przeszkolonych" pasażerów. Analizowano wartość skuteczną przyspieszenia oraz wartość skuteczną jego zmian w czasie. Na podstawie przeprowadzonych badań zaproponowano definicję wskaźnika, który może być wykorzystany do obiektywnego określenia poziomu komfortu dynamicznego w pojazdach komunikacji miejskiej. Opracowana metoda może być wykorzystana podczas szkolenia kierowców, lub do rozpatrywania skarg pasażerów.

SZCZEGÓŁY TECHNICZNE DOTYCZĄCE BADAŃ

W badaniach wykorzystano urządzenie MEREX, które jest mikroprocesorowym rejestratorem służącym do pomiaru wartości chwilowych przyspieszenia. Zabudowane w urządzeniu czujniki umożliwiają jego rejestrację w trzech osiach: wzdłużnej, poprzecznej i pionowej. Urządzenie zaprogramowane zostało do rejestrowania danych z częstotliwością 10 Hz, a dane z pomiarów umieszczano w pamięci. Odczyt tych danych możliwy jest (w zależności od wersji wyposażenia) bezpośrednio na ciekłokrystalicznym wyświetlaczu, lub na ekranie komputera. Dodatkowo do zestawu pomiarowego dołączono odbiornik GPS firmy Garmin. Wyposażenie takie pozwala na określenie współrzędnych pojazdu w każdej sekundzie trwania pomiaru, oraz wyznaczenie jego prędkości chwilowej. Na rysunku 1 przedstawiono widok urządzenia Merex z wbudowanym wyświetlaczem ciekłokrystalicznym, oraz odbiornik GPS.

Rejestrację parametrów ruchu pojazdów komunikacji miejskiej przeprowadzono w autobusach i trolejbusach w warunkach rzeczywistego ruchu, tj. podczas wykonywania zadań transportowych. Osoby kierujące pojazdami w których dokonywano pomiarów nie były poinformowane o ich przeprowadzaniu. Pomiary wyko-



Rys. 1. Widok rejestratora MEREX (a) i odbiornika GPS (b)

nano w Lublinie na wybranych odcinkach trasy linii autobusowej nr 18, oraz trasy linii trolejbusowej nr 160. Eksperyment obejmował łącznie po 35 przejazdów w obu kierunkach dla każdej z linii, w rzeczywistych warunkach eksploatacji, przez pojazdy różnych marek, które były kierowane przez kierowców-pracowników Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacyjnego w Lublinie. Pomiary dla poszczególnych linii prowadzono zawsze na tym samym odcinku trasy przejazdu. Przejazd odbywał się na trasie składającej się z czterech przystanków. W dalszej części artykułu odcinki między przystankami określane one będą jako „odcinki pomiarowe". Oceny subiektywnego, dynamicznego komfortu jazdy dokonywała grupa osób, która została przeszkolona przed rozpoczęciem badań. Zgodnie z wytycznymi z pracy [8], wykorzystanie w badaniach tego typu wyszkolonej grupy oceniających pozwoliło na zwiększenie wiarygodności tych ocen. Przyznana ocena odnosiła się do każdego odcinka pomiarowego – łącznie ocenionych zostało 280 odcinków pomiarowych. Pogoda podczas prowadzenia pomiarów była dobra, nie występowały opady atmosferyczne. Warunki atmosferyczne nie miały istotnego wpływu na wyniki pomiarów, ani nie stanowiły utrudnień w ruchu drogowym. Na badanych odcinkach pomiarowych nie przeprowadzano robót drogowych, poprzez które przejazd byłby utrudniony. Trasa odcinków pomiarowych przebiegała przez centrum miasta, w związku z czym pojazdy poruszały się ruchem wymuszonym, rzadko swobodnym. Na trasie nie znajdowały się specjalnie wyznaczone pasy ruchu dla pojazdów komunikacji zbiorowej.

Pod pojęciem dynamicznego komfortu podróży należy uznać taki stan, w którym podczas podróży pasażer nie jest narażony na działanie żadnych czynników dynamicznych z wyjątkiem przyspieszenia ziemskiego, a każdy występujący bodziec dynamiczny powoduje jego zmniejszenie. W świetle tak określonej definicji można uznać, że dynamiczny komfort podróży może być zapewniony jedynie podczas postoju pojazdu, lub podczas jazdy ze stałą prędkością w ruchu prostoliniowym.

W rzeczywistości, podczas jazdy, nie wszystkie występujące bodźce dynamiczne są przez pasażerów zauważalne i odczuwalne, przez co poczucie komfortu nie zawsze zostaje obniżone – mimo tego, że na pasażera oddziałują czynniki dynamiczne. Do potencjalnego obniżenia poczucia komfortu dynamicznego dochodzi w sytuacji, gdy dany bodziec jest dla niego na tyle wyraźny i „uciążliwy", że zostanie zauważony, lub jest na tyle silny, że uwaga pasażera zostanie odwrócona od aktualnie wykonywanej przez niego czynności. Wystąpienie takiej, nawet jednostkowej (w skali całej trasy przejazdu) sytuacji, wpływa na to, że cała podróż może zostać oceniona przez pasażera negatywnie. Ocen subiektywnych dokonywano na specjalnie przygotowanej ankiecie, według trzystopniowej skali:

1. Przejazd komfortowy – przejazd, podczas którego zmiany przyspieszenia były nieodczuwalne, manewry wykonywane były łagodnie, a pasażer nie był zmuszony do wykonywania balansu ciałem w celu utrzymania się na zajmowanej przez siebie pozycji. Styl jazdy kierowcy nie powodował poczucia zagrożenia bezpieczeństwa.
2. Przejazd normalny – przejazd, podczas którego sporadycznie odczuwalne były zmiany przyspieszenia; wykonane manewry nie odwracały jednak uwagi pasażera od aktualnie wykonywanej czynności; ocena dopuszczała reakcję pasażera na wykonywany manewr w postaci „lekkiego" balansu ciałem w celu utrzymania się na pozycji. Styl jazdy kierowcy nie powodował poczucia zagrożenia bezpieczeństwa.
3. Przejazd niekomfortowy – przejazd, podczas którego wyraźnie odczuwalne były zmiany przyspieszenia; wykonywane manewry odwracały uwagę pasażera od aktualnie wykonywanej czynności; podczas wykonywania manewrów przez kierowcę pasażer zmuszony był wykonywać „zdecydowany" balans ciałem w celu utrzymania się na zajmowanej przez siebie pozycji. Styl jazdy kierowcy powodował poczucia zagrożenie bezpieczeństwa.

Oceniający określali dodatkowo w jakiej pozycji odbywała się ich podróż – przyjęto wstępne założenie, że subiektywne poczucie komfortu zależy od pozycji podróżnej (siedząca lub stojąca).

METODYKA BADAŃ

Wartości przyspieszenia i zrywu (zmiana przyspieszenia w czasie) są bodźcami, które wyraźnie i w oczywisty sposób zwracają uwagę pasażerów. W pracach [9, 10] przedstawiono wyniki badań, na podstawie których wykazano wpływ wzdłużnego przyspieszenia i jego zmian oraz zrywu na odczucia i zachowanie się pasażerów. Stwierdzono, że 30% z nich zwracało uwagę na zakłócenia dynamiki ruchu o wartości większej niż 0,4 m/s^3, natomiast wartość graniczna wzdłużnego zrywu, po przekroczeniu której występowały problemy z utratą równowagi była równa 0,217 G/s.

Dostępne źródła [1, 2, 3] wykorzystują do oceny poziomu komfortu dynamicznego wartości skuteczne mierzonego bodźca dynamicznego. W niniejszej analizie, porównując wyniki ocen subiektywnych z danymi zapisanymi przez rejestrator wykorzystano wartości przyspieszenia oraz zrywu, które obliczono dla czasu 5 s. Na tym etapie badań autorzy przyjęli wstępne założenie, że łączny czas odwrócenia uwagi pasażera od aktualnie wykonywanej czynności (co zgodnie z definicją komfortu dynamicznego przedstawioną w punkcie 2) wynosi 5 s. Na ten czas składają się następujące działania pasażera: reakcja motoryczna – po wystąpieniu bodźca, identyfikacja bodźca, rozpoznanie przyczyny jego wystąpienia, zanikanie bodźca oraz powrót do wykonywanej wcześniej czynności. Wartości skuteczne przyspieszenia i zrywu określone zostały zgodnie z zależnościami (1) i (2).

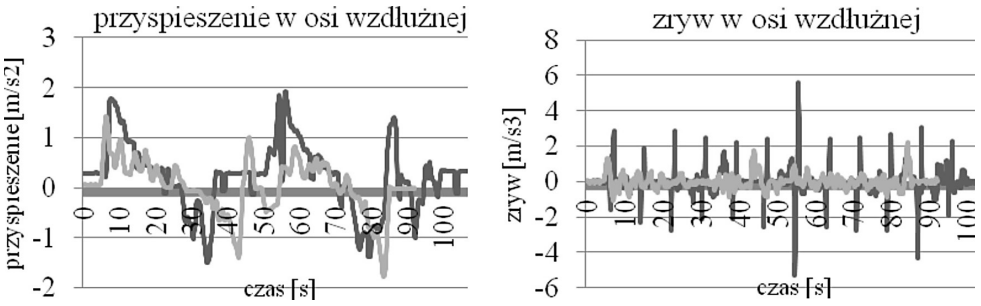
$$a_{xyz}^{W}(t) = \left[\frac{1}{T} \cdot \int_{t-T}^{t} (\ddot{s}_{xyz}(\tau))^2 \, d\tau \right]^{0,5} \tag{1}$$

$$j_{xyz}^{W}(t) = \left[\frac{1}{T} \cdot \int_{t-T}^{t} (\dddot{s}_{xyz}(\tau))^2 \, d\tau \right]^{0,5} \tag{2}$$

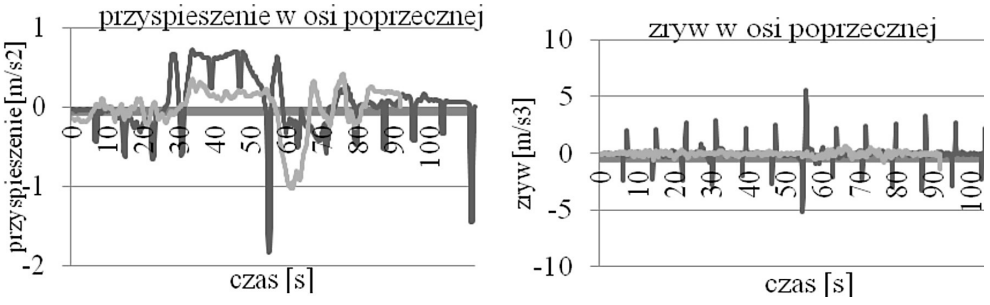
gdzie: a_{xyz}^{W} – wartość skuteczna przyspieszenia określana dla kierunków X, Y, Z;
j_{xyz}^{W} – wartość skuteczna pochodnej przyspieszenia (zrywu) określana dla kierunków X, Y, Z;
T – czas pomiaru (5s i jego wielokrotność);
$\ddot{s}_{xyz}$ – wartość przyspieszenia zmierzone w osiach X, Y, Z.
$\dddot{s}_{xyz}$ – wartość pochodnej przyspieszenia zmierzone w osiach X, Y, Z.

REZULTATY BADAŃ

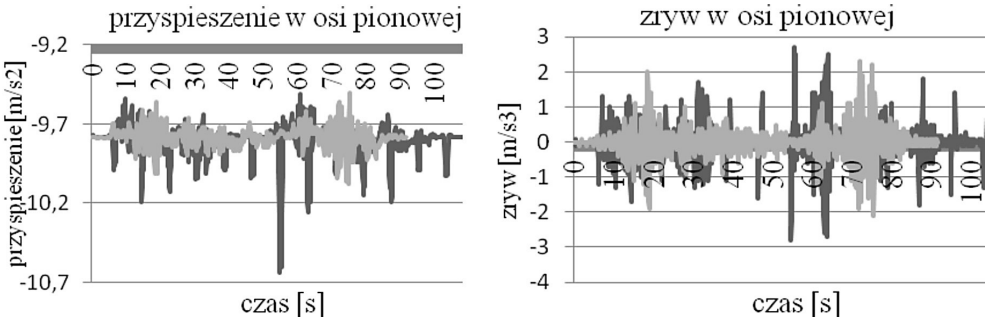
W wyniku przeprowadzonych badań zidentyfikowano odcinki, dla których oceniający negatywnie określili poziom komfortu. Obniżenie jego poziomu można powiązać z występującymi i zarejestrowanymi przez aparaturę pomiarową parametrami dynamicznymi ruchu. Na rysunkach 2-4 porównano chwilowe wartości przyspieszenia oraz zrywu zarejestrowanych podczas dwóch wybranych przejazdów. Z uwagi na czytelność poszczególnych wykresów, a także cel autorów polegający na zaprezentowaniu parametrów przejazdów ocenianych w skrajnie różny sposób – zgodnie z przyjętą skalą ocen, w niniejszym porównaniu nie przedstawiono przykładowych wyników dla przejazdu ocenionego jako „normalny". Prezentowane wyniki dotyczą tego samego odcinka pomiarowego i zostały zarejestrowane na tym samym fragmencie trasy autobusu nr 18. Kolorem czarnym oznaczono przejazd oceniony jako „niekomfortowy", natomiast szarym – „komfortowy".



Rys. 2. Porównanie wartości chwilowych przyspieszenia i zrywu – oś wzdłużna pojazu



Rys. 3. Porównanie wartości chwilowych przyspieszenia i zrywu – oś poprzeczna pojazu

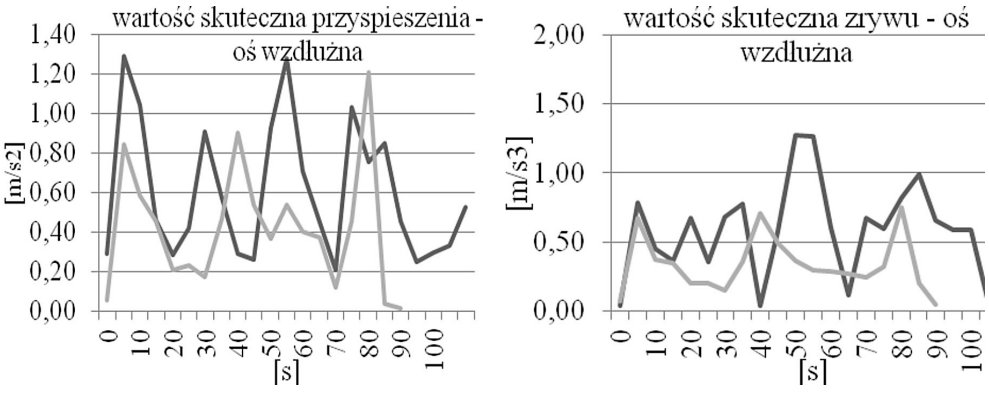


Rys. 4. Porównanie wartości chwilowych przyspieszenia i zrywu – oś pionowa pojazu

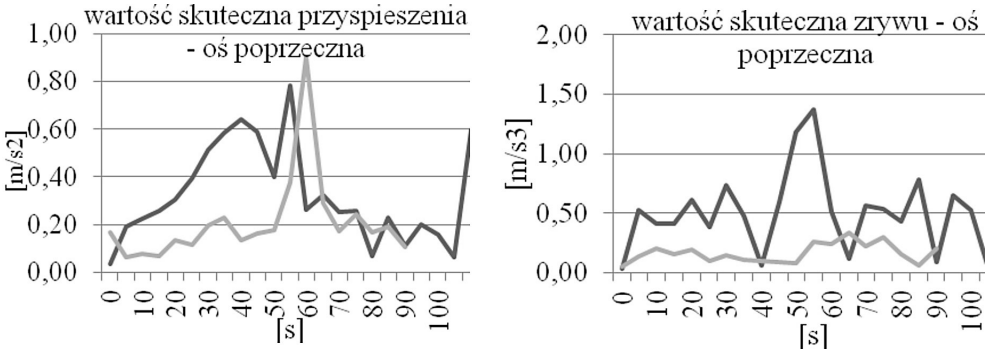
Porównanie parametrów zarejestrowanych podczas obu przejazdów pozwala na zaobserwowanie różnic oraz zidentyfikowanie punktów, w których dynamika ruchu była zaburzona, co mogło mieć wpływ na obniżenie subiektywnego poczucia komfortu. W przypadku przejazdu ocenionego jako niekomfortowy wartości szczytowe przyspieszenia i zrywu w przeważającej części odcinka pomiarowego osiągały wartości większe niż w przypadku przejazdu komfortowego.

Podobną analizę przeprowadzono porównując wartości skuteczne przyspieszenia i zrywu, które obliczone zostały dla okresów pięciosekundowych. Obliczenia przeprowadzono zgodnie z zależnościami (1) i (2). Wyniki analizy porównawczej przedstawiono na rysunkach 5–7. Podobnie jak w przypadku analizy przedstawionej

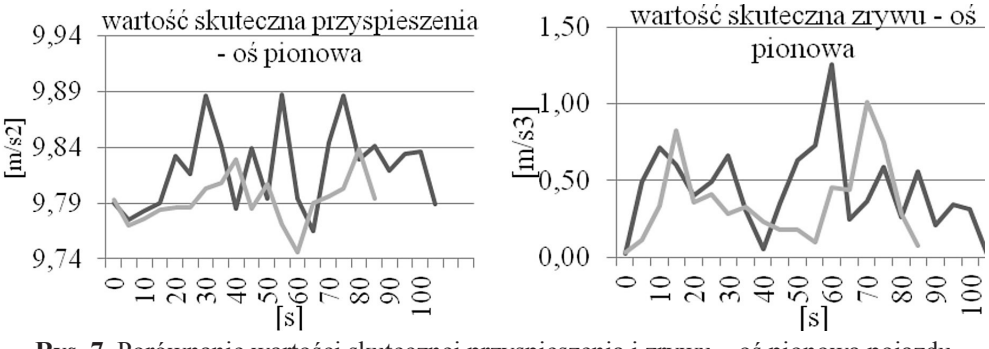
powyżej, różnice w wartościach obliczonych parametrów są wyraźnie dostrzegalne, a ich wartości szczytowe w przeważającej części odcinka pomiarowego osiągały wartości większe niż w przypadku przejazdu komfortowego. Porównanie takie daje podobne wyniki jak w przypadku porównania wartości chwilowych. Przyjęty w punkcie 3 kierunek analizy, polegający na porównaniu wartości skutecznych przy-



Rys. 5. Porównanie wartości skutecznej przyspieszenia i zrywu – oś wzdłużna pojazdu



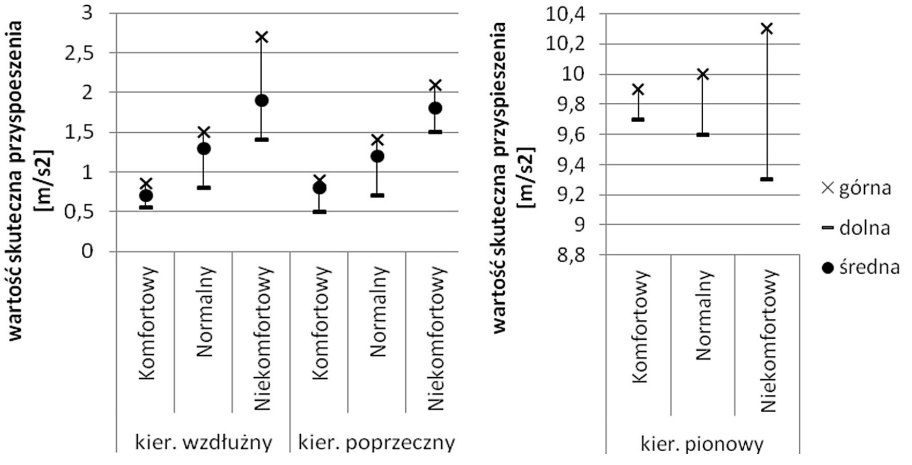
Rys. 6. Porównanie wartości skutecznej przyspieszenia i zrywu – oś poprzeczna pojazdu



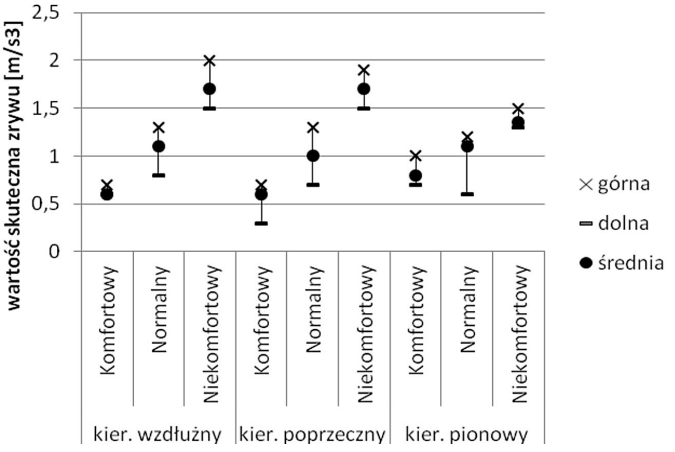
Rys. 7. Porównanie wartości skutecznej przyspieszenia i zrywu – oś pionowa pojazdu

spieszenia i zrywu, jest zatem uzasadniony. Wykorzystanie w toku analizy wartości skutecznych monitorowanych parametrów daje ponadto bardziej czytelny obraz różnic między poszczególnymi przejazdami i pozwala na zidentyfikowanie odcinków trasy (nie punktów, jak w przypadku analizy wartości chwilowych), na których wystąpiło obniżenie poczucia komfortu dynamicznego.

Analizując dane zarejestrowane podczas poszczególnych odcinków pomiarowych – dla wszystkich przeprowadzonych pomiarów – można zauważyć, że nie było zasadą, aby w każdym przejeździe określonym jako „niekomfortowy" lub „normalny" średnia wartość wyznaczonych wartości skutecznych była większa niż uzyskane podczas przejazdu „komfortowego". Na podstawie danych zarejestrowanych podczas całego cyklu badań można stwierdzić, że zdarzały się przypadki, w których dla przejazdów ocenianych w skrajnie różny sposób wartości średnie były zbliżone do siebie, a na pewnym odcinku wykresu można było zaobserwować znaczący wzrost wartości rejestrowanych parametrów. Na podstawie tej obserwacji można sformułować wniosek, że na obniżenie subiektywnego poczucia komfortu może wpłynąć jednostkowe zdarzenie polegające na przekroczeniu określonego poziomu przyspieszenia bądź zrywu. Ocena poczucia komfortu przy wykorzystaniu obiektywnej metody, określająca go na całym odcinku trasy przejazdu, jest dla takiego przypadku zadaniem obiektywnie trudnym. Z tego powodu uwaga powinna być skupiona na identyfikowaniu odcinków, na których mogło dojść do obniżenia poczucia komfortu. Identyfikacja ta może być przeprowadzona na podstawie wartości poszczególnych parametrów, lub metody uwzględniającej je razem. Wykorzystując dane zgromadzone w trakcie badań, określono maksymalne wartości skuteczne przyspieszenia i zrywu, jakie były osiągnięte w poszczególnych przejazdach. Dla każdej z ocen zidentyfikowano zakres w jakim mieściły się wartości parametrów z uwzględnieniem kierunków pomiaru, oraz średnią arytmetyczną z tych wartości (nie wyznaczano średniej arytmetycznej wartości skutecznej dla kierunku pionowego). Wyniki analizy przedstawiono na rysunkach 8 i 9.



Rys. 8. Maksymalne wartości skuteczne przyspieszenia w ocenianych przejazdach



Rys. 9. Maksymalne wartości skuteczne zrywu w ocenianych przejazdach

PODSUMOWANIE

Na podstawie uzyskanych rezultatów stwierdzono, że istnieje związek między czynnikami dynamicznymi występującymi podczas jazdy, a subiektywnym poczuciem komfortu jazdy. Częste zmiany przyspieszenia, bądź zryw mogą być spowodowane złym stanem technicznym pojazdu albo drogi po której się on porusza, lub charakteryzować zbyt dynamiczny styl jazdy kierowcy. Wykorzystanie rejestratora parametrów ruchu pojazdu połączonego z odbiornikiem GPS podczas codziennej eksploatacji autobusów miejskich pozwoliłoby na identyfikację odcinków trasy, gdzie dochodzi do obniżenia poziomu komfortu pasażerów, oraz kierowców, w przypadku których najczęściej dochodzi do tego typu zjawisk. Wyniki badań mogą znaleźć zatem swoje zastosowanie utylitarne w projakościowych działaniach przedsiębiorstw komunikacyjnych, procesie szkolenia kierowców, a także wsparcie dla służb technicznych obsługujących pojazdy lub infrastrukturę drogową. Wydaje się, że niezbędne jest opracowanie procedury, która będzie mogła być wykorzystana jako narzędzie w tych działaniach. W tym celu autorzy pracy podejmują dalsze badania w kierunku opracowania wskaźnika, będącego elementem obiektywnej metody oceny poziomu komfortu. Rozważane jest oparcie go na wykorzystaniu wartości skutecznej przyspieszenia, zrywu, lub obu tych parametrów równocześnie. Proponuje się, aby analiza prowadzona była niezależnie, dla trzech kierunków: wzdłużnego, poprzecznego i pionowego, co da większe możliwości identyfikacji przyczyn obniżenia komfortu. Wykorzystanie w proponowanym wskaźniku wartości skutecznych pozwoli m.in. na wyeliminowanie błędów związanych z rejestrowaniem pojedynczych (chwilowych) impulsów dynamicznych o wyraźnie większej wartości, które mogą być nieodczuwalne przez pasażera, lub nieistotne z punktu widzenia przyjętej definicji komfortu i przyczyny jego obniżenia.

LITERATURA

1. Kolejnictwo – Komfort jazdy pasażerów – Pomiary i ocena. PN-EN 12299:2009; PKN Warszawa 2009.
2. Mechanical vibration and Shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1. The International Organisation for Standardisation, 15 July 1997.
3. British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, BS2631. British Standard Institution; 1987.
4. Merkisz J., Pielecha J., Tarkowski S., Pokładowe rejestratory parametrów ruchu i ich zastosowanie do oceny komfortu w autobusach miejskich. Autobusy: Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, nr 5, 2012.
5. Wang F., Ma N., Inooka H., A driver assistant system for improvement of passenger ride comfort through modification of driving behavior. International Conference on Advanced Driver Assistance Systems, Conf. publ. No. 483 IEE 2001, pp. 38-42.
6. Castellanos J.C., Susin A.A., Fruett F., Embedded sensor system and techniques to evaluate the comfort in public transportation. IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems; ITSC, art no. 6083051, pp. 1858-1863.
7. Martin D., Litwhiler D.. An Investigation of acceleration and jerk profiles of public transportation vehicles. ASEE Annual Conference and Exposition, Conference Proceedings, 13 p.
8. Data S., Frigeiro F., Objective evaluation of handling quality. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering Volume 216, Issue 4, 2002, pp. 297-305.
9. Andersson E., Nilstam N., The development of advanced high speed vehicles in Sweden. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, 198, pp. 229-237.
10. Hoberock L.L., A survey of longitudal acceleration comfort studies in ground transportation vehicles. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 99 (2), 1977, pp. 76-84.

DYNAMIC FACTORS AND THEIR IMPACT ON SUBJECTIVE FEELING OF COMFORT IN CITY BUSES

Abstract

Paper presents selected aspects of using on-board data recorders to evaluation of passenger ride comfort in city buses. There are presented research results from Lublin city busses at normal work, where acceleration add its impact on passenger's subjective feeling of comfort were measured.

Key words: dynamic comfort, acceleration, jerk, on-board data recorder.

Ryszard Michalski[1)], Jarosław Gonera[1)], Michał Janulin[1)]

WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYKI ZEWNĘTRZNEJ CIĄGNIKA KOŁOWEGO Z WYKORZYSTANIEM PRZENOŚNEJ HAMOWNI INERCYJNEJ

Streszczenie. Przedstawiono poszczególne rodzaje hamowni stosowanych do określania charakterystyki ciągników kołowych. Opisano ich budowę i zasadę działania. Stworzono algorytm wyznaczania charakterystyki zewnętrznej ciągnika kołowego z wykorzystaniem dynometru DK i wyznaczono w warunkach pracy charakterystyki ciągnika rolniczego John Deere 6930, które podano na wykresach w postaci zależności mocy oraz momentu od prędkości obrotowej.

Słowa kluczowe: ciągnik kołowy, hamownia inercyjna, charakterystyki techniczne.

WPROWADZENIE

Określenie charakterystyki zewnętrznej ciągnika kołowego ma istotne znaczenie w realizacji procesu eksploatacji , ciągle niedoceniane i stosunkowo rzadko wykorzystywane w ocenie efektywności pracy, stanu technicznego i emisyjności spalin. Do wyznaczania charakterystyki technicznej ciągnika kołowego wykorzystuje się hamownie.

Hamownia jest stacjonarnym bądź niestacjonarnym stanowiskiem pomiarowym do określenia charakterystyki zewnętrznej silnika w postaci mocy i momentu oraz jednostkowego zużycia paliwa.

Hamownie dzielimy na:

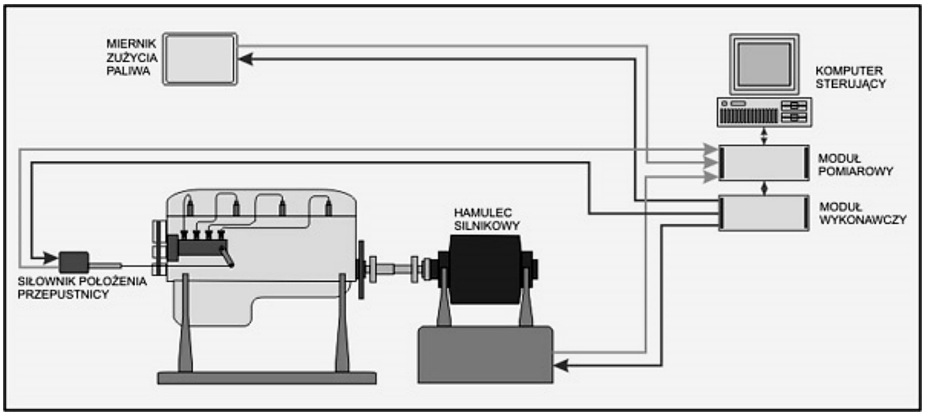
- Hamownie silnikowe wykorzystuje się do pomiarów parametrów silnika spalinowego po jego wymontowaniu z pojazdu i umieszczeniu wraz z osprzętem na stanowisku badawczym, które umożliwia dowolne obciążenie silnika i bardzo precyzyjny pomiar prędkości obrotowej wału korbowego silnika i momentu.
- Hamownie podwoziowe wykorzystuje się do pośredniej oceny parametrów silnika, na podstawie uzyskanych danych określana jest jego moc i moment obrotowy (uwzględniając przełożenie przekładni głównej oraz przełożenie biegu na którym badanie było przeprowadzane). W przeciwieństwie do hamowni silnikowych, hamownie podwoziowe są proste i szybkie w obsłudze (nie wymagają demontażu silnika).
- Hamownie WOM polegające na pomiarze mocy z wykorzystaniem wału odbioru mocy (WOM) w ciągnikach.

[1)] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, UWM Olsztyn.

- Hamownie przenośne dynamiczne są obecnie stosowane do wyznaczania charakterystyk pojazdu z wykorzystaniem mechaniki ruchu pojazdu w rzeczywistych warunkach pracy.

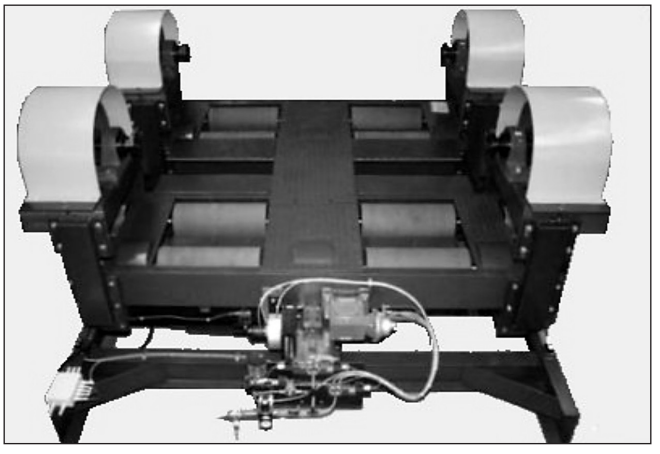
ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE HAMOWNI

Przykładowy układ podłączenia silnika do hamowni podano na rysunku 1.

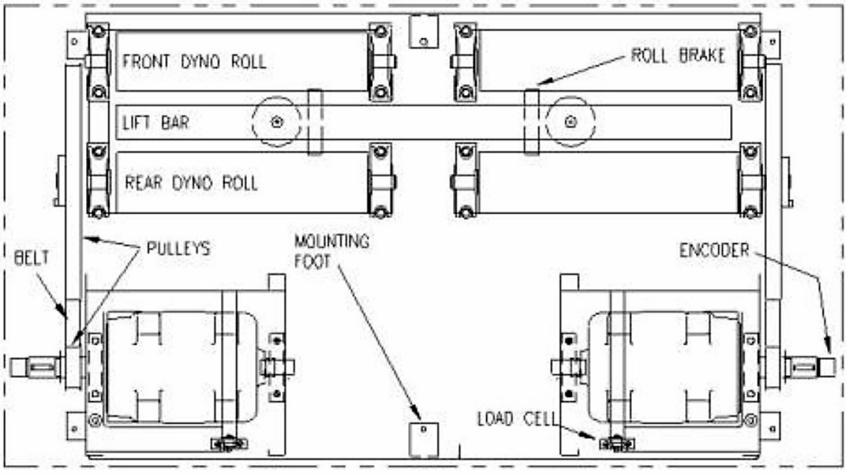


Rys. 1. Schemat podłączenia hamowni silnikowej do silnika spalinowego [6]

Hamownia podwoziowa ATV firmy Real Time (rys. 2) składa się z układu 4 silników odbierających moment poprzez rolki, dzięki czemu uzyskuje się niezależny pobór mocy z każdego koła. Dzięki takiej konstrukcji dodatkowo można uzyskać informacje o np. stanie przegubów, oraz wewnętrznych układach jak np. układzie różnicowym, sprzęgle itd. [7].



Rys. 2. Hamownia podwoziowa ATV firmy Real Time [7]



Rys. 3. Rozwiązanie konstrukcji hamowni podwoziowej [7]

Na rysunku 3 przedstawiono poglądowo sposób rozwiązania konstrukcji hamowni podwoziowej. Belt – pas, Pulleys-krążki, Mounting foot – stopa montażowa, Load cell – tensometr, Encoder – koder, Rear dyno roll – tylna rolka hamowni, Front dyno roll – przednia rolka hamowni, Roll brake – hamulec rolkowy,listwa podnośnikowa. [7]

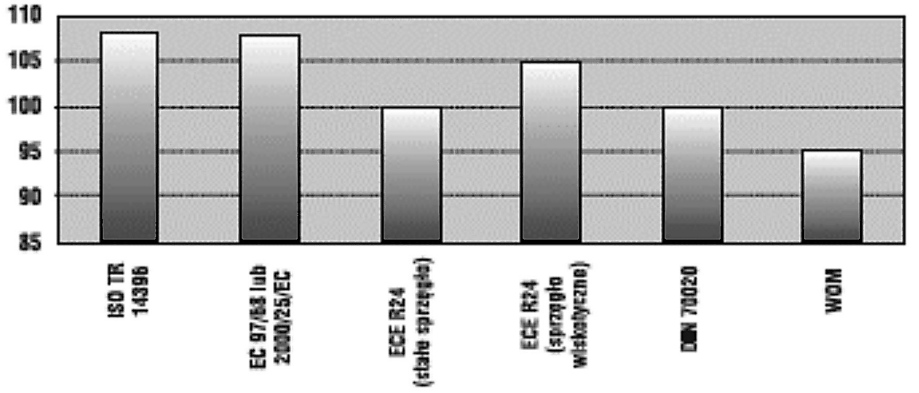
Hamownie WOM są bardzo często wykorzystywane podczas pomiarów parametrów i testów ciągników kołowych. Wyróżniamy dwa typy hamowni WOM: stacjonarne i niestacjonarne. Na rysunku 4 podano sposób podłączenia hamowni niestacjonarnej WOM do badanego ciągnika. Podobne rozwiązanie hamowni W-500 przedstawia rysunek 5.

Rys. 4. Pomiar mocy na hamowni WOM niestacjonarnej [8]

Rys. 5. Hamownia przenośna, niestacjonarna [9]

Znany szwajcarski instytut badawczy z branży techniki rolniczej - FAT Tänikon przeprowadza corocznie testy ciągników z wykorzystaniem hamowni. Testy wykonywane są zgodnie z przyjętymi normami i obejmują pomiary charakteryzujące główne parametry użytkowe ciągników, takie jak: moc silnika, moment obrotowy, zużycie paliwa, emisję zanieczyszczeń w spalinach, prędkości na poszczególnych biegach, udźwig podnośnika, głośność, ważniejsze wymiary i masy ciągnika. Na podstawie pomiarów wykonywane są różnego rodzaju wykresy, m.in. charakterystyki silnika. Moc podawana przez producenta w specyfikacji technicznej różni się najczęściej od tej wynikającej z pomiarów. Zależy to nie tylko od kategorii mocy: nominalna bądź maksymalna, ale także normy i sposobu pomiaru. [10]

Na rysunku 7 podano elementy składowe i sposób montażu na kole pojazdu hamowni przenośnej dynomet DK.



Rys. 6. Wykres obrazuje pomiar mocy w zależności od różnych norm [10]

Rys. 7. Hamownia przenośna Dynomet [9]

Hamownia przenośna duńskiej firmy Dynomet jest to urządzenie, które montuje się na koło samochodu, podłącza do laptopa i pomiarów dokonuje się na odcinku drogi o parametrach dążących do stałych [9].

Procedura pomiarów przy wykorzystaniu hamowni przenośnej Dynomet obejmuje:

- pomiar obwodu koła;
- pomiar przełożenia głównego ,
- obliczenie przełożenia biegu, na którym będzie wykonywany pomiar;
- znając te dane, można przejść do samego pomiaru; tak jak za zwykłej hamowni pojazd rozpędzany jest od 1000 obr/ min. i pozwala mu się toczyć przez około 10s (wtedy mierzone są opory by wyliczyć moc silnika), pomiar jest dokonywany na biegu odpowiednim dla nominalnej mocy pojazdu;
- dodatkowo można mierzyć czas przejazdu 400 m, inne przyspieszenia, czy drogę hamowania;
- po pomiarach wszystkie wykresy (moc, moment, krzywa przyspieszenia itp.), czy tabele (czas, droga przebyta itp) dostępne są w postaci wydruku;

Wykorzystane i opisywane urządzenie to przenośna dynamiczna hamownia typu inercyjnego firmy Dynomet DK. Zaletą tego typu hamowni jest szybki pomiar oraz możliwość dokładnego uwzględnienia oporów toczenia pojazdu, wynikających z rodzaju opon, geometrii zawieszenia, oporów układu napędowego itp. Urządzenie jest w stanie zmierzyć moment obrotowy silnika, jego moc oraz inne parametry takie jak przyspieszenie pojazdu w dowolnym przedziale prędkości, drogę hamowania, czas przejazdu danego odcinka drogi, prędkość maksymalną oraz potrafi wyliczyć błąd wskazania prędkościomierza.

Do pomiarów wykorzystywany jest czujnik optyczny o czułości 60 impulsów na jeden obrót koła, który zlicza ilość obrotów koła w jednostce czasu. Urządzenie otrzymuje informacje z czujnika i na podstawie ilości obrotów koła w czasie oblicza

chwilową prędkość kątową koła, a następnie znając wymiary tego koła oblicza jego chwilową prędkość liniową [3]. Różnica chwilowych prędkości w jednostce czasu pozwala wyliczyć chwilowe przyspieszenie badanego pojazdu. Pozostałe elementy hamowni dynamicznej to: przewody, przetworniki sygnału oraz komputer z dostarczonym przez producenta oprogramowaniem.

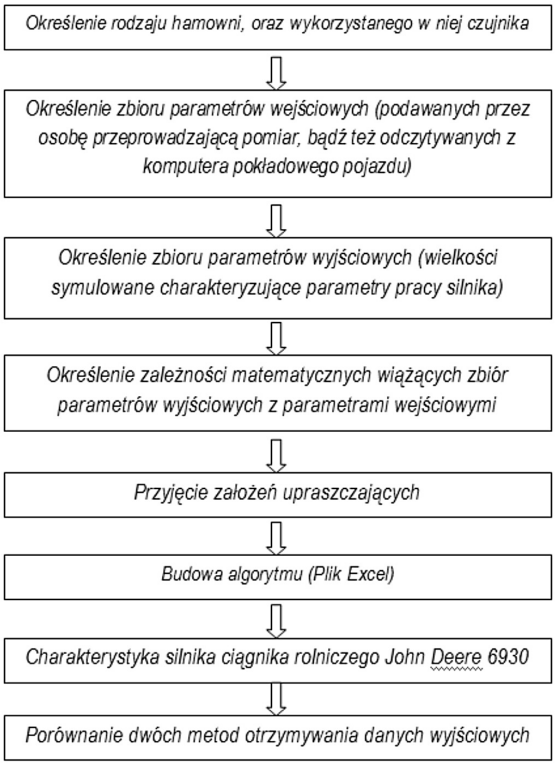
WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYKI CIĄGNIKA JOHN DEERE 6930 NA HAMOWNI DYNAMICZNEJ DYNOMET

Na rysunku 8 podano sposób podłączenia hamowni Dynomet DK do koła ciągnika John Deere a na rys. 9 algorytm pomiarów. Zbiór parametrów wejściowych do wyznaczania charakterystyk na hamowni dynamicznej przedstawiono w tabeli 1.

Rys. 8. Pomiary parametrów ciągnika rolniczego John Deere 6930 przy wykorzystaniu hamowni dynamicznej Dynomet

Tabela 1. Zbiór parametrów wejściowych o stałej wartości

Nazwa parametru	Symbol	Jednostka	Wartość
Masa pojazdu	m	[kg]	7060
Promień dynamiczny koła pojazdu	r_d	[m]	0,834
Temperatura powietrza	T	[°C]	20 (założono)
Ciśnienie atmosferyczne	P	[hPa]	1013 (założono)
Rozmiar opon	–	szer. (mm) / wys. (%szer) / cal	600 / 65 / R38
Prędkość kątowa koła	ω_k	[rad/s]	Prędkość kątowa koła
Przełożenie	i	brak	Ustalana automatycznie przez OBD z komp. pokładowego pojazdu



Rys. 9. Algorytm badań przy pomocy hamowni dynamicznej

Rys. 10. Czujnik urządzenia Dynomet DK zamontowany na kole ciągnika kołowego

Przełożenie układu napędowego wyliczane jest automatycznie, lub też może być wprowadzone ręcznie przez operatora. Określenie zbioru parametrów wyjściowych przedstawia tabela 2

Tabela 2. Zbiór parametrów wyjściowych

Nazwa parametru	Symbol	Jednostka
Ilość obrotów koła	n	[obr/min]
Prędkość liniowa koła	V	[m/s]
Przyspieszenie	a	[m/s^2]
Siła napędowa	F	[N]
Moc	N	[kW]
Moment silnika	M_s	[Nm]
Energia kinetyczna	E_k	[J]

Przedstawiono dwie metody obliczania charakterystyk ciągnika: mechaniczną i energetyczną.

1) metoda mechaniczna:

$$V = \frac{\pi \cdot n_k \cdot r_d}{30} \text{ [m/s]}$$

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$F = m \cdot a \text{ [N]}$$

$$N = F \cdot V \text{ [kW]}$$

$$M_s = \frac{F \cdot r_d}{i \cdot \eta} \text{ [Nm]}$$

$$i = \frac{\pi \cdot r_d \cdot n_s}{30 \cdot V}$$

2) metoda energetyczna [13]

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \Delta V^2 \text{ [J]}$$

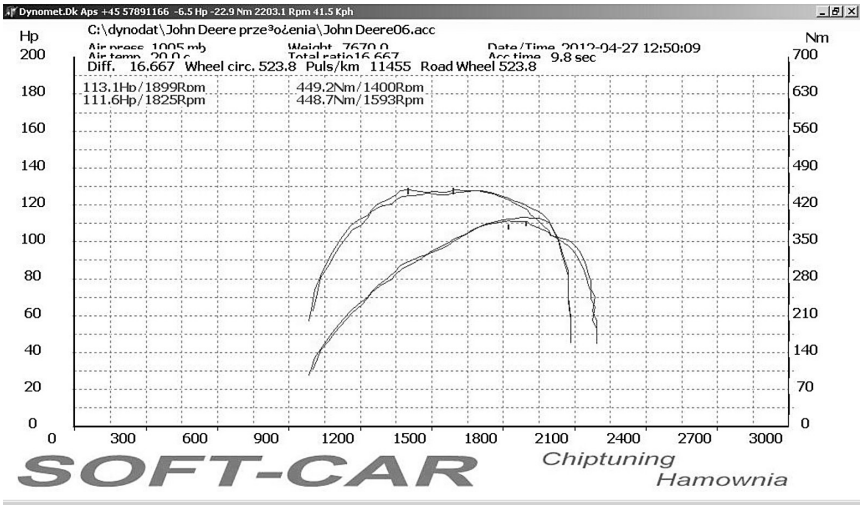
$$N_s = \frac{E_K}{1000 \cdot \Delta t} \text{ [kW]}$$

$$Ms = \frac{N_s \cdot 9550}{n_s} \text{ [Nm]}$$

Charakterystyka silnika ciągnika rolniczego John Deere 6930 wyznaczona na podstawie pomiarów w warunkach pracy

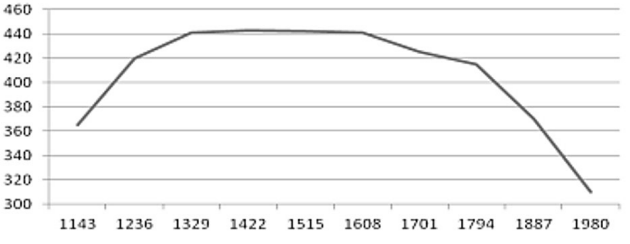
Charakterystyka silnika została otrzymana na drodze pomiarów w terenie w warunkach pracy ciągnika rolniczego z wykorzystaniem urządzenia Dynomet DK.

Wykresy uzyskane z badań przedstawiono na rysunkach 11–13.



Rys. 11. Charakterystyka pracy silnika rolniczego John Deere 6930

Rys. 12. Wykres przedstawiający zależność mocy od prędkości obrotowej silnika



Rys. 13. Wykres przedstawiający zależność momentu obrotowego od prędkości obrotowej silnika

Analizując otrzymane wyniki pomiaru mocy i momentu obrotowego silnika nasuwa się wniosek, iż przedstawione przez producenta hamowni Dynomet DK wzory (metoda energetyczna) nie pozwalają w miarodajny sposób określić charakterystyki badanego silnika. Wyniki otrzymane klasyczną metodą obliczeniową z wykorzystaniem mechaniki ruchu ciągnika okazują się zbliżone do tych otrzymanych w rzeczywistym pomiarze w terenie.

PODSUMOWANIE

Ze względu na dosyć dużą masę oraz znaczną średnicę kół napędowych ciągników kołowych, nie zawsze możliwe jest wykorzystanie hamowni podwoziowych do pomiaru parametrów użytkowych ciągnika. W związku z tym najlepszymi wydają się rozwiązania przenośne, które można podłączyć bądź zamontować na ciągniku. Największą dokładność uzyskać można przy pomocy hamowni podłączanej do WOM, jednakże hamownia taka ma możliwość pomiaru jedynie parametrów silnika: mocy, momentu oraz przebiegu charakterystyk powyższych parametrów w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego. Aby określić zarówno charakterystyki pracy silnika, jak i zmierzyć osiągi ciągnika kołowego najwygodniej zastosować hamownię dynamiczną montowaną przy pomocy specjalnego adaptera do koła napędowego ciągnika. Przy założeniu pewnych uproszczeń dotyczących pomiarów można na takiej hamowni uzyskać zadowalającą dokładność przy niewielkich nakładach ekonomicznych oraz bez konieczności przewożenia samego ciągnika na miejsce pomiarów.

LITERATURA

1. Michalski R. Mechatroniczny system monitorowania stanu ciągnika kołowego. Biuletyn WAT, vol. LX 1 (661) Warszawa 2011.
2. Michalski R. Pokładowe systemy nadzoru maszyn ze sztuczną inteligencją. ART. Olsztyn 1997.
3. Gajek A., Juda Z. Czujniki. WKŁ, Warszawa 2009.
4. http://www.godula.pl/hamownia_pl/?page=rodzaje_hamowni
5. http://www.sensycontrol.pl/dyno
6. http://www.realtimedyno.com/contact.html
7. http://www.traktormoc.pl/pomiar_mocy.html
8. http://www.progress-chem.pl/news.php?nid=65
9. http://www.hamownia.win.pl/h_przen.htm
10. Rolniczy Przegląd Techniczny, nr 1, 2007.
11. http://www.hamownia.win.pl/h_przen.html
12. www.dynomet.dk/iuk.htm

APPOINTMENT OF THE EXTERNAL WHEELED TRACTOR USING PORTABLE INERTIAL DYNO

Abstract

Presents different types of dynamometer used to determine the characteristics of wheeled tractors. Describes the design and operation. Algorithm developed external characteristics of tractor wheel with DK dynometru and working conditions determined in the characteristics of farm tractor John Deere 6930, which are given in the diagrams in the form of power and torque depending on speed.

Key words: cirkular tractor, inertial dyno, specifications.

Piotr Molik[1)], Jerzy Merkisz[2)], Piotr Lijewski[3)]

MOŻLIWOŚĆ ODWZOROWANIA RZECZYWISTYCH WARUNKÓW PRACY SILNIKA NA SILNIKOWYM STANOWISKU HAMOWNIANYM

Streszczenie. W artykule opisano ogólną zasadę działania silnikowego stanowiska hamownianego wyposażonego w hamulec dynamiczny oraz obecnie obowiązujące trendy badań na stacjonarnych stanowiskach hamownianych. Przedstawiono również możliwości odzwierciedlenia czynników występujących podczas rzeczywistego przejazdu w ruchu drogowym. Podjęto także analizę problemu związanego z stopniem odzwierciedlania badań drogowych na silnikowym stanowisku hamownianym wyposażonym w hamulec dynamiczny.
Słowa kluczowe: hamulec dynamiczny, symulacja rzeczywistych warunków ruchu.

WSTĘP

Producenci silników spalinowych są zmuszeni do budowania jednostek charakteryzujących się jak najlepszymi wskaźnikami ekologicznymi oraz wysokimi parametrami użytkowymi. Konieczne jest, więc rozwijanie i udoskonalanie technik pomiarowych, które pozwolą uzyskiwać niezbędne informacje do prowadzenia prac rozwojowych i koncepcyjnych w sposób szybki, tani i powtarzalny [7].

W ostatnich latach coraz popularniejsze stają się badania silników spalinowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Najnowsze wyniki badań prowadzonych w warunkach rzeczywistych wykazują, że niektóre składniki emisji spalin są wyższe w porównaniu z testami przeprowadzonymi na stacjonarnych stanowiskach hamownianych. W związku z tym jest zauważalna tendencja pomiarów emisji w warunkach odzwierciedlających rzeczywistą eksploatację pojazdów [5]. Tego typu badania dają informację na temat rzeczywistej emisji z pojazdu w ruchu drogowym, jednak cechą charakterystyczną badań wykonywanych w warunkach drogowych jest ich niepowtarzalność. Innym problemem jest konieczność zastosowania dużej liczby analizatorów i osprzętu do badań. W związku z tym pojawia się konieczność odtworzenia parametrów pracy silnika w rzeczywistej eksploatacji na silnikowym stanowisku hamownianym. Możliwości takie daje stanowisko wyposażone w hamulec dynamiczny, na którym można odtwarzać parametry pracy silnika oraz odwzorować różne trasy przejazdu, wyrażone przez zmienne parametry pracy silnika.

[1)] Politechnika Poznańska, e-mail: piotr.c.molik@doctorate.put.poznan.pl
[2)] Politechnika Poznańska, e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl
[3)] Politechnika Poznańska, e-mail: piotr.lijewski@put.poznan.pl

STANOWISKO DO BADAŃ SILNIKÓW SPALINOWYCH WYPOSAŻONE W HAMULEC DYNAMICZNY

Najnowsze stanowiska do badań silników są wyposażone w hamulec dynamiczny. Stanowiska takie pozwalają na odwzorowanie parametrów rzeczywistej eksploatacji silnika w pojeździe oraz tworzenie różnego rodzaju programów i testów badawczych. W trakcie realizacji badań rejestrowana jest duża ilość parametrów związanych z pracą jednostki. Wszystkie pomiary są ze sobą ściśle skorelowane oraz realizowane z bardzo dużą dokładnością i częstotliwością. Stanowisko może być rozbudowywane o dodatkowe czujniki, regulatory, a także przyrządy pomiarowe np. analizatory spalin. Dodatkowe urządzenia dołączane są programowane przez operatora, co zapewnia konfigurację stanowiska zgodnie z indywidualnymi wymaganiami.

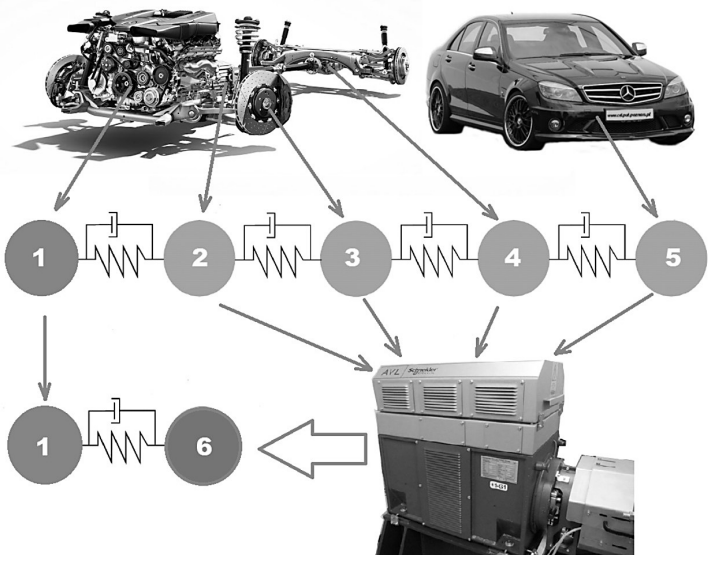
Rys. 1. Widok stanowiska do badań silników spalinowych wyposażonego w hamulec dynamiczny

Hamulec dynamiczny jest kluczowym elementem całego stanowiska. Wykorzystuje on trójfazową, asynchroniczną maszynę elektryczną o konstrukcji klatkowej. Maszyna zapewnia dużą dokładność pomiarów i umożliwia odzwierciedlenie dokładnie takich parametrów pracy jednostki spalinowej, jakie zostały zaimplementowane przez operatora. Praca mechaniczna generowana przez jednostkę spalinową zamieniana jest w hamulcu na energię elektryczną, która po synchronizacji trafia do sieci zewnętrznej.

Zainstalowane na stanowisku oprogramowanie pozwala tworzyć różnego rodzaju testy i symulacje pracy silnika spalinowego, odzwierciedlać warunki eksploatacji w rzeczywistym pojeździe oraz zapisywać i obrabiać otrzymane wyniki pomiarów. Rozbudowane programy dają możliwość wprowadzania danych dotyczących

wszystkich elementów układu napędowego, a także wpływu kształtów, wymiarów i mas pojazdu na pracę jednostki napędowej. Program daje możliwość kreowania testów homologacyjnych silnikowych np. ESC (*European Stationary Cycle* europejski test stacjonarny dla silników o zapłonie samoczynnym), oraz podwoziowych używanych na hamowni podwoziowej np. NEDC (*New European Driving Cycle* – nowy europejski cykl jezdny) dając również możliwość tworzenia własnych testów. Istnieje możliwość stworzenia dowolnego testu na podstawie danych zebranych podczas rzeczywistego przejazdu. Test taki może uwzględniać dużą liczbę parametrów odzwierciedlających oddziaływanie kierowcy i pojazdu na parametry przejazdu samochodu oraz jego silnika.

Idea działania silnikowego stanowiska hamownianego z hamulcem dynamicznym została przedstawiona na rysunku 2. W rzeczywistym pojeździe na silnik spalinowy oprócz warunków pracy zadanych przez kierowcę, wpływają następujące czynniki: sprawności i charakterystyki działania skrzyni biegów, sprzęgła, wału napędowego, układu przeniesienia napędu oraz masy i kształt pojazdu, średnica kół itd.



Rys. 2. Schemat przedstawiający zasadę działania hamulca dynamicznego: 1) silnik; 2) skrzynia biegów; 3) koła; 4) dyferencjał; 5) nadwozie; 6) hamulec dynamiczny [3]

Silnikowe stanowisko hamowniane z hamulcem dynamicznym ma na celu odzwierciedlenie tych wszystkich parametrów z jak największą dokładnością. W procesie modelowania uwzględnia się także bezwładności mas poszczególnych elementów. Dowolne modelowanie i optymalizowanie upraszcza badania nie tylko samych jednostek spalinowych, ale także elementów układu napędowego. Dodatkową korzyścią płynącą ze stosowania rozpatrywanego rozwiązania jest obniżenie kosztów, skrócenie czasu realizowanych badań oraz ich powtarzalności.

MOŻLIWOŚCI SYMULOWANIA BADAŃ DROGOWYCH NA STANOWISKU HAMOWNIANYM

Prawidłowe odwzorowanie warunków pracy silnika występujących w rzeczywistym pojeździe wymaga podania maksymalnej ilości parametrów technicznych opisujących silnik, współpracujące podzespoły oraz opisanie charakterystyki przejazdu uzależnionej od preferencji kierowcy.

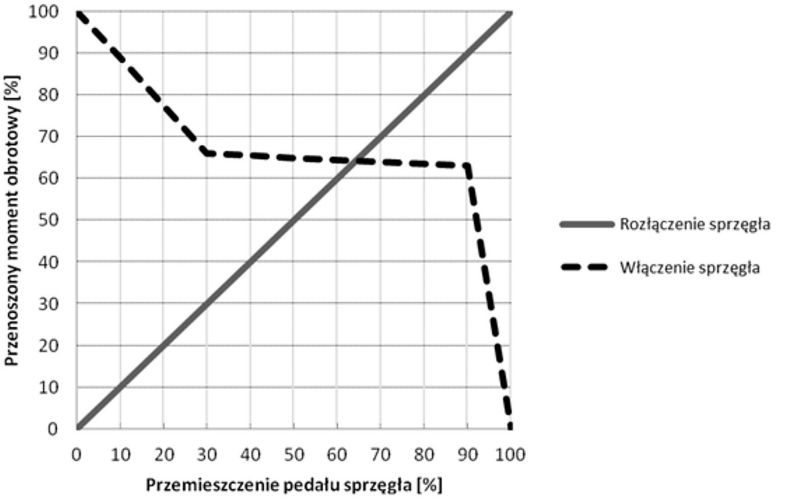
Parametry, które symulują rzeczywisty przejazd pojazdu można podzielić na:

1. Parametry charakteryzujące z grupy:
   - opis podstawowych parametrów pojazdu: waga przeniesienie napędu, ilość oraz średnicę kół, przełożenia dyferencjału itd.;
   - limity wytrzymałościowe podzespołów: maksymalna prędkość obrotowa dyferencjału, maksymalna prędkość obrotowa wału, maksymalny moment przenoszony przez wał, itd.;
   - straty aerodynamiczne oraz opory toczenia.
2. Parametry opisujące zachowanie kierowcy
   - symulacja skrzyni biegów – uzależnienie progów zmiany biegów od charakteru przejazdu oraz sposobu jazdy kierowcy,
   - symulacja działania pedału sprzęgła oraz pedału przyspieszenia – zdefiniowanie charakterystyk.

Symulacja skrzyni biegów na stanowisku hamownianym odbywa się po przez modelowanie mapy prędkości obrotowej silnika oraz otwarcia przepustnicy, mapa ta może być dowolnie definiowana po przez nadawanie progów przejść dla dowolnego biegu. Umożliwia to zdefiniowanie procentowego otwarcia przepustnicy dla każdej zmiany lub redukcji biegu w skrzyni biegów podczas pracy. Kolejną możliwością modelowania skrzyni biegów jest uzależnienie progów przejść z biegu niższego na wyższy i odwrotnie, od prędkości obrotowej silnika oraz prędkości pojazdu. Dzięki temu możliwe jest swobodne symulowanie pojazdu, profilowania pracy skrzyni biegów oraz charakterystyki przejazdu od ekonomicznego do ekstremalnego. Dowolność taka umożliwia szeroki zakres odwzorowania przejazdów oraz przenoszenie testów drogowych do symulacji na hamownianym stanowisku stacjonarnym.

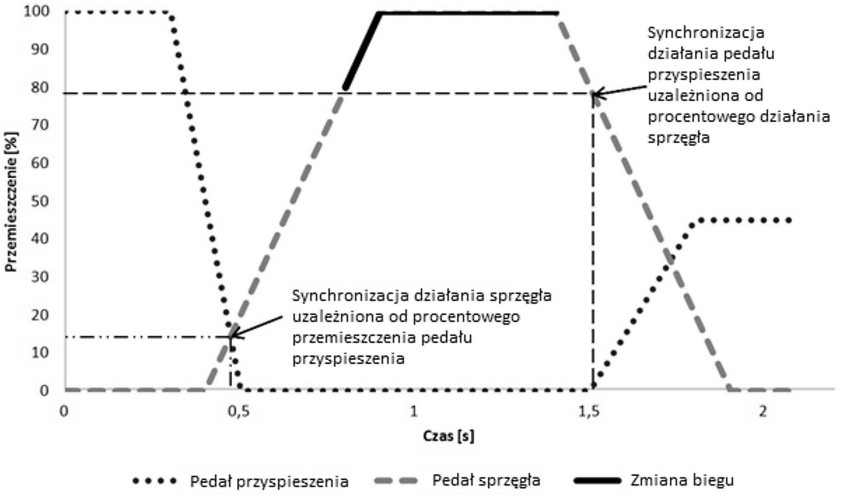
Zmiana biegów przy ręcznej skrzyni biegów jest ściśle skorelowana z pracą pedału sprzęgła oraz położeniem pedału przyspieszenia, która ma różny przebieg podczas zmiany biegu na wyższy oraz przy redukcji biegu. Oprogramowanie pozwala na stworzenie poszczególnych charakterystyk przemieszczenia pedału przyspieszenia oraz pedału sprzęgła podczas różnych trybów pracy. Charakterystyki uzależniają przemieszczenie pedału przyspieszenia bądź pedału sprzęgła w odniesieniu do przenoszonego momentu obrotowego (rys. 3).

Przedstawione charakterystyki przemieszczenia pedału przyspieszenia oraz pedału sprzęgła można skorelować między sobą podczas różnych czynności, jakie



Rys. 3. Modelowanie charakterystyki przemieszczenia pedału sprzęgła

zachodzą podczas jazdy pojazdem, inna jest współpraca tych dwóch elementów podczas zmiany biegu na wyższy, a inna podczas redukowania biegu bądź ruszania. Program umożliwia wyznaczanie każdego z punktów współpracy tych elementów oraz zmiany biegów w odpowiednich fazach równie definiowanych rysunek 4.



Rys. 4. Charakterystyka skorelowanego przemieszczenia pedału sprzęgła z przemieszczeniem pedału przyspieszenia podczas zmiany biegu

Uzależnienie oraz dowolne modelowanie charakterystyk przedstawionych na powyższych wykresach ułatwia odwzorowanie preferencji prowadzącego pojazdem.

Odpowiednie ustawienia oraz uzależnienia między sobą działania pedału: sprzęgła, przyspieszenia oraz skrzyni biegów umożliwia kreowanie oraz odzwierciedlenie różnego typu preferencji kierowców. Symulator pozwala na synchronizację działania sprzęgła uzależnioną od procentowego przemieszczenia pedału przyspieszenia. Zmiana biegu jest definiowana na podstawie procentowego przemieszczenia pedału sprzęgła oraz czasu.

WNIOSKI

Badanie silnika na stacjonarnym stanowisku hamownianym stwarza szeroki zakres możliwości wykonania badań oraz testów, w przypadku wyposażenia w hamulec dynamiczny zwiększa się uniwersalność takiego stanowiska badawczego oraz symulowania parametrów podzespołów współpracujących z silnikiem. Bardzo ważnym aspektem jest możliwość odwzorowania parametrów rzeczywistych przejazdu. Ma to szczególne znaczenie obecnie, gdy badania silników w rzeczywistych warunkach eksploatacji zyskują coraz większe znaczenie. Z przeprowadzonej analizy wynika, że stanowisko takie stwarza duże możliwości swobodnego kształtowania parametrów charakteryzujących rzeczywiste warunki eksploatacji. Pojawia się jednak pytanie, czy stanowisko takie może w pełni odzwierciedlić wszystkie czynniki występujące podczas rzeczywistego przejazdu w ruchu drogowym. Przykładem jest powtarzalność zachowania kierowcy, które bardzo często jest niepowtarzalne zależne od wielu czynników: natężenie ruchu, warunków pogodowych, czy indywidualnej chwilowej dyspozycji kierowcy. Problem ten jest istotny dla wykonywanych badań, może mieć duży wpływ na uzyskanie wyników, dlatego będzie przedmiotem dalszych badań i analiz.

LITERATURA

1. Gao Y., Checkel M.D.: Emission Factors Analysis for Multiple Vehicles Using an On-Board, In-Use Emissions Measurement System. SAE Technical Paper Series 2007-01-1327.
2. Gao Y., Checkel M.D., Experimental Measurement of On-Road CO2 Emission and Fuel Consumption Functions, presented at SAE Congress, 2007-01-1610, 2007.
3. Materiały informacyjne i szkoleniowe firmy AVL dotyczące obsługi i wyposażenia stanowiska do badań silników spalinowych wyposażonego w hamulec dynamiczny.
4. Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
5. Merkisz J., Pielecha J.: Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
6. Merkisz J., Pielecha J., Gis W., On-Board Emissions Measurement from Light Duty Diesel Engine. 12th European Automotive Congress, Bratislava, 29 June 1 July 2009.

7. Serdecki W. red.: Badania silników spalinowych: laboratorium, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
8. Shahinian V.D.: SENSOR tech-ct Update Application Soft-ware for SEMTECH Mobile Emission Analyzers. Sensors 4th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, 22.10.2007.
9. Vojtisek M., Allsop J. E., Lanni T. R., On-Water, Real-World Exhaust Emissions from Staten Island Ferry Boats. Proccedings of the 13th CRC On-road Vehicle Emissions workshop, San Diego, California, USA 2003.

THE POSSIBILITY OF REFLECT THE ON-ROAD TEST ON ENGINE DYNAMIC DYNAMOMETER

Abstract

The article describes the general architecture of engine dynamic dynamometer and the current research trends in engines dynamometer. It also presents possibility to reflect factors in actual travel on the road. Efforts have also been addressing the problem associated with the degree of reflectivity of road tests on a test bed for engine equipped with a dynamic brake.

Key words: dynamic dynamometer, simulation real road conditions.

Tomasz Pałczyński[1)]

SYMUALCJE JEDNOWYMIAROWYCH PRZEPŁYWÓW PULSACYJNYCH W PRZEWODACH W OPARCIU O METODĘ CHARAKTERYSTYK

Streszczenie. W pracy omówiono podstawowe informacje związane z koncepcją wykorzystania metody charakterystyk w modelowaniu przepływów w przewodach zasilanych pulsacyjnie. W dalszej części pracy zaprezentowano technologię opracowania modelu symulacyjnego. W końcowej części pracy przedstawiono przykładowe wyniki badań numerycznych, odniesione do badań eksperymentalnych, uzyskując potwierdzenie słuszności przyjętej koncepcji. Opisano główne zalety zaproponowanej koncepcji badań symulacyjnych a także kierunki dalszych badań.

Słowa kluczowe: jednowymiarowe modelowanie zjawisk pulsacyjnych w przewodach, symulacje, Matlab Simulink, metoda charakterystyk.

WSTĘP

Maszyny objętościowe pracujące w sposób cykliczny są często źródłem wymuszeń pulsacyjnych, których reprezentantem jest silnik spalinowy o ZI czy ZS. Częstość pulsacji a także wymiary geometryczne przewodów, zasilanych w taki sposób, silnie determinują pracę takich układów (dolotowych i wylotowych). Występujące podczas pracy zjawiska rezonansowe mogą, o ile są kontrolowane, w znaczący sposób poprawić efektywność pracy układów zasilanych pulsacyjnie (dynamiczne doładowanie, pulsacyjnie zasilanie turbozespołów). W zależności od przyjętych uproszczeń, opracowywane modele symulacyjne można podzielić trzy zasadnicze podgrupy:

1) Zerowymiarowe. Podstawowe równania: zasada zachowania masy, zasada zachowania energii; właściwości modeli: modele przydatne dla krótkich przewodów, nieuwzględniające zjawisk dynamicznych, obliczenia quasi stacjonarne.
2) Jednowymiarowe. Podstawowe równania: zasada zachowania masy, pędu i momentu, energii; właściwości modeli: modele przydatne do obliczeń przewodów dolotowych i wylotowych o zmiennym przekroju, czasowy i jednowymiarowy opis procesów.
3) Wielowymiarowe. Podstawowe równania: zasada zachowania pędu i momentu, masy i energii; Właściwości modeli: umożliwiają dwu i trójwymiarowe określenie przepływu z uwzględnieniem turbulencji, czasochłonne i kosztowne.

[1)] Zakład Metrologii Przepływów, Instytut Maszyn Przepływowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Łódzka, e-mail: tomasz.palczynski@p.lodz.pl

Jak z przedstawionego podziału wynika, metody jednowymiarowe posiadają dwa zasadnicze ograniczenia w stosunku do wielowymiarowych: liczba wymiarów, możliwość uwzględnienia turbulencji. Do podstawowych zalet metod jednowymiarowych należy zaliczyć: prostotę modeli, szybkość obliczeń, w wielu przypadkach wystarczająca „jednowymiarowa" rozdzielczość uzyskanych wyników.

PODSTAWY TEORETYCZNE METODY CHARAKTERYSTYK

Poniżej przedstawiono podstawowe zależności służące do opisu matematycznego zjawisk przepływowych w oparciu o trzy główne zasady mechaniki:

Zasada zachowania masy

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = div(\rho u) = 0 \tag{1}$$

Zasada zachowania pędu i momentu:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \rho F + divS \tag{2}$$

Zasada zachowania energii:

$$\rho \frac{d}{dt}\left(Tc_v + \frac{u^2}{2} \right) = \rho Fu + \rho q + div(\Gamma gradT) + div(Su) \tag{3}$$

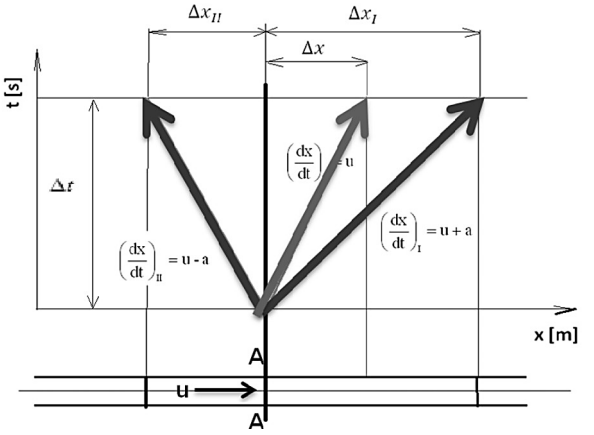
gdzie: t – czas, ρ – gęstość płynu, T – temperatura, S – tensor naprężeń, Γ – przewodność cieplna, $u(u_x, u_y, u_z)$ – prędkość płynu, $F(F_x, F_y, F_z)$ – siła masowa dla jednostki masy, c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, q – wydajność jednostkowa wewnętrznego źródła ciepła.

Początkowo, metody jednowymiarowe stosowały przeważnie uproszczenia, które silnie ograniczały zakres ich zastosowań. Wśród nich należy przede wszystkim wymienić: pomijanie tarcia i wymiany ciepła a także stałość przekroju analizowanego przewodu.

Obecnie są rozwijane metody jednowymiarowe opierają się na rozwinięciach propozycji Seiferta (metoda PROMO, THEMOS) [2, 3, 4].

Wyprowadzone na ich podstawie równania stanowią układ niejednorodnych quasi-liniowych równań różniczkowych, pozwalających na badanie przebiegu zjawisk falowych w układzie dolotowym z uwzględnieniem wymiany ciepła z otoczeniem, tarcia gazu o ścianki kanału oraz zmiany pola powierzchni przekroju przewodu. Do ich rozwiązania jest wykorzystywana metoda różnic skończonych. Uzyskane wyniki są bardzo zbliżone do wyników badań stanowiskowych i umożliwiają dobór układu dolotowego (np. dla potrzeb doładowania dynamicznego). Metoda ta jest szczególnie szeroko stosowana w przypadku obliczeń układów dolotowych z indywidualnymi rurami dolotowymi.

Drugim, silnie rozwijanym nurtem w obszarze obliczeń jednowymiarowych przepływów pulsacyjnych jest zastosowanie zmodyfikowanych metod opartych na metodzie charakterystyk.



Rys. 1. Ogólna koncepcja charakterystyk w płaszczyźnie fizycznej [8]

Przedstawione powyżej równania zachowania można sprowadzić do cząstkowego nieliniowego równania typu hiperbolicznego zawierającego dwie zmienne x i t. Z teorii równań różniczkowych wiadomo, że istnieją krzywe charakterystyczne rozwiązania, określone równaniami charakterystycznymi spełniającymi to równanie. Charakterystyki w płaszczyźnie x-t są to linie rozchodzenia się słabych zaburzeń względem nieruchomego układu współrzędnych. Dla zwrotu zgodnego z kierunkiem osi x prędkość przyjmuje wartości dodatnie. Rysunek 1 przedstawia przebieg rozchodzenia się słabego zaburzenia (tzw. akustycznego) zainicjowanego w przekroju A-A poruszającym się z prędkością $u < a$ w przewodzie wypełnionym gazem. Po czasie Δt zaburzenie przemieszcza się o Δx_I zgodnie z kierunkiem osi x z prędkością (fala rozrzedzeniowa):

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_I = u + a \tag{4}$$

i o Δx_{II} przeciwnie do kierunku osi x z prędkością (fala zagęszczeniowa)

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_{II} = u - a \tag{5}$$

Element gazu znajdujący się w chwili początkowej w przekroju A-A przesunie się po czasie Δt o odcinek Δx, ponieważ porusza się z prędkością:

$$\left(\frac{dx}{dt}\right) = u \tag{6}$$

Przedstawione równanie jest często nazywane równaniem linii ruchu elementu gazu.

Podobne rozumowanie można przedstawić w płaszczyźnie stanu a-u. Otrzymujemy wtedy następujące dwa równania tzw. niezmienniki Riemana:

$$\alpha = a - \frac{\kappa - 1}{2} u \quad \beta = a + \frac{\kappa - 1}{2} u \tag{7}$$

lub definiując stosunek prędkości dźwięku do prędkości dźwięku w spoczynku (indeks 0):

$$\left(\frac{a}{a_0} \right)_{II,I} = 1 \pm \frac{\kappa - 1}{2} \frac{u}{a_0} \tag{8}$$

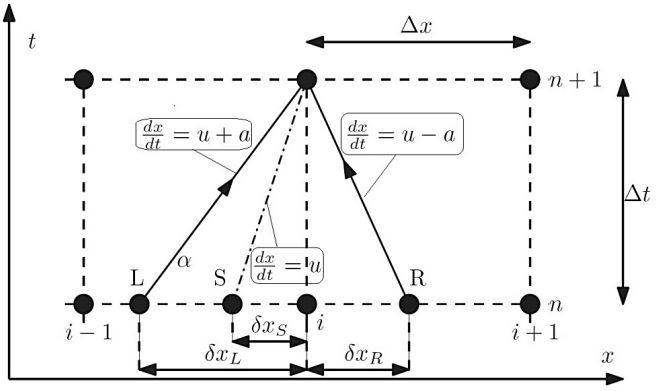
Przyjmując wartość ciśnienia, gęstości i temperatury w spoczynku tj. $p_{0,}\rho_0, T_0$ można określić wartości chwilowe ciśnienia, gęstości i temperatury odpowiadające fali rozrzedzeniowej i zagęszczeniowej:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{a}{a_0} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}} \quad \frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{a}{a_0} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{a}{a_0} \right)^2 \tag{9}$$

MODEL SYMULACYJNY

Koncepcja rozwiązania numerycznego

Model symulacyjny opracowano w oparciu o powyżej przedstawioną koncepcję rozwiązania numerycznego (rys. 2).



Rys. 2. Koncepcja rozwiązania numerycznego dla charakterystyk w płaszczyźnie x-t [9]

W poniższym wyprowadzeniu użyto bezwymiarowej notacji wprowadzonej w pracach Benson'a [6], jak poniżej:

$$A = \frac{a}{a_{ref}} \; ; \; U = \frac{u}{a_{ref}} \tag{10}$$

gdzie: a_{ref} – oznacza prędkość referencyjną, zwykle przyjmowaną jako prędkość dźwięku w danym przekroju dla cząstek będących w spoczynku.

W pierwszym przybliżeniu, zwykle pomija się wpływ wymiany ciepła a także tarcia na ściankach a przepływ jest traktowany jako izentropowy. W związku z tym, niezmienniki Riemana można zdefiniować jak poniżej:

$$\beta = A_i^{n+1} - \frac{\kappa - 1}{2} * U_i^{n+1} = A_R^n - \frac{\kappa - 1}{2} U_R^n$$

$$\beta = A_i^{n+1} - \frac{\kappa - 1}{2} * U_i^{n+1} = A_L^n + \frac{\kappa - 1}{2} U_L^n \tag{11}$$

Dla przepływu izentropowego można także określić następujące współzależności dla węzłów S i $(i, n+1)$:

$$\frac{p_S^n}{(\rho_S^n)^\kappa} = \frac{p_i^{n+1}}{(\rho_i^{n+1})^\kappa} \tag{12}$$

Przyjmując $\delta x_L, \delta x_R, \delta x_S$ zgodnie z rysunkiem 2 można określić stan termodynamiczny węzłów L,R i S jako liniową interpolację. Ostatecznie można określić ρ_i^{n+1}, u_i^{n+1}, i p_i^{n+1}. Przy definiowaniu każdego zadania numerycznego kluczowe znaczenia odgrywają warunki brzegowe i początkowe, zostały one szczegółowo omówione w pracy [9]. Dla tak przyjętej koncepcji numerycznej modelowanego zjawiska istnieje możliwość łatwej rozbudowy o bloki związane z przewodzeniem ciepła i tarciem na ściankach.

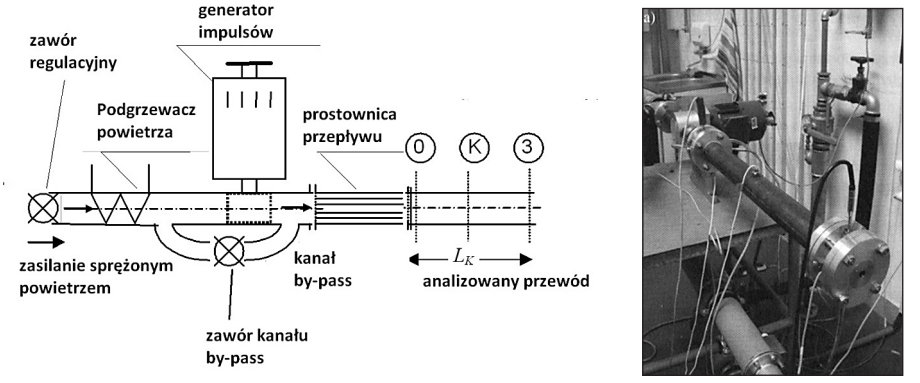
Referencyjne stanowisko pomiarowe

Stanowisko pomiarowe, jest wynikiem kilku projektów badawczo rozwojowych prowadzonych w Zakładzie Metrologii Instytutu Maszyn Przepływowych PŁ szczegółowo opisanych w pracach Olczyka [7] i innych pracowników Instytutu. Na prezentowanym stanowisku przeprowadzono analizę niestacjonarnych zjawisk przepływowych w przewodach zasilanych pulsacyjnie. Badania przeprowadzono dla przewodów o dwóch długościach (L_K = 544 m i L_D = 2x0,544 m) stanowiących długości rezonansowe tych przewodów. Ponadto, przewody badano w trzech wariantach ich zakończenia: całkowicie otwarty, ze zbiornikiem, z dyszą i z turbozespołem. Stanowisko przedstawiono na rysunku 3, składa się ono z następujących elementów:

zawór regulacyjny, kanał „by-pass" wraz zaworem, podgrzewacz powietrza, prostownica przepływu, badany przewód.

Do podstawowych parametrów wybranego przepływu jako referencyjnego do badań symulacyjnych można zaliczyć:

- zakres badanych częstości pulsacji $f = (0 \div 200)$ [Hz];
- średnica analizowanego przekroju $D_p = 4210^{-3}$ [m];
- długość przewodu $L_p = 0,544$ [m] Średnica dyszy $D_n = 10 * 10^{-3}$ [m]. Dysza jest zamontowana na końcu przewodu tuż za przekrojem kontrolnym "3";
- założona średnia temperatura przepływu $T = 313,15$ [K];
- średnia prędkość przepływu $u \approx 20$ [m/s];
- średnie ciśnienie $p = 115000$ [Pa]



Rys. 3. Schemat ideowy stanowiska pomiarowego (po lewej) i jego widok (po prawej) [7]: 0, K, 3 – przekroje kontrolne

Pomiary wartości średnich i chwilowych ciśnienia, temperatury i strumienia masy przeprowadzono w przekrojach 0 i 3 a w przekroju K, umieszczonym w połowie długości przewodu, dodatkowo wykonywano pomiary wartości chwilowych ciśnienia. Układ pomiarowy składał się z następujących elementów:

- piezorezystancyjny czujnik ciśnienia: Endevco 8510C-15 i 8510C-50,
- czujniki pomiaru temperatury CCT i strumienia masy CTA.

Wyniki badań eksperymentalnych poddano obróbce FFT a ich szczegółowa analiza została przedstawiona w pracach Olczyka [7].

Budowa modelu symulacyjnego

Na podstawie zaprezentowanej koncepcji modelu numerycznego opracowano model symulacyjny przewodu zasilanego pulsacyjnie na stanowisku badawczym IMP PŁ.

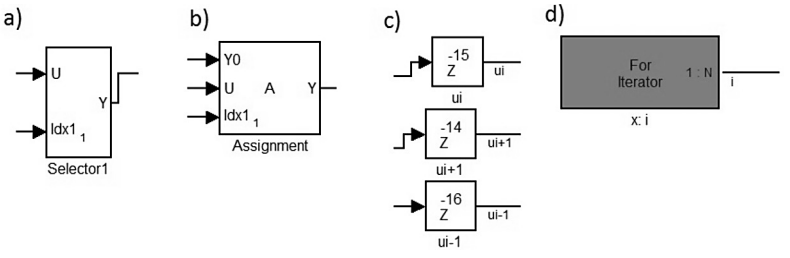
Algorytm opracowano w środowisku Matlab Simulink, zgodnie z przyjętymi poniżej założeniami:

1. W modelu nie uwzględniono przewodzenia ciepła i zjawiska tarcia na ściankach przewodu. Jednakże, w modelu umieszczono człony związane z powyższymi zjawiskami z wartościami niwelującymi wpływ tych bloków na wyniki badań symulacyjnych.
2. W modelu prowadzona jest iteracja dla dwóch zmiennych tj. czasu i długości przewodu. Uwzględniając warunek Courant'a Lewy'ego przyjęto dla całego zakresu analizowanych częstości pulsacji następujące ilości iteracji: dla czasu 200 i dla długości przewodu 15. Warunek ten wynika w kąta nachylenia charakterystyki fali zagęszczeniowej w stosunku do osi OX. Dla dwustu iteracji możliwe jest obserwowanie przebiegu zmienności analizowanych wielkości, co najmniej dla pełnego okresy tych zmian. Wraz ze wzrostem częstości pulsacji zwiększa się liczba obserwowanych punktów wyników symulacji w dziedzinie czasu.
3. Iteracje prowadzone są zgodnie z przyjętą koncepcją rozwiązania numerycznego, tzn. dla stałej wartości poziomu czasu wyznaczane są wartości analizowanych parametrów w kolejnych węzłach od pierwszego (L=0) do piętnastego (L=15). Po osiągnięciu ostatniego węzła z danego poziomu czasu następuje przejście do kolejnego poziomu czasu i proces powtarza się.
4. Model symulacyjny umożliwia wprowadzenie jako warunków początkowych wyników badań eksperymentalnych. Wyniki te wprowadzono dla: osi czasu (warunki początkowe dla przekroju kontrolnego w całej dziedzinie czasu); osi przemieszczenia (warunki początkowe dla całej długości przewodu dla chwili t=0, wprowadzono parametry gazu w spoczynku). W celu dodatkowego przyspieszenia procesu symulacji, wprowadzono dane eksperymentalnie po FFT;
5. Warunki brzegowe dla x=L i całej dziedziny czasu, związane z wprowadzeniem na końcu przewodu dyszy. Wynikają one z zasady zachowania masy, energii i linii prądu w dyszy, z uwzględnienia tzw. współczynnika zmiany przekroju, będącego ilorazem pola przekroju dyszy do pola przekroju przewodu;
6. Model symulacyjny umożliwia łatwe porównanie wyników badań symulacyjnych z danymi eksperymentalnymi, czyli dla przekrojów kontrolnych 0,K,3 (patrz 3).

Wybrane operacje programowe zastosowane przy budowie modelu:

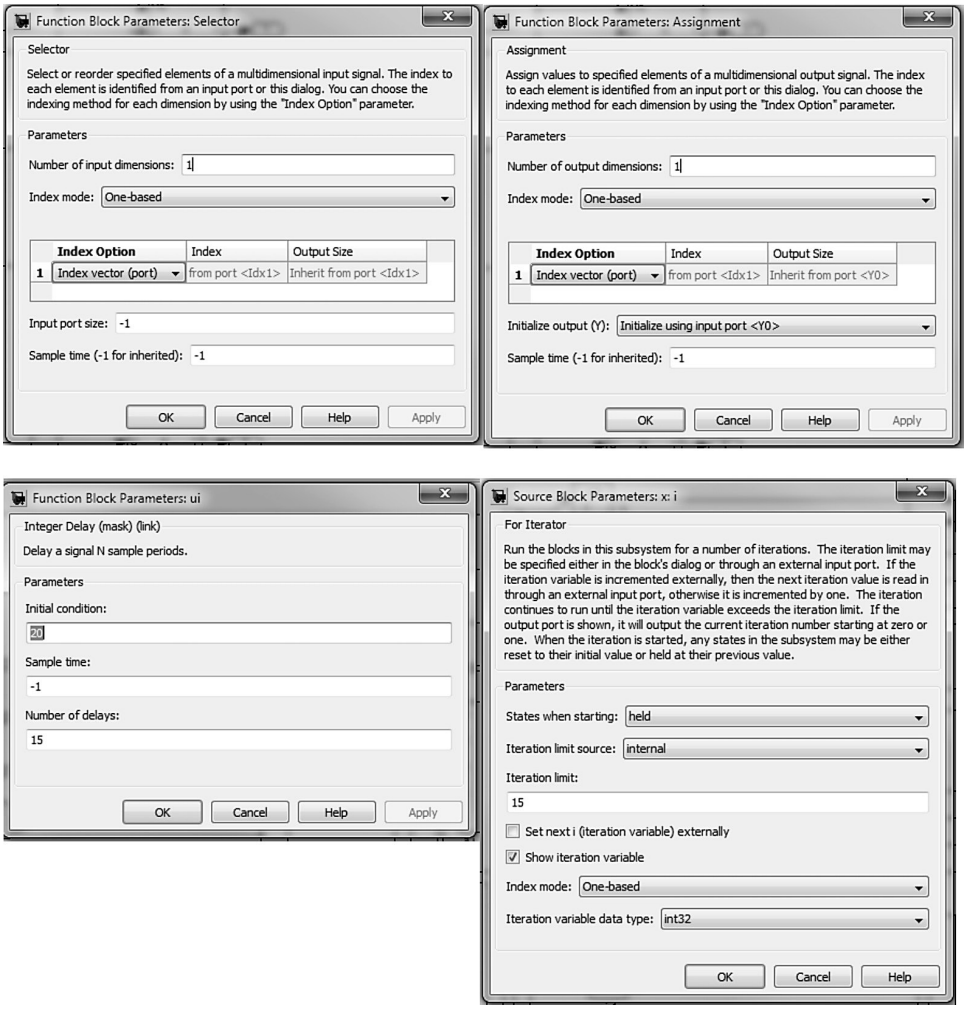
1. Budowa modelu iteracyjnego w Simulinku, czyli przy użyciu programowania obiektowego. Takie podejście umożliwia użytkownikom Simulinka budowę modeli iteracyjnych.
2. Budowa modelu z podwójną iteracją wymaga wstawienia pierwszego bloku iteracyjnego, w tym przypadku *„for"* (rysunek 4c), a następnie wstawienia drugiego takiego samego bloku wewnątrz pierwszego. Czas jest odliczany do dwustu iteracji jako blok zewnętrzny, natomiast położenie „x" jest odliczane do 15 jako podblok „subsystem". Parametry okna dialogowego pętli *„for"* dla zmiennej x przedstawiono na rysunku 5d.

3. Wymagane dane wejściowe, w tym przypadku warunki początkowe wprowadzono w postaci macierzy do przestrzeni roboczej, tzw. „*workspace”* a następnie wprowadzono do modelu przy użyciu bloku „*from workspace”*. Dane wejściowe były wprowadzone w postaci kombinacji liniowej funkcji sinus i cosinus zgodnie zasadami FFT. Ważne jest aby komplet wczytanych macierz do przestrzeni roboczej zapisać w postaci jednego pliku z rozszerzeniem *„mat”*. W ten sposób przy kolejnym uruchomieniu nie ma konieczności wczytywania poszczególnych macierzy a jedynie jednego pliku. Pliki modelu symulacyjnego o rozszerzeniu *„mdl”* i zapisanych macierzy przestrzeni roboczej powinno umieszczać się w tym samym folderze.
4. Sposób rozwiązywania modelu należy ustawić na wersję dyskretną, gdyż model będzie wyznaczał wartości w taki właśnie sposób.



Rys. 4. Widok wybranych bloków użytych w budowie modelu symulacyjnego
Blok selekcji, b – blok przypisania, c – blok opóźnienia, d – blok iteracji pętli „for”

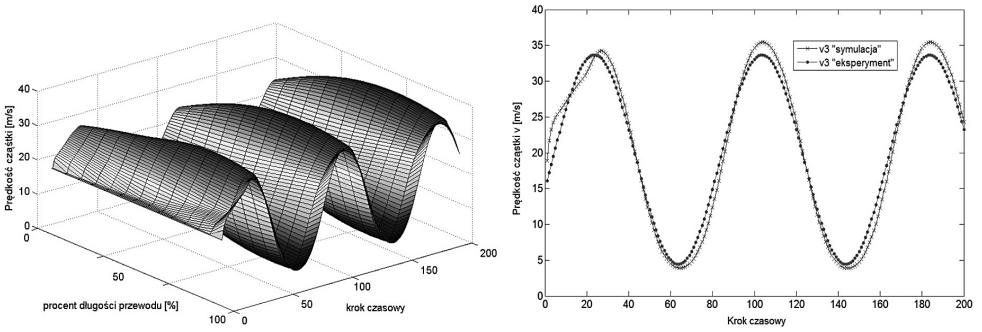
5. Zastosowano dwa bloki selektor („*selector”* – rysunek 4a) i przypisania („*assignment”* – rysunek 4b) w celu wybrania a następnie przyporządkowania kolejnym numerom iteracji kolejnych wyników. Ze względu na „zagnieżdżenie” jednej pętli *„for”* w drugiej przy zwykłym wyeksportowaniu wyników pomiaru do macierzy wyniki z drugiego wiersza otrzymują numerację rozpoczynającą się od numeru ostatniego wyrazu w wierszu poprzednim. Blok selektor odpowiedzialny jest za „wyłowienie” z potoku wyników tych związanych z danym krokiem iteracyjnym (czasowym lub pozycji). Blok przypisania odpowiedzialny jest przypisanie wcześniej wyselekcjonowanych w funkcji danego kroku iteracji wyników kolejnym wartościom iteracji. Dzięki tej operacji możliwa jest budowa macierzy o wymiarach 15 x 200, która zawiera wartość analizowanego parametru przepływu w dziedzinie x-t , otrzymujemy mapę trójwymiarową, np. rysunek 6. Parametry okna dialogowego dla bloku selektor przedstawia rysunek 5a a dla bloku przypisania przedstawia rysunek 5b.
6. Podczas wyznaczania wartości danego parametru na poziomie n+1 potrzebujemy znać wartość tego parametru na poziomie n, co sprowadza się do odczytu wartości sprzed piętnastu kroków iteracji. W tym celu zastosowano blok opóźnienia („*delay”,* rysunek 4c). Parametry okna dialogowego dla przykładowego bloku opóźnienia przedstawia rysunek 5c.



Rys. 5. Parametry okna dialogowego wybranych bloków

Przykładowe wyniki badań symulacyjnych

Dzięki zastosowaniu bloków selekcji i przypisania, możliwe jest łatwe generowanie trójwymiarowych wykresów analizowanych parametrów przepływu w dziedzinie płaszczyzny x-t. Przykładowo, na rysunku 6 po lewej stronie przedstawiono przebieg zmienności prędkości cząstki w dziedzinie płaszczyzny fizycznej x-t dla częstości pulsacji 200 Hz. Dla przekroju „3" na rysunku 6 (po stronie prawej) przedstawiono porównanie wyników badań symulacyjnych z eksperymentalnymi. Uzyskano dużą zgodność, potwierdzającą zasadność przejętej koncepcji budowy modelu symulacyjnego.



Rys. 6. Przykładowy przebieg zmienności prędkości cząstki w dziedzinie x-t (po lewej) i porównanie prędkości cząstki w przekroju „3" symulacji z eksperymentem (po prawej)

PODSUMOWANIE

Do głównych zalet zaproponowanego modelu symulacyjnego można zaliczyć:

- Możliwość określenia wybranych parametrów przepływu w dziedzinie płaszczyzny fizycznej (x-t).
- Szybki i łatwo modyfikowalny model symulacyjny. Czas przeliczenia modelu dla jedne zadanej częstości pulsacji nie przekracza 30 sekund. Istnieje możliwość przeprowadzenia obliczeń dla kilku zadanych częstości pulsacji w trybie automatycznym. Modyfikacja warunków brzegowych odbywa się przez zmianę parametrów w łatwy sposób.
- Możliwość wprowadzenia warunków początkowych, parametrów analizowanego przewodu (zmiana długości i średnicy) spoza obszaru objętego badaniami eksperymentalnymi.

Kierunki dalszych prac:

- Uzupełnienie modelu symulacyjnego o bloki związane z przewodzeniem ciepła a także tarciem na ściance przewodu.
- Rozbudowa modelu symulacyjnego o pozostałe warianty zakończenia przewodu (zbiornik, turbozespół) referencyjnego stanowiska badawczego, ze względu na posiadaną bazę danych eksperymentalnych.
- Przeprowadzenie badań symulacyjnych określających wpływ przyjmowanych warunków brzegowych, początkowych a także parametrów analizowanego przewodu na przebieg kluczowych parametrów przepływu w przekrojach „0" i „3" – identyfikacja zjawisk rezonansowych i ekstrapolacja analizowanych zjawisk poza obszar objęty eksperymentem.
- Integracja modelu eksperymentalnego z układem pomiarowym. Zastosowanie technologii HIL (Hardware in the Loop) może posłużyć jako narzędzie do optymalnego sterowania badanymi procesami ze względu na przyjęte kryteria.

- Uzupełnienie modelu o przyjazny interface użytkownika, umożliwia łatwiejszą aplikację stanowiska badawczego w proces dydaktyczny.

LITERATURA

1. Rawski F, Szpica D. Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych. Przegląd Mechaniczny Zeszyt 2/2005. Warszawa 2005.
2. Seifert H.: Ehfahrungen mit einen mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfaheren in Verbrennungsmotoren. nr 7, 8 (T. I), nr 12 (T. II). MTZ, 1978.
3. Berndt R., Grigoriadis P., Nickel J., Abdelhamid S., Hagelstein D.: Erweiteerte Darstellung und Extrapolation von Turbolader – Kennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation. ATL. Stuttgart 2003.
4. Engl G.: The modeling and numerical simulation of gas flow networks. Nimerische Matematik. Springer Verlag. 1996.
5. Brejaud P, Higelin P, Charlet A, Chamailard Y, Development and experimental valildation of new one-dimensional valve boundary condition based on method of characteristics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering August 4, 2011.
6. Benson S.R. The thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine, Vol 1, volume 1, Clarendon Press. Oxford 1982.
7. Olczyk A. Analiza niestacjonarnych zjawisk przepływowych w przewodach zasilanych pulsacyjnie – Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 1003, seria Rozprawy Naukowe, zeszyt 360, Łódź 2009.
8. Pałczyński T. Budowa jednowymiarowych modeli symulacyjnych zjawisk przepływowych w przewodach zasilanych pulsacyjnie, raport końcowy z grantu wewnętrznego finansowanego przez Dziekana Wydziału Mechanicznego PŁ w 2011 roku. Łódź 2011.

SIMULATIONS OF 1-D PULSATING FLOW AT PIPES ACCORDING TO THE METHOD OF CHARACTERISTICS

Abstact

At this paper there were presented basic information connected with concept of usage of Method of Characteristics at pipes with pulsating flow supplied modeling. At the next section of paper there were shown technology of simulation model building. Simulation results compared with experiment complained the wisdom of proposed conception. There were also presented the main advantages of described model and the next steps of research.

Keywords: one-dimensional pulsating phenomena in pipes modeling, simulations, Matlab Simulink, method of characteristics.

Krzysztof Parczewski[1)], Henryk Wnęk[1)]

ANALIZA WPŁYWU PARAMETRÓW MASOWYCH NA STATECZNOŚĆ RUCHU SAMOCHODU CIĘŻAROWEGO W OPARCIU O BADANIA MOBILNEGO MODELU POJAZDU

Streszczenie. Praca przedstawia analizę wpływu położenia środka masy i jej rozkładu na stateczność samochodu ciężarowego. Z uwagi na znaczny koszt badań i niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu starano się odwzorować zachowanie się rzeczywistego pojazdu, wykorzystując podobieństwo a badania przeprowadzono na mobilnym modelu pojazdu. W pracy przedstawiono analizę wpływu takich parametrów masowy moment bezwładności względem osi wzdłużnej i pionowej przy zachowaniu położenia środka masy pojazdu. Analizę przeprowadzono w oparciu o próby drogowe. Przedstawiono porównanie z wyników dla różnych rozkładów mas.

Słowa kluczowe: stateczność ruchu samochodu ciężarowego, badania mobilnych modeli pojazdów, badania stateczności pojazdów.

WPROWADZENIE

Boczne przewrócenie pojazdu (roll) stanowi ~2,5% ogólnej liczby wypadków, jednakże mają one około 20% udział w ogólnej liczbie poszkodowanych [4]. Tego typu przewrócenie pojazdu występuje, kiedy pojazd obraca się o dziewięćdziesiąt lub więcej stopni względem jego osi podłużnej. Amerykańska agencja NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) przeprowadziła ocenę szeregu manewrów, które mogą powodować odrywanie koła od jezdni i przewracanie pojazdu. Wyniki badań nie określiły szczegółowo manewrów, które powodują utratę stateczności poprzecznej pojazdu. Trzeba przy tym zaznaczyć, że badania testowe pojazdów szczególnie wielkogabarytowych, są niebezpieczne i kosztowne. Starano się określić warunki „graniczne", przy których przewrócenie pojazdu jest prawdopodobne. Do oceny stateczności pojazdów służą zarówno wskaźniki bazujące na parametrach masowych i geometrycznych pojazdów o różnym stopniu uproszczenia (opisane w rozdziale 2) jak i przeprowadzane są testy poligonowe pojazdów wykorzystujące znormalizowane procedury, opracowane przez ISO oraz rekomendowane przez NHTSA np. „fishhook" czy też inne podobne procedury badań stosowane na różnych poligonach badań pojazdów (przedstawione w rozdziale 3).

[1)] Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, ul. Willowa 2, 43 309 Bielsko-Biała, e-mail: kparczewski@ath.bielsko.pl, e-mail: hwnek@ath.bielsko.pl

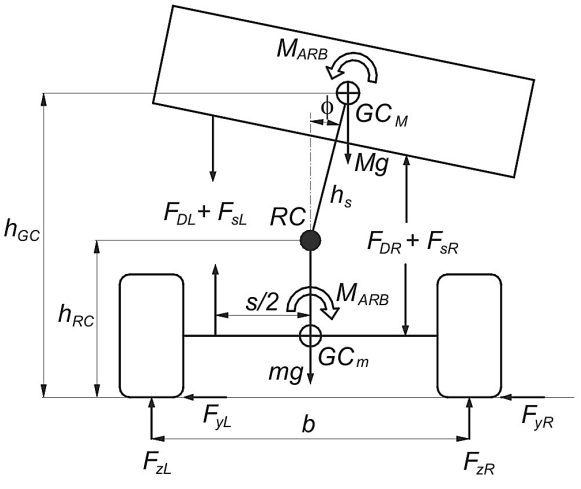
Celem badań eksperymentalnych było nie tylko określenie istotności parametrów masowych na skłonność do wywracania pojazdu. W kolejnych rozdziałach zamieszczono opis wymagań i znormalizowanych prób przeprowadzanych podczas badań pojazdów. Następnie opis wybranych badań oraz ich wyniki. Ostatni z rozdziałów zawiera analizę, wnioski i podsumowanie najważniejszych punktów pracy.

MECHANIKIA PRZEWRACANIA SIĘ POJAZDU NA BOK (ROLL)

Utrata równowagi po wystąpieniu nadmiernej siły odśrodkowej może prowadzić do poślizgu bocznego pojazdu występującego na wszystkich kołach lub do jego wywrócenia na bok. Z zależności energetycznych można wyznaczyć prędkość v_{gr}, przy której może dojść do takiego zjawiska.

$$v_{gr} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot b}{2 \cdot h_{GC}}} \tag{1}$$

Przedstawiona zależność nie uwzględnia podatności zawieszeń. W przypadku samochodów ciężarowych, po uwzględnieniu podatności zawieszeń i ugięć oraz odkształceń opony, rzeczywista prędkość, przy której może dojść do przewrócenia pojazdu będzie niższa. Na rysunku 1 przedstawiono model pozwalający na analizę przewracania pojazdu. Jest on podzielony na dwie części, masy: resorowaną i nieresorowaną, które są połączone przegubem leżącym w osi przechyłu pojazdu.



Rys. 1. Model do analizy przewracania pojazdu

W prezentowanym przypadku na pojazd działają następujące siły i momenty:

$$\sum F_y = m \cdot \ddot{y} = 0 = R_y - F_{yL} - F_{yR} \tag{2}$$

$$\sum F_z = m \cdot \ddot{z} = 0 = F_{zL} + F_{zR} + F_{sL} - F_{sR} - R_z - m \cdot g \tag{3}$$

$$\sum M_{RC} = I_x \cdot \ddot{\phi}_{unsprung} = 0 = h_{RC} \cdot (F_{yL} + F_{yR}) + \\ + \frac{b}{2} \cdot (F_{zL} - F_{zR}) + D_\phi \cdot \dot{\phi} + K_\phi \cdot \phi + M_{ARB} \tag{4}$$

gdzie: F_{yL} – siła poprzeczna działająca na koło lewe, F_{zL} – siła pionowa działająca na koło lewe, F_{sL} – siła pionowa działająca w wyniku ugięcia lewej sprężyny, φ – kąt obrotu nadwozia względem osi przechyłu, R_y, R_z – reakcje działające w osi przechyłu, I_x – masowy moment bezwładności pojazdu względem osi X, h_{RC} – wysokość położenia osi obrotu, h_{GC} – wysokość położenia środka masy, b – rozstaw kół, s – rozstaw sprężyn, D_φ – tłumienie kątowe zawieszenia, K_φ – sztywność kątowa zawieszenia, M_{ARB} – moment wywołany przez stabilizator.

Po przekształceniach uzyskuje się przyspieszenie kątowe masy resorowanej:

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{I_x} \cdot [M \cdot g \cdot (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \sin\phi - D_\phi \cdot \dot{\phi} - K \cdot \phi - M_{ARB} + \\ + M \cdot (\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta + V \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\beta) \cdot (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \cos\phi] \tag{5}$$

Zmiana sił działających na koła przednie i tylne pojazdu będzie następująca:

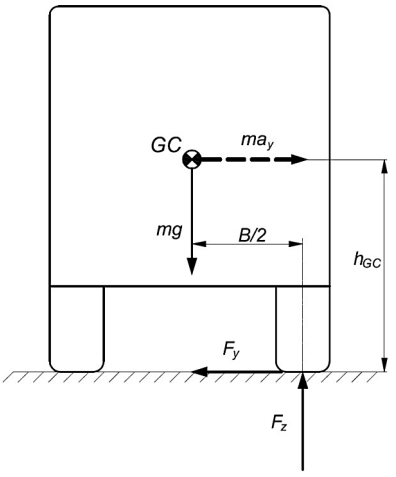
$$\Delta F_{zf(r)} = \frac{2}{b_{f(r)}} \cdot [D_{\phi f(r)} \cdot \dot{\phi}_{f(r)} + K_{\phi f(r)} \cdot \phi_{f(r)} + M_{ARB} + \\ + h_{RCf(r)} \cdot (F_{yL} + F_{yR})_{f(r)} \cdot (\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta + V \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\beta)] \tag{6}$$

Znajomość zjawisk oraz sił działających na koła pojazdu podczas manewru skrętu pozwala na określenie warunków przewrócenia pojazdu.

OCENA POJAZDU POD KĄTEM ODPORNOŚCI NA BOCZNE PRZEWRÓCENIE (ROLL)

Właściwości konstrukcyjne i eksploatacyjne pojazdu wpływają na zachowanie się pojazdu podczas manewrów skrętu i omijania. Dotyczy to takich właściwości pojazdu jak rozstaw kół, charakterystyka skrętu, położenie środka masy (szczególnie jego wysokość), rozkład poszczególnych mas, a także parametry ruchu (kąt skrętu i przyspieszenie boczne).

Wprowadzono szereg współczynników stateczności pojazdu (tabela 1), mówiących o skłonności pojazdu do przewracania się na bok.



Rys. 2. Schemat wyznaczania współczynnika SSF podczas przewracania pojazdu

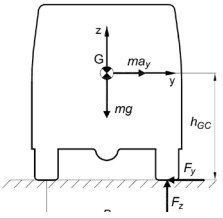
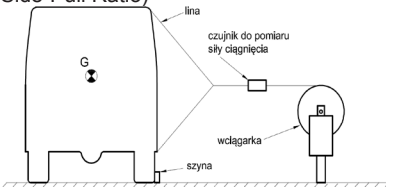
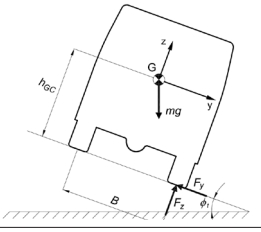
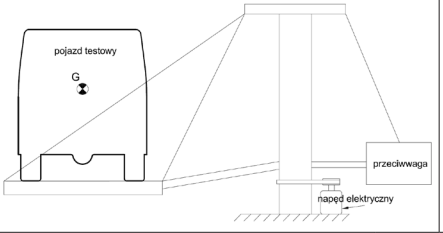
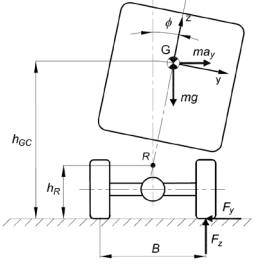
Najprostszym z nich jest SSF (Static Stability Factor). Korzystając z równań na sumy rzutów sił na poszczególne osie można wyznaczyć wartość współczynnika SSF (tabela 1). Współczynnik SSF określa minimalne przyspieszenie boczne, przy którym dojdzie do wywrócenia pojazdu przy założeniu, że współczynnik przyczepności jest wystarczający do jego wywrócenia.

Z punktu widzenia użytkownika, określenie progu, przy którym może dojść do przewrócenia pojazdu, jest bardzo korzystne. Jednakże przy opracowaniu powyższej formuły przyjęto wiele założeń upraszczających, założono, że cała siła reakcyjna działa na koło zewnętrzne, ponadto - pominięto oddziaływanie zawieszeń, potraktowano pojazd jako ciało sztywne, ignorując ugięcie zawieszenia i zmianę położenia środka masy, (co powoduje pominięcie wpływu zmian obciążeń kół). Z tego względu do oceny odporności pojazdów na przewrócenie, różni autorzy stosowali odmienne wskaźniki.

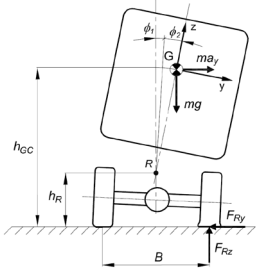
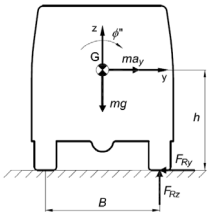
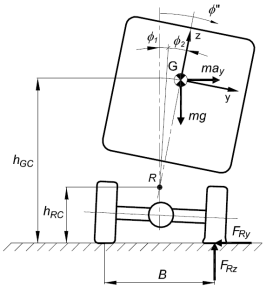
W tabeli 1 przedstawiono uproszczone wskaźniki charakteryzujące skłonność pojazdu do bocznego wywracania się.

Zamieszczone w tabeli wskaźniki pozwalają na wstępną ocenę odporności na boczne przewrócenie samochodu. W tym celu należy przeprowadzić różnego rodzaju próby, w których wskaźnikiem jest oderwanie się koła od podłoża bądź przekroczenie granicznej wartości przyspieszenia bocznego. Przedstawione powyżej współczynniki pozwalają na określenie pewnych warunków progowych dla pojazdów poruszających się po płaskiej drodze w ustalonych warunkach ruchu. W warunkach normalnego ruchu drogowego stany ustalone występują stosunkowo rzadko, a złożoność konstrukcji samochodów wymaga przeprowadzenia badań pojazdów rzeczywistych w ekstremalnych warunkach.

Tabela 1. Uproszczone wskaźniki skłonności do bocznego przewracania pojazdu (roll) [3]

Lp.	Model	Zależność	Uwagi
1	Statyczny Wskaźnik Stabilności SSF (Static Stability Factor) 	$SSF = \frac{a_y}{g} = \frac{B}{2h_G}$	Wskaźnik nie uwzględnia odkształcalności zawieszeń i opon. Ma określić graniczne warunki pokonywania zakrętów (quasi-statyczne)
2	Wskaźnik siły bocznej SPR (Side-Pull Ratio) 	$SPR = \frac{F_{Pull}}{m \cdot g}$	Wskaźnik określa graniczną wartość siły bocznej podczas pokonywania zakrętów w ustalonych warunkach ruchu, przy której nastąpi oderwanie od podłoża kół zewnętrznych
3	Wskaźnik pochylenia platformy TTR (Tilt table ratio) 	$TTR = \frac{m \cdot g \cdot \sin\phi_t}{m \cdot g \cdot \cos\phi_t} = \tan$	Wskaźnik określa kąt, przy którym nastąpi oderwanie koła zewnętrznego od platformy
4	Wskaźnik odporności na działanie siły odśrodkowej 	$SPR = \frac{F_{centrifugal}}{m \cdot g}$	Wskaźnik określa graniczne warunki bezpiecznego pokonywania zakrętów w warunkach ustalonych.
5	Wskaźnik przewrotu Bickerstaff'a RI_B 	$\gamma = \frac{\phi}{a_y / g}$ $RI_B = \frac{a_y}{g} =$ $\frac{B}{2 \cdot h_{GC}} \cdot \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{h_{GC} - h_R}{h_{GC}} \right) \cdot \gamma} \right]$	Wskaźnik uwzględnia wpływ podatności zawieszeń na zmianę położenia środka masy, lecz nie bierze pod uwagę odkształceń opon

c.d. tabeli 1

6	Wskaźnik odporności na wywrócenie RT_{SVM} 	$RT_{SVM} = \frac{a_y}{g} = \frac{B}{2h_{GC}} - \phi_1 - \frac{h_{GC} - h_R}{h_{GC}} \cdot \phi_2$	Wskaźnik uwzględnia wpływ podatności zawieszeń i opon na zmianę położenia środka masy
7	Dyn. wskaźnik odporności na wywrócenie DSI 	$DSI = \frac{B}{2h} = \frac{a_y}{g} - \frac{I_z \cdot \ddot{\phi}}{m \cdot g \cdot h}$	Wskaźnik nie uwzględnia odkształcalności zawieszeń i opon. Ma określić graniczne warunki pokonywania zakrętów (dynamiczne)
8	Dynamiczny wskaźnik odporności na wywrócenie DRT_{SVM} 	$DRT_{SVM} = \frac{a_y}{g} - \frac{I_z \cdot \ddot{\phi}}{m_s \cdot g \cdot (h_G - h_R)} = \frac{B}{2h_G} - \phi_1 - \frac{h_G - h_R}{h_G} \cdot \phi_2 + - \frac{I_z \cdot \ddot{\phi}}{m_s \cdot g \cdot (h_G - h_R)}$	Wskaźnik uwzględnia odkształcalności zawieszeń i opon. Ma określić graniczne warunki pokonywania zakrętów (dynamiczne)

WYMAGANIA DOTYCZĄCE BADAŃ STATECZNOŚCI POPRZECZNEJ POJAZDÓW

Zadanie oceny zdolności zachowania stateczności przez pojazd jest bardzo trudne, z powodu znaczącej liczby wzajemnie oddziaływujących na siebie elementów takich jak kierowca, pojazd, przyczepa i ukształtowanie drogi. Pełny i dokładny opis zachowania się ciężkich pojazdów musi koniecznie obejmować informacje otrzymane na podstawie szeregu przeprowadzonych różnego typu badań.

Badania eksperymentalne pozwalają na ocenę stateczności i kierowalności pojazdu w ruchu ze stałą i zmienną prędkością, po torze prosto- i krzywoliniowym, z uwzględnieniem lub bez uwzględnienia wpływu działań kierowcy.

Do najczęściej stosowanych testów badawczych w zakresie stateczności i kierowalności pojazdów należą:

- ustalony ruch po okręgu, wg ISO 4138, ISO 14792 (pojazdy ciężarowe),
- manewr podwójnej zmiany pasa ruchu, wg ISO 3888,
- manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu wg GOST P..2003, B32/03,
- manewr wymuszenia skokowego z liniowym narastaniem kąta obrotu koła kierownicy, wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia w postaci jednego okresu sinusoidy (w efekcie zazwyczaj manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu), wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia sinusoidalnego ciągłego (slalom), wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia impulsowego, wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia losowego wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewry opracowane przez NHTSA [4]: ustalonego przyrostu skrętu SIS (Steadily Increasing Steer), J-turn, fishhook.

Próby standardowo przeprowadza się dla pojazdu maksymalnie obciążonego. Wysokość środka ciężkości oraz rozkład masy ładunku powinny być tak ustalone, aby odzwierciedlać interesującą aplikację.

Prowadzenie prób na rzeczywistych pojazdach wiąże się z dużym ryzykiem ich przewrócenia. Z tego względu badania symulacyjne mobilnych modeli pojazdów, przy zachowaniu warunków podobieństwa, prowadzą do zwiększenia bezpieczeństwa i obniżenia kosztu przeprowadzenia badań.

UZASADNIENIE WYKORZYSTANIA MOBILNYCH MODELI POJAZDÓW DO BADAŃ DYNAMIKI RUCHU

Badania dynamiki pojazdów rzeczywistych prowadzone są na poligonach badawczych – wydzielonych kompleksach dróg, umożliwiających przeprowadzenie prób drogowych w określonych i powtarzalnych warunkach. Wybudowanie i wyposażenie takiego ośrodka badań jest bardzo kosztowne. Na świecie istnieje kilkadziesiąt poligonów badawczych średnich i dużych, są one wykorzystywane przez koncerny motoryzacyjne (Ford, FIAT, Volkswagen, General Motors, Ferrari, itp. czy też firmy produkujące opony, np. Michalin lub osprzęt pojazdów). W Wielkiej Brytanii budowę toru MIRA sfinansowało 300 przedsiębiorstw [1, 2].

Tor badawczy powinien pozwalać na przeprowadzenie różnorodnych badań pojazdów w warunkach zapewniających zachowanie bezpieczeństwa. Do najbardziej typowych elementów torów badawczych należą: tory do jazd szybkich, tory do badań dynamiki pojazdu (rozpędzania i hamowania), tory do badań stateczności i kie-

rowalności (płyta o promieniu ~100 m), tory do badań stabilności ruchu, o różnym współczynniku przyczepności, wzniesienia o różnym kącie nachylenia, tory o różnej nawierzchni oraz tory z nawierzchnią falistą. Ze względu na zwiększający się zakres badań pojazdów, wynikający z wymagań bezpieczeństwa, zakres badań prowadzonych na torach badawczych stale się zwiększa a wymagania dotyczące torów i koszt badań wzrastają.

Badania pojazdów na torach badawczych szczególnie określające parametry stateczności ruchu, stwarzają niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu. Badania pojazdów w zakresie stateczności wymagają montowania specjalnych ramion, na których podpiera się pojazd po oderwaniu kół od jezdni.

Rys. 3. Pojazd podczas badań stateczności ruchu

Z tego względu szukane są inne rozwiązania pozwalająca na osiągnięcie podobnych efektów mniejszym kosztem.

Istnieje kilka zalet stosowania pojazdu w skali zamiast samochodu pełnowymiarowego podczas badań eksperymentalnych dynamiki ruchu [6, 7]:

- koszty badań pojazdu wykonanego w skali są znacznie mniejsze niż pojazdu pełnowymiarowego, to samo dotyczy materiałów eksploatacyjnych i części zamiennych,
- znacznie łatwiej jest wprowadzić zmiany do pojazdu w zmniejszonej skali,
- badania pojazdu w mniejszej skali wymagają mniej miejsca i są dużo bezpieczniejsze w obsłudze,
- ewentualne wywrócenie pojazdu pociąga za sobą znacznie mniejsze koszty napraw,
- pojazdy wykonane w skali ze sterowaniem drogą radiową lub za pośrednictwem przewodu, są dostępne na rynku w różnych rozmiarach i rodzajach, zazwyczaj są one przeznaczone do użytku rekreacyjnego. Mogą jednak służyć jako baza do budowy modeli wykorzystywanych w pomiarach.

Wadą pojazdów w skali mogą się okazać ich wymiary, które stanowią ograniczenie ze względu na wielkość dostępnej aparatury oraz większą dokładność pomiaru. Wynikającą z mniejszej skali obiektu. Ponadto występujące nierówności drogi zazwyczaj mają te same wymiary co dla pojazdu rzeczywistego a będą one generowały znacznie większe opory ruchu i zakłócenia podczas pomiarów.

PODOBIEŃSTWO MOBILNEGO MODELU FIZYCZNEGO I RZECZYWISTEGO POJAZDU

Możliwość porównywania wyników rzeczywistego pojazdu i mobilnego modelu wynika z ich podobieństwa. W tym celu wykorzystano teorię Π-Backingham'a porównując pojazdy w układzie bezwymiarowym. Samochód i model są podobne, jeżeli spełnione są warunki podobieństwa. Analizowane były następujące generalne współczynniki skali:

- podobieństwo geometryczne – skala długości,
- podobieństwo dynamiczne – skala siły,
- podobieństwo kinematyczne – skala prędkości lub przyspieszenia.

Jeżeli zależności podobieństwa którejś z grup nie są spełnione, mówi się o modelu rozstrojonym. W tym przypadku analiza wyników jest znacznie trudniejsza.

Wykorzystanie parametrów bezwymiarowych do porównania rzeczywistego pojazdu z jego mobilnym modelem fizycznym, przedstawiono w literaturze [1, 2, 8]. W pracy tej posłużono się również matematycznym modelem „rowerowym" pojazdu. W niniejszej publikacji pojazdem, do którego porównywano mobilny model fizyczny był samochód Lublin II (opis pojazdu zamieszczono w rozdziale 3). Pojazd charakteryzował się wysoko położonym środkiem masy. Podczas badań wyposażony był w aparaturę pomiarową pozwalającą na określenie parametrów ruchu pojazdu. W tabeli 2 zestawiono parametry porównywanych pojazdów.

Przy tworzeniu parametrów bezwymiarowych (Π parametrów) posłużono się zależnościami przedstawionymi poniżej.

$$\Pi_1 = \frac{l_f}{L},\ \Pi_2 = \frac{l_r}{L},\ \Pi_3 = \frac{C_{\alpha f} \cdot L}{m \cdot U^2},\ \Pi_4 = \frac{C_{\alpha r} \cdot L}{m \cdot U^2},\ \Pi_5 = \frac{I_{xx}}{m \cdot L^2},$$

$$\Pi_6 = \frac{I_{yy}}{m \cdot L^2},\ \Pi_7 = \frac{I_{zz}}{m \cdot L^2},\ \Pi_8 = \frac{I_{xz}}{m \cdot L^2},\ \Pi_9 = \frac{I_{xz_s}}{m \cdot L^2},\ \Pi_{10} = \frac{h_{GC}}{L}, \qquad (4)$$

$$\Pi_{11} = \frac{h_s}{L},\ \Pi_{12} = \frac{B}{L},\ \Pi_{13} = \frac{m_s}{m},\ \Pi_{14} = \frac{K_\phi}{m \cdot U^2},\ \Pi_{15} = \frac{D_\phi}{m \cdot U \cdot L}$$

$$F^* = F \cdot \frac{L}{m \cdot U^2} \qquad \left[kg \cdot \frac{m}{s^2} \cdot \frac{m}{kg \cdot \frac{m^2}{s^2}}\right] \qquad (5)$$

Tabela 2. Parametry porównywanych pojazdów

Lp.	Parametr		Jednostka	Wartość parametru	
				pojazd rzeczywisty	pojazd w skali
1	Masa pojazdu	m	kg	2900	34,3
2	Masa resorowana	m_s	kg	2600	30,7
3	Odległość środka masy od osi przedniej	l_f	m	1,885	0,400
4	Odległość środka masy od osi tylnej	l_r	m	1,015	0,350
5	Rozstaw osi	L	m	2,9	0,75
6	Wysokość środka masy	h_{GC}	m	1,014	0,215
7	Wysokość osi obrotu	h_{RC}	m	0,31	0,10
8	Rozstaw kół	B	m	1,63	0,42
9	Masowy moment bezwładności względem osi X	I_{xx}	kgm^2	990	1,32
10	Masowy moment bezwładności względem osi Z	I_{zz}	kgm^2	5228	4,43
11	Masowy moment bezwładności względem pł. XZ	I_{xz}	kgm^2	165	0
12	Sztywność kątowa opon osi przedniej	C_{af}	N/rad	75 700	640
13	Sztywność kątowa opon osi tylnej	C_{ar}	N/rad	83 700	660
14	Współczynnik sztywności przechyłu nadwozia	K_f	Nm/rad	219 200	227
15	Współczynnik tłumienia przechyłu nadwozia	D_f	Nms/rad	19 000	25

Podobieństwo dynamiczne wymaga również określenia sił działających na mobilny model pojazdu. Uzyskanie podobieństwa warunkuje równość parametrów Π dla pojazdu i mobilnego modelu fizycznego. Występujące różnice wielkości parametrów bezwymiarowych dla pojazdu rzeczywistego i modelu będą wymagały odpowiedzi na pytanie czy są one istotne czy nie. Różnice wynikające z niedoskonałości modelu są sprawdzane, analizowane i na podstawie badań eksperymentalnych jest weryfikowany ich wpływ.

OPIS MODELU

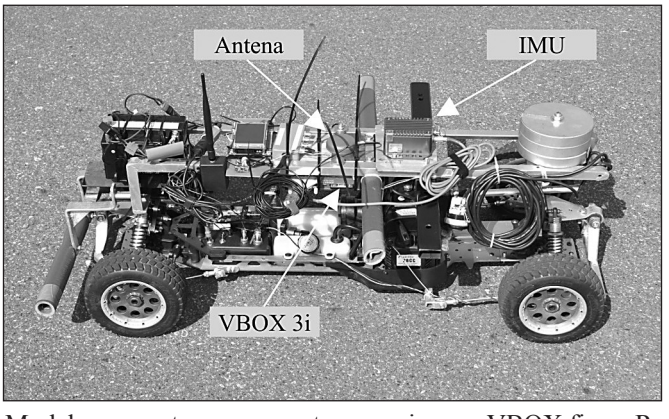
W celu odwzorowania dynamiki ruchu pojazdu rzeczywistego wykorzystywany jest sterowany radiem model pojazdu w skali ~1:5, co pozwala na zamontowanie aparatury pomiarowej. Jest to model pojazdu HIMOTO Raptor 5XB dostępny w sprzedaży, który zmodyfikowano do badań.

Model standardowo jest wyposażony w silnik spalinowy o pojemności 26 cm^3, sprzęgło odśrodkowe, skrzynię przekładniową, przekładnię centralną oraz dwie przekładnie główne, napędzające obie osie pojazdu. Napęd przenoszony jest przez wał na przekładnię główną mocowaną do ramy a następnie poprzez półosie na koła.

Standardowo model pozwalał na osiągnięcie prędkości 70 km/h. Koła jezdne składają się z obręczy z tworzywa oraz opon gumowych z wkładkami usztywniającymi, pozwalającymi na modelowanie sztywności opon. Rama jest wykonana z blachy aluminiowej profilowanej i wzmocnionej w części tylnej. Zawieszenia zarówno przednie jak i tylne oparte są na dwóch wahaczach poprzecznych ze sprężynami śrubowymi. Hamulec jest zamontowany na wale wyjściowym z silnika w postaci pojedynczej tarczy zaciskanej podczas hamowania. Serwomotor steruje silnikiem i hamulcem. Drugi serwomotor został wykorzystany do sterowania układem kierowniczym, za pośrednictwem którego, następuje przesunięcie wzdłużnego drążka kierowniczego Pojazd jest sterowany drogą radiową z użyciem stanowiska kierowcy wyposażonego w normalne koło kierownicy, pedały: przyspieszenia i hamulca lub sterowany programowo w sposób automatyczny z pominięciem kierowcy podczas wykonywania znormalizowanych manewrów. Ten sposób sterowania modelu pozwala na uniezależnienie się od działań kierowcy, jednak nie daje możliwości reagowania na nierówności i stan drogi.

W celu zachowania warunków podobieństwa w stosunku do pojazdu rzeczywistego (pojazd ciężarowy specjalny o wysoko położonym środku masy) przeprowadzono szereg modyfikacji modelu. Obejmowały one między innymi zwiększenie rozstawu osi, zmianę położenia środka masy, zmianę masowych momentów bezwładności, zmianę zawieszenia zarówno osi przedniej jak i tylnej z oryginalnego, niezależnego na zależne, zmianę sztywności opon o charakterystykach zbliżonych do samochodu rzeczywistego.

Model pojazdu wyposażony został w odpowiednią aparaturę pomiarową pozwalającą na pomiar i rejestrację wszystkich istotnych parametrów jego ruchu. Ze względu jednak niewielkie wymiary mobilnego modelu pojazdu występują problemy z wykorzystywaniem standardowej aparatury pomiarowej stosowanej w pojazdach pełnowymiarowych. Z tego względu zdecydowano się stosować aparaturę pomiarową VBOX firmy Racelogic z modułem IMU.



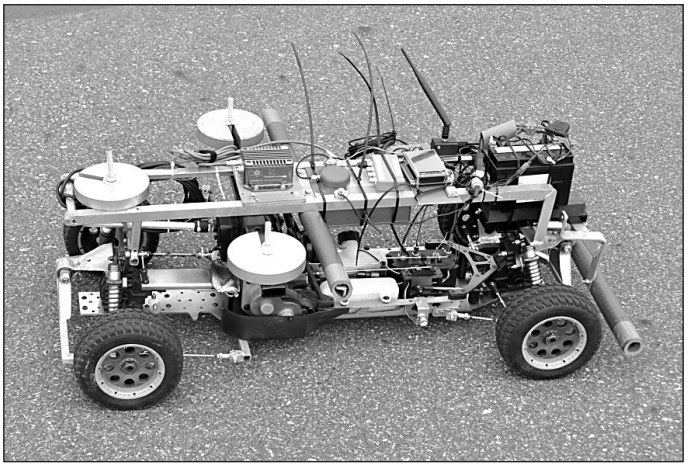
Rys. 4. Model z zamontowaną aparaturą pomiarowa VBOX firmy Racelogic

Aparatura charakteryzuje się dużą dokładnością i szybkością pomiaru oraz niewielkimi gabarytami a także małą masą, co pozwala na łatwy jej montaż na modelu pojazdu, nie powodując jednocześnie istotnej zmiany położenia jej środka. Zapis wyników pomiarów dokonywany jest na karcie pamięci Compact Flash. Na rysunku 4 przedstawiono mobilny model pojazdu zamontowaną aparaturą VBOX.

METODYKA BADAŃ TRAKCYJNYCH

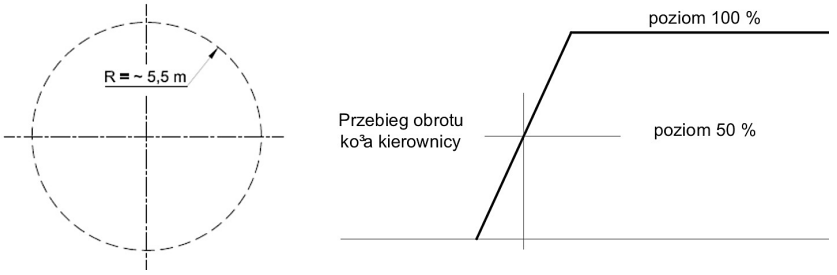
Do porównań wybrano dwie próby: jazdę po okręgu z ustaloną prędkością oraz skokowe wymuszenie na kole kierownicy. Podczas badań zachowano parametry masowe pojazdu za wyjątkiem położenia środka masy i masowych momentów bezwładności względem osi I_{zz} i I_{xx}. Badania prowadzone przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów, Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, wykonywane były na torze badawczym TATRA w Koprzywnicy (Czechy) w przypadku pojazdu pełnowymiarowego [5, 6, 7] oraz na lotnisku w Kaniowie koło Czechowic-Dziedzic, dla mobilnego modelu.

Badania przeprowadzono na modelu z różnym rozłożeniem mas skutkującym zmianą masowego momentu bezwładności modelu I_{zz} ze standardowej 4.33 na 4.13 kgm^2 oraz I_{xx} zmieni się z 1.32 na 1.62 kgm^2 przy zachowaniu niezmienionej masy. Na rysunku 5 przedstawiono model ze zmienionym rozkładem mas.



Rys. 5. Model ze zmienionym rozkładem mas

Na rysunku 6 przedstawiono przyjęty tor ruchu w teście jazdy po okręgu oraz sposób realizacji testu wymuszenia skokowego z liniowym narastaniem kąta obrotu koła kierownicy.

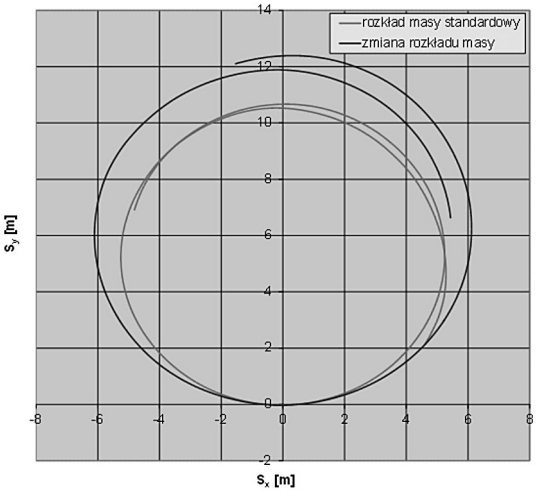


Rys. 6. Przeprowadzane próby: jazdy po okręgu ze stałą prędkością w warunkach ustalonych (a) i skokowe wymuszenie obrotu koła kierownicy (b)

WYNIKI BADAŃ TRAKCYJNYCH

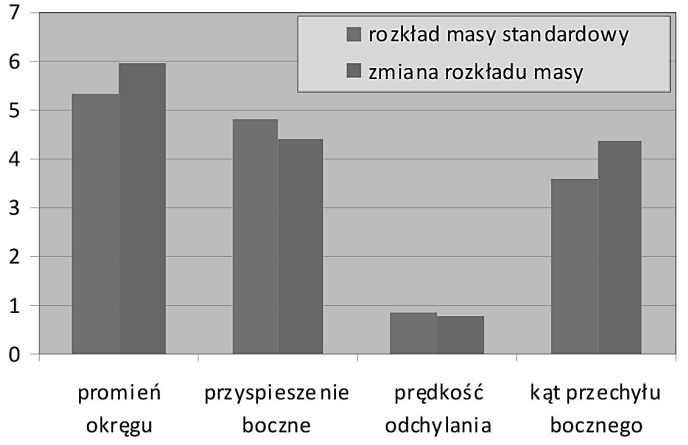
Jazda po okręgu z ustaloną prędkością

W trakcie próby model pojazdu poruszał się z ustaloną prędkością ~17 km/h po okręgu o promieniu równym R = ~5.5 m.



Rys. 7. Przyjęty tor ruchu środka masy badanego modelu samochodu w teście jazdy po okręgu dla standardowego i zmienionego rozpadu mas

Próba była realizowana dla prędkości jazdy ~17 km/h i przyspieszeniu bocznemu ~4.5 m/s^2 (co odpowiada prędkości pojazdu rzeczywistego ~40 km/h poruszającego się po torze o promieniu ~21.5 m) dla standardowego i zmienionego rozkładu mas. Przedstawiono wpływ zmiany momentów bezwładności na wybrane parametry ruchu. Poniżej przedstawiono wyniki dla wybranych parametrów ruchu pojazdu zarejestrowane w trakcie testów spowodowaną zmianą rozkładu mas.

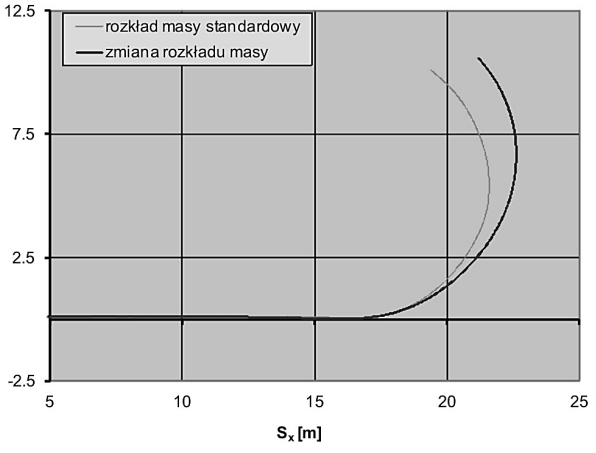


Rys. 8. Wpływ rozkładu mas na wybrane parametry ruchu

Zmiana rozkładu mas a szczególnie zwiększenie momentu bezwładności I_{xx} skutkuje powiększeniem promienia koła po jakim porusza się pojazd – zwiększenie nadsterowności pojazd przy zachowaniu takich samych promieni skrętu kół. Szczególnie jest to widoczne na kątach przechyłu nadwozia. Zmiana rozkładu mas powoduje stosunkowo niewielkie zmiany prędkości odchylania.

Skokowe wymuszenie na kole kierownicy

W trakcie badań pojazd poruszał się z ustaloną prędkością na wprost, po czym, w wyznaczonym miejscu pojazd wykonywał gwałtowny skręt o ustaloną wartość kąta. Tor ruchu pojazdu pokazano na rysunku 9.



Rys. 9. Porównanie torów ruchu środka masy pojazdu w teście wymuszenia skokowego kąta obrotu koła kierownicy dla pojazdu z różnym rozłożeniem mas

Zmiana rozkładu mas i momentów bezwładności skutkuje powiększeniem promienia koła po jakim porusza się pojazd – zwiększeniem nadsterowności pojazdu przy zachowaniu takich samych promieni skrętu kół. Szczególnie jest to widoczne na kątach przechyłu nadwozia. Zmiana rozkładu mas powoduje stosunkowo niewielkie zmiany prędkości odchylania.

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Badania symulacyjne modelu pojazdu o różnym rozłożeniu mas pokazują wpływ tych parametrów na zachowanie się pojazdu podczas wykonywania manewru skrętu i jazdy po okręgu z ustaloną prędkością. Zmiana rozkładu mas powoduje stosunkowo niewielką zmianę położenia środka masy pojazdu i istotne zmiany masowych momentów bezwładności, co pozwala na pokazanie jak istotnym czynnikiem jest rozłożenie ładunku szczególnie w samochodach ciężarowych.

Na podstawie przedstawionych badań symulacyjnych modelu pojazdu można wysunąć następujące wnioski:

- Podczas jazdy po okręgu z ustaloną prędkością, zmiana rozłożenia poszczególnych mas powoduje powiększenia promienia toru jazdy, co wiąże się ze zmianą różnic kątów znoszenia kół przednich i tylnych. Wyraźnie widocznym efektem poza zwiększeniem promienia jest znacznie zwiększenie kąta przechyłu bocznego.
- Podczas skokowego wymuszenia obrotu koła kierownicy, zmiana rozłożenia poszczególnych mas powoduje powiększenie promienia skrętu i związane z tym zmniejszenie przyspieszenia bocznego oraz wyraźne zwiększenie kąta przechyłu bocznego pojazdu, szczególnie w początkowej części manewru. Prędkość odchylania zmienia się z niewielkim zakresie.
- Zmiana kąta przechyłu bocznego znacząco wpływa na zróżnicowanie obciążeń kół strony prawej i lewej pojazdu.
- Prowadzone badania charakterystyk współpracy kół modelu z jezdnią pozwolą na określenie chwilowych zmian sztywności kątowych opon i ich wpływu na zachowanie się pojazdów podczas prezentowanych manewrów.
- Przewidziane są badania symulacyjne z wykorzystaniem modelu matematycznego pozwalające na analizę ruchu pojazdu w skali, również w warunkach przedstawionych powyżej.

Praca powstała w trakcie realizacji projektu badawczo rozwojowego NCBR nr. PB 5478/B/T02/2011/40 pt. „Ocena stateczności rzeczywistego pojazdu na podstawie badań mobilnego modelu”.

LITERATURA

1. Brennan S., Alleyne A.: A scaled test-bed for vehicle control: the IRS, Proc. IEEE Int. Conf. on Control Applications, vol. 1.
2. Lapapong S., Gupta V., Callejas E.: Brennan S. Fidelity of using scaled vehicles for chassis dynamic studies, Vehicle System Dynamics. 2008, 1-29.
3. Lapapong S: Vehicle rollover prediction for banked surfaces, Pennsylvania State University, 2010.
4. NHTSA, Traffic Safety Facts 2003 - Final Report. U.S. Department of Transportation: National Highway Traffic and Safety Board 2004.
5. Parczewski K., Wnęk H.: Wykorzystanie kryteriów podobieństwa do analiz stateczności ruchu na podstawie mobilnego modelu samochodu ciężarowego, Logistyka, nr 3, 2012.
6. Parczewski K., Wnęk H.: Wykorzystanie modelu samochodu do analizy ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym. Eksploatacja i Niezawodność, nr 4, 2010.
7. Romaniszyn K. M.: Mobilne modele samochodów do badań stateczności, Logistyka, nr 3, 2012.
8. Yih P.: Radio Controlled Car Model as a Vehicle Dynamics Test Bed, Mechanical Engineering Department, Stanford University, 2000.

ANALYSIS OF MASS PARAMETERS INFLUENCE ON TRUCK STABILITY, BASED ON ROAD TESTING OF VEHICLE MODEL IN SMALL SCALE

Abstract

The paper presents an analysis of influence of the center of mass and its distribution on the truck stability. With the considerable cost of research and the danger of rollover the vehicle tried to demonstrate the behavior of the real vehicle, using a similar studies carried out on a mobile vehicle model. The paper presents analysis of the influence of parameters such mass moment of inertia about its longitudinal axis and a vertical position while keeping the center of mass of the vehicle. The analysis was based on road tests. Thera are showed comparison of results for different distributions of the masses.

Keywords: stability of the truck movement, testing the mobile vehicle models, vehicle stability research.

Bogdan Pojawa[1)]

OCENA PRZYDATNOŚCI METODY ANALITYCZNEGO WYZNACZANIA SKŁADU SPALIN OKRĘTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań mające na celu opracowanie metody oceny procesu spalania z wykorzystaniem równań stechiometrycznych. Dzięki tej metodzie istnieje możliwość wyznaczenia składu oraz ilości spalin powstających w procesie spalania paliwa o znanym składzie chemicznym dla dowolnego obciążenia silnika. W artykule przedstawiono również wyniki sprawdzenia adekwatności wyników otrzymanych na podstawie opracowanej metody z wynikami pomiarów zarejestrowanych podczas badań przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym okrętowego tłokowego silnika spalinowego Sulzer 6AL20/24.

Słowa kluczowe: badania symulacyjne, okrętowy silnik spalinowy, stechiometria spalania.

WSTĘP

W procesie eksploatacji okrętowych silników spalinowych ciągle aktualną jest potrzeba oceny procesu spalania w aspekcie emisji szkodliwych dla środowiska naturalnego produktów spalania oraz efektywności energetycznej [1, 2, 3, 4]. Potrzebę dokonywania bieżących w eksploatacji ocen w tym zakresie, wymuszają obowiązujące uregulowania prawne w zakresie efektywności energetycznej oraz ochrony środowiska [1, 2].

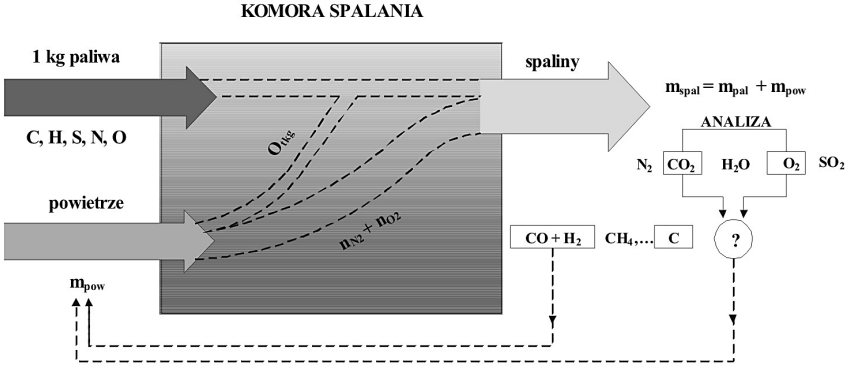
Pomiary emisji związków szkodliwych spalin w warunkach eksploatacji siłowni okrętowej są procesem złożonym oraz wymagającym kosztownej aparatury pomiarowej [4]. Z tego też powodu, w bieżącej eksploatacji siłowni okrętowej, powyższe badania są rzadko wykonywane. Z uwagi na powyższe podjęto się badań mających na celu opracowanie analitycznej metody, pozwalającej w sposób przybliżony oraz dostępny w warunkach siłowni okrętowej, wyznaczania składu oraz ilości spalin. Podstaw teoretycznych do oceny procesu spalania dostarczają równania stechiometryczne [10, 11]. Pozwalają one na określenie niezbędnej ilości tlenu (powietrza) do spalania oraz ilości powstających produktów spalania występujących przy spalaniu jednostki ilości składników palnych paliwa.

[1)] Akademia Marynarki Wojennej, e-mail: b.pojawa@amw.gdynia.pl

OPRACOWANIE METODY ANALITYCZNEGO WYZNACZANIA SKŁADU ORAZ ILOŚCI SPALIN

Obiektem rozważań termodynamicznych w procesie spalania jest komora spalania, do której doprowadza są dwa strumienie substratów (paliwo i utleniacz), a odprowadza się strumień spalin [7, 9]. W celu maksymalnego wykorzystania paliwa pod względem energetycznym dąży się do spalania zupełnego (spalanie na produkty niepalne) i całkowitego (brak stałych składników palnych) [7, 9, 10]. Spalanie niezupełne może być spowodowane niedostateczną ilością powietrza doprowadzonego do spalania, niedoskonałym wymieszaniem paliwa z powietrzem lub brakiem czasu na ukończenie reakcji chemicznej [7, 10, 11].

Znajomość składu elementarnego paliwa i wykorzystanie bilansu ilości substancji głównych pierwiastków biorących udział w procesie spalania, pozwala na opracowanie analitycznej metody oceny stechiometrycznej procesu spalania, która pozwoli określać ilość oraz skład produktów spalania [6, 7, 8, 9, 12]. Stechiometryczna kontrola procesu spalania polega na pomiarowym sprawdzeniu, w jakich proporcjach chemicznych komorę spalania opuszczają dostarczone do niej w paliwie węgiel C i wodór H. Powinny to być związki CO_2 i H_2O, ale często występują również CO, H_2, CH_4, sadza C, lotny koksik jak i inne węglowodory, które świadczą o niezupełności procesu spalania [7]. Schemat stechiometrycznej kontroli procesu spalania przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Schemat stechiometrycznej kontroli procesu spalania [7]

Bilans ilości substancji opiera się na składzie chemicznym paliwa. Na podstawie bilansu wyznacza się ilość tlenu i powietrza, które są potrzebne do spalania zupełnego i całkowitego danego rodzaju paliwa oraz ilość spalin, która powstaje w procesie spalania. Skład chemiczny paliw wyznaczany jest na podstawie laboratoryjnej analizy elementarnej [7, 9, 10, 11]. Aby zapewnić spalenie całej ilości doprowadzonego paliwa, przy niedoskonałym jego wymieszaniu z powietrzem, rzeczywista ilość powietrza L, powinna być większa od ilości teoretycznej L_t, określonej

na podstawie równań stechiometrycznych. Decyduje o tym współczynnik nadmiaru powietrza λ [7, 9, 10, 11]. Współczynnik nadmiaru powietrza zależy od warunków spalania oraz stopnia rozdrobnienia paliwa. Ma on duże znaczenie praktyczne, ponieważ przyjmując wartości różne od jedności prowadzi do obniżenia temperatury spalania i do związanych z tym strat zachodzących przy $\lambda < 1$ (spalanie niezupełne), a przy $\lambda > 1$ zwiększeniem ilości spalin. Spalanie z zachowaniem współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1$ nazywa się spalaniem mieszanki stechiometrycznej [6, 7, 8, 10, 12].

Założenia upraszczające

Do opracowania analitycznej metody wyznaczania składu oraz ilości spalin przyjęto następujące założenia upraszczające:

- z uwagi na to, że w siłowniach okrętowych stosowane jest wyłącznie paliwo ciekłe, przy opracowywaniu przedmiotowej metody ograniczono się do rozpatrywania tylko paliw ciekłych;
- skład paliwa stosowanego do zasilania okrętowych silników spalinowych, przyjęto na podstawie danych otrzymanych od producenta paliwa grupy Lotos S.A. w Gdańsku. Do dalszych badań przyjęto następujący masowy skład paliwa: 86,3% C, 13,2% H, 0,3% S i 0,2 N;
- skład spalin nie zależy od temperatury i ciśnienia, metoda nie uwzględnia tym samym procesu dysocjacji oraz kontrakcji;
- metoda dotyczy dwóch przypadków:
  – spalania zupełnego paliw ciekłych $(\lambda \geq 1)$;
  – spalania niezupełnego paliw ciekłych $(\lambda < 1)$.
- w pierwszym przypadku, przy spalaniu zupełnym $(\lambda \geq 1)$ zakłada się, że powstałe spaliny składają się z następujących składników [10, 11]:
  – przy $\lambda = 1$ z CO_2, H_2O, N_2, SO_2;
  – przy $\lambda > 1$ z CO_2, H_2O, O_2, N_2, SO_2.
  Do wyznaczenia składu oraz ilości spalin wykorzystano równania stechiometryczne, przedstawiające zależności między ilościami reagentów i produktów spalania [7, 10, 11].
- w drugim przypadku, kiedy spalanie jest niezupełne $(\lambda < 1)$ zakłada się, że powstałe spaliny składają się z następujących składników [10,11]:
  CO_2, CO, H_2O, H_2, N_2, SO_2.
  W przypadku spalania niezupełnego ilość wodoru występująca w spalinach jest proporcjonalna do ilości tlenku węgla [10, 11]. W związku z powyższym w równaniach stechiometrycznych należy uwzględnić współczynnik proporcjonalności *k*, zgodnie z równaniem:

$$n_{H_2} = k n_{CO} \tag{1}$$

Współczynnik proporcjonalności k nie zależy od współczynnika nadmiaru powietrza, a jedynie zależy od stosunku zawartości wodoru do węgla w paliwie. Na podstawie danych doświadczalnych można przyjąć [10]:

$$\text{dla } \frac{H}{C} = 0{,}17 - 0{,}188, \quad k = 0{,}45 - 0{,}55; \tag{2}$$

$$\text{dla } \frac{H}{C} = 0{,}13, \quad k \approx 0{,}30. \tag{3}$$

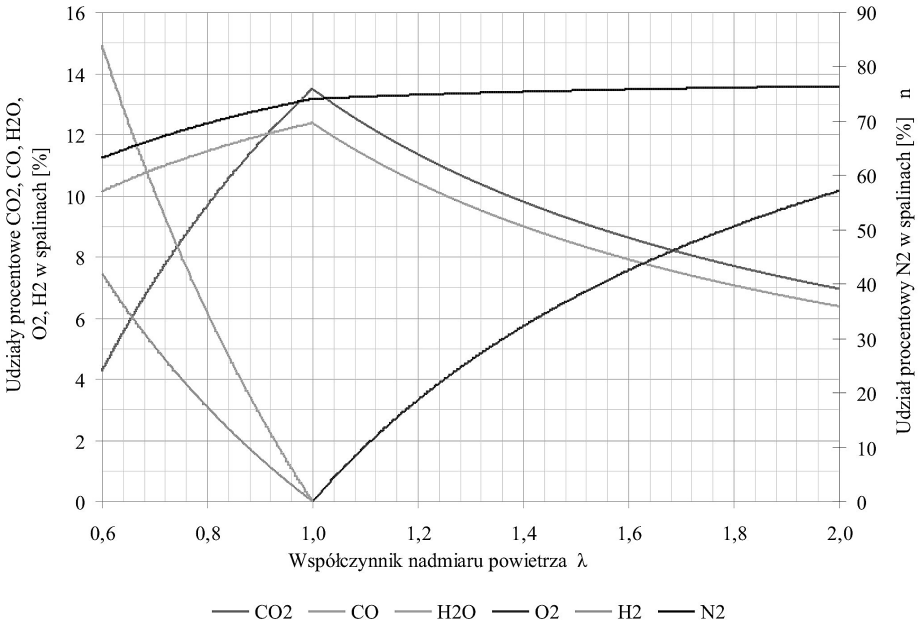
Znając skład chemiczny rozpatrywanego paliwa, przy stosunku H/C = 0,15, do dalszych obliczeń w równaniach stechiometrycznych przyjęto współczynnik proporcjonalności o wartości k = 0,30.

- z uwagi na wysokie wartości temperatur i ciśnień spalin występujących w przypadku pracy rzeczywistego obiektu badań, w obliczeniach uwzględniono jedynie spaliny wilgotne;
- wartość współczynnika nadmiaru powietrza λ występującego w równaniach stechiometrycznych wyznacza się na podstawie wartości wyznaczonego teoretycznego zapotrzebowania powietrza L_t i zmierzonego rzeczywistego zapotrzebowania powietrza L;
- metoda pozwala wyznaczać teoretyczne zapotrzebowanie tlenu (powietrza) do spalania, skład i ilość spalin w odniesieniu do 1 kg rozpatrywanego paliwa. W celu wyznaczenia wartości powyższych wielkości odpowiadających warunkom rzeczywistym należy dysponować możliwością pomiaru zużycia paliwa.

Wyniki badań symulacyjnych

Przyjmując powyższą metodę obliczeń, dla znanego składu rozpatrywanego paliwa, wyznaczono teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania, ilość i skład spalin wilgotnych w zakresie wartości współczynnika nadmiaru powietrza $0{,}6 < \lambda \leq 2$. Dysponując wynikami obliczeń ilości i składu spalin odniesionych do 1 kg paliwa o znanym składzie, możliwe jest wyznaczenie objętościowego lub masowego składu spalin wilgotnych. Procentowy skład objętościowy spalin wilgotnych dla współczynnika nadmiaru powietrza w zakresie $0{,}6 < \lambda \leq 2$ przedstawia rysunek 2.

Na podstawie przebiegów przedstawionych na rysunku 2 można stwierdzić, że dla współczynnika nadmiaru powietrza λ poniżej jedności w spalinach wilgotnych występuje N_2, CO_2, CO, H_2 i H_2O. Wraz ze zmniejszaniem się wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ wzrasta udział CO i H_2, natomiast maleje udział H_2O, N_2 i CO_2. W przypadku, gdy współczynnika nadmiaru powietrza λ wzrasta, zwiększa się udział O_2 i N_2, a zmniejsza H_2O i CO_2.



Rys. 2. Skład objętościowy spalin wilgotnych w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza w zakresie $0,6 < \lambda \leq 2$

Z badań doświadczalnych wynika, że podczas spalania w okrętowych silnikach spalinowych w warunkach rzeczywistych, pomimo współczynnika nadmiaru powietrza większego bądź równego jedności występuje w spalinach niewielka ilość CO (~0,5%, a w przypadku złego wymieszania paliwa z powietrzem nieco więcej). Nawet przy spalaniu niezupełnym znajduje się w produktach spalania niewielka ilość tlenu (~0,5%), co tłumaczone jest rozpadem powstającego przy wysokich temperaturach NO. Niezależnie od wartości współczynnika nadmiaru powietrza spaliny zawierają $(0,2-0,3\%)$ węglowodorów, głównie metanu (CH_4) oraz śladowe ilości SO_2 [10, 11].

BADANIE ADEKWATNOŚCI OPRACOWANEJ METODY

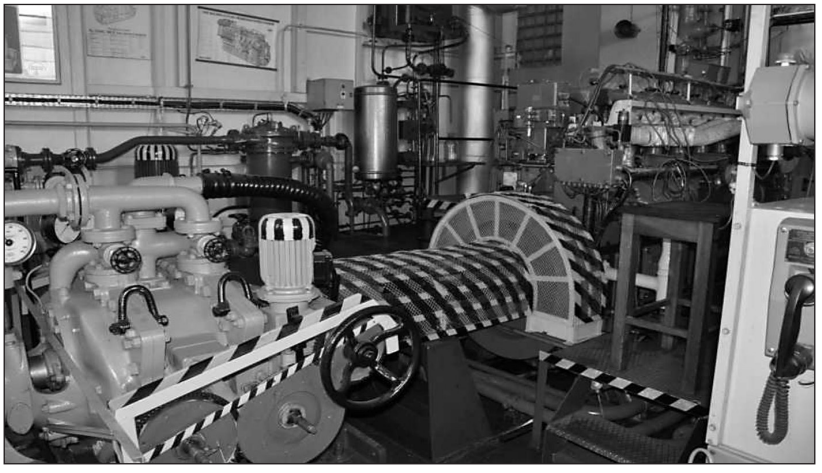
Badanie adekwatności miało na celu przeprowadzenie analizy merytorycznej wyników badań, polegającej na logicznej ocenie analitycznie otrzymanych wartości składu i ilości spalin wilgotnych z wartościami zmierzonymi, uwzględniającymi zjawiska zachodzące w badanym obiekcie.

Do przeprowadzenia badań wybrano stanowisko laboratoryjne okrętowego tłokowego silnika spalinowego Sulzer 6Al20/24. Stanowisko to znajduje się w Laboratorium Eksploatacji Siłowni Okrętowych, Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Silnik Sulzer 6Al 20/24 jest nienawrotnym, 4-suwowym

silnikiem wysokoprężnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa, doładowaniem przy pomocy turbosprężarki i chłodzeniem powietrza doładowującego o mocy 420 kW. Posiada sześć cylindrów pracujących w układzie rzędowym. Odbiornikiem energii zastosowanym na stanowisku laboratoryjnym jest hamulec wodny Froude'a typu DPY6D [5]. Widok stanowiska laboratoryjnego silnika 6Al20/24 przedstawia rysunek 3.

Podczas badań dokonano pomiaru wielkości fizycznych niezbędnych do przeprowadzenia weryfikacji opracowanej metody. Pomiarów dokonano podczas pracy na obciążeniach ustalonych rozpatrywanego obiektu badań, w zakresie od obciążenia minimalnego do maksymalnego, z zachowaniem stałej nastawy listwy paliwowej. Wyniki pomiarów przedstawia tabela 1. Pomiaru emisji głównych składników spalin wilgotnych dokonano przy pomocy następujących analizatorów:

- analizatorów elektrochemicznych (ECS): Testo 350 i Testo 360;
- analizatora płomieniowo-jonizacyjnego (H-FID): FIA – 326 DK THC firmy HORIBA.



Rys. 3. Widok stanowiska laboratoryjnego okrętowego tłokowego silnika spalinowego Sulzer 6Al20/24

Na podstawie powyższych wyników pomiarów dokonano obliczeń ilości i składu spalin, zgodnie z algorytmem opracowanej metody, dla współczynników nadmiaru powietrza i zużycia paliwa zarejestrowanych podczas badań. W celu ujednolicenia jednostek dla poszczególnych składników spalin oraz sprowadzenia do normalnych warunków atmosferycznych, dokonano ich przeliczenia zgodnie z zależnością [13]:

$$conc = \frac{m}{m_v} \cdot \frac{T_0}{T_{ot}} \cdot \frac{p_{ot}}{p_0} \cdot \frac{conc(ppm)}{10^6} \left[\frac{g}{m^3} \right] \tag{4}$$

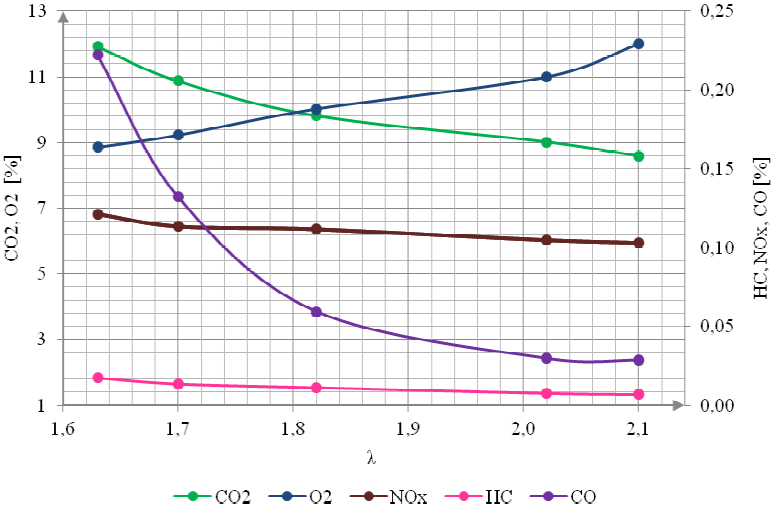
gdzie: m – masa cząsteczkowa; m_v – objętość molowa; T_0 – temperatura odniesienia; T_{ot} – temperatura otoczenia; p_0 – ciśnienie odniesienia; p_{ot} – ciśnienie otoczenia; $conc\left(ppm\right)$ – koncentracja.

Tabela 1. Wyniki pomiarów wielkości fizycznych zarejestrowanych dla ustalonych stanów pracy silnika Sulzer 6AL20/24 w zakresie od obciążenia minimalnego do maksymalnego

Arkusz pomiarowy													
Lp.	Wartości uśrednione												
	n [obr/min]	m_{pal} [kg]	t [s]	$\dot{V}_{pow}$ [m^3/kg]	T_{spal} [K]	p_{ot} [hPa]	T_{ot} [°C]	CO_2 [%]	CO [ppm]	O_2 [%]	HC [ppm]	NO_x [ppm]	l [–]
1.	350	0,38	30,00	553,20	810,66	1018,00	19,60	8,38	2454,46	8,56	123,60	1249,20	1,63
2.	500	0,50	30,00	892,90	808,35	1018,50	21,10	7,68	1466,60	8,96	97,10	1447,40	1,70
3.	600	0,57	30,00	1277,90	807,08	1018,70	22,30	6,96	661,90	9,77	80,85	1160,00	1,82
4.	700	0,59	30,00	1698,40	666,40	1001,80	21,40	6,48	335,10	10,87	55,55	1104,00	2,02
5.	750	0,62	30,00	1967,30	654,89	1001,00	23,20	6,22	323,76	11,94	50,27	1093,00	2,10

Tabela 2. Procentowy masowy udział poszczególnych składników w spalinach wilgotnych, dla ustalonych stanów pracy badanego silnika

Lp.	CO_2 [%]	O_2 [%]	CO [%]	HC [%]	NO_x [%]
1.	11,93	8,86	0,22	0,02	0,12
2.	10,88	9,23	0,13	0,01	0,11
3.	9,82	10,03	0,06	0,01	0,11
4.	9,02	11,00	0,03	0,01	0,10
5.	8,60	12,00	0,03	0,01	0,10

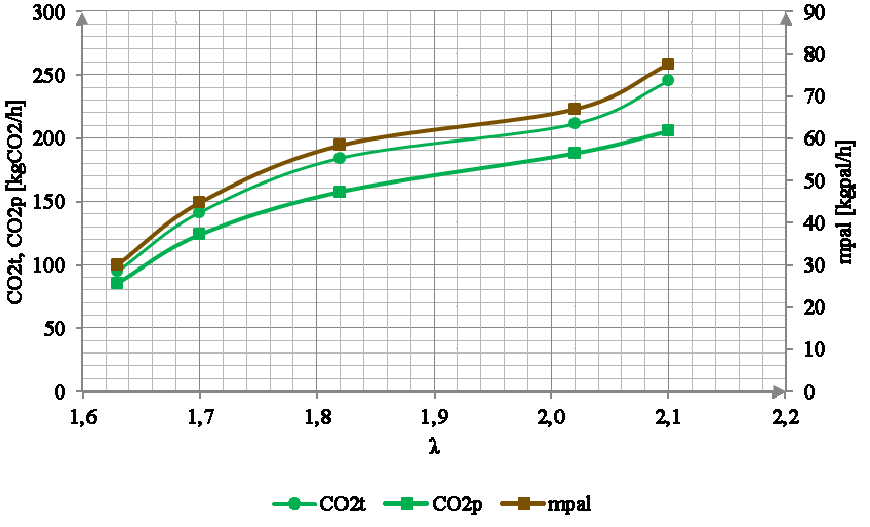


Rys. 4. Zależności procentowego masowego udziału poszczególnych składników w spalinach wilgotnych od współczynnika nadmiaru powietrza λ

Procentowe masowe udziały poszczególnych składników w spalinach wilgotnych, zarejestrowane podczas badań, przedstawiono w tabeli 2, natomiast na rysunku 4 przedstawiono zależność tych udziałów od współczynnika nadmiaru powietrza λ.

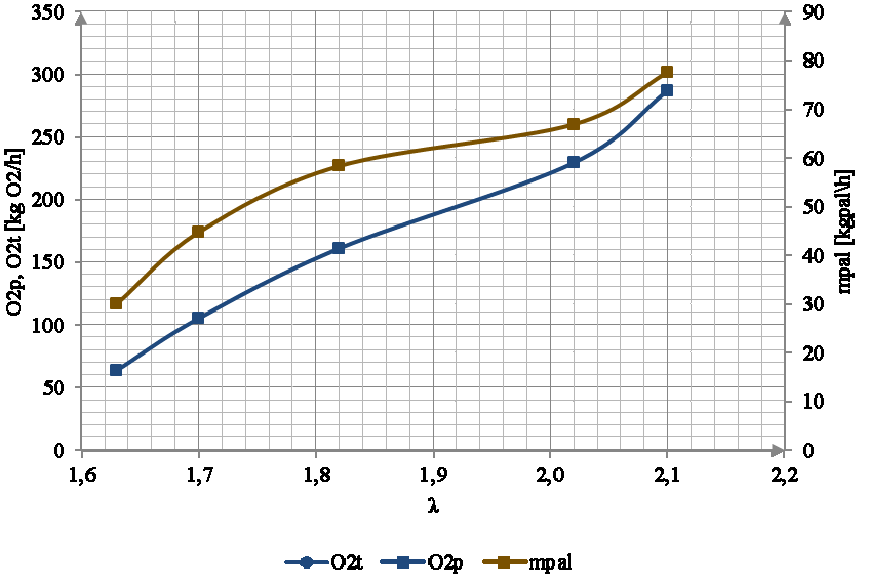
Na podstawie przebiegów przedstawionych na rys. 4 można stwierdzić, że skład spalin wilgotnych określony podczas badań zawiera śladowe ilości *CO, HC* i NO_x w porównaniu z ilością CO_2 i O_2. Wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza λ udział poszczególnych składników w spalinach wilgotnych maleje, za wyjątkiem O_2, którego udział wzrasta. Charakter rozpatrywanych zależności zbliżony jest do liniowego, za wyjątkiem *CO*, którego zależność ma charakter nieliniowy. Charakter powyższych zależności zgodny jest z przebiegiem zależności otrzymanych na podstawie opracowanej metody.

Przystępując do weryfikacji opracowanej metody należy dokonać porównania ilości poszczególnych składników zawartych w spalinach, wyznaczonych na podstawie obliczeń teoretycznych, z wynikami pomiarów zarejestrowanych podczas badań. Aby tego dokonać należy wyniki obliczeń teoretycznych, przemnożyć przez strumień paliwa oraz podzielić przez strumień spalin zarejestrowany podczas badań wstępnych, na poszczególnych ustalonych obciążeniach silnika. Z uwagi na to, że obliczenia teoretyczne dla $\lambda > 1$ nie uwzględniają występowania w spalinach NO_x, *HC* oraz *CO,* porównania dokonano jedynie dla CO_2 i O_2. Porównanie teoretycznego (wyznaczonego dla strumienia paliwa z pomiaru) i pomiarowego natężenia emisji CO_2 i O_2, w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza λ przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



Rys. 5. Zależność natężenia emisji CO_{2t} (obliczeniowe) i CO_{2p} (pomiarowe) oraz $\dot{m}_{pal}$ od współczynnika nadmiaru powietrza λ

Na podstawie przebiegów przedstawionych na rysunkach 5 i 6 można stwierdzić, że dla O_2 uzyskano dużą zgodność wyników otrzymanych z obliczeń z wartościami zarejestrowanymi podczas pomiaru. Jedynie dla CO_2 występuje rozbieżność około 10%. Powodem tego może być niedokładności pomiaru CO_2 lub niedokładność pomiaru zużycia paliwa przyjmowanego następnie do obliczeń. W celu utwierdzenia się co do poprawności wykonania obliczeń, dodatkowo dokonano sprawdzenia sumy natężenia emisji składników spalin wilgotnych. Do wyników uzyskanych z pomiaru dodano brakujące udziały składników spalin otrzymane z obliczeń. Obliczenia przeprowadzono osobno dla każdego obciążenia silnika, otrzymując zgodność sumy natężenia emisji składników spalin wilgotnych z błędem nie przekraczającym 1,5%. Podsumowując można stwierdzić, że opracowana metoda analitycznego wyznaczania składu oraz ilości spalin została opracowana poprawnie. Na uwagę zasługuje jednak fakt, że dokładność obliczeń w tej metodzie zależy od dokładności pomiaru zużycia paliwa i rzeczywistego zapotrzebowania powietrza do spalania.



Rys. 6. Zależność natężenia emisji O_{2t} (obliczeniowe) i O_{2p} (pomiarowe) oraz $\dot{m}_{pal}$ od współczynnika nadmiaru powietrza λ

Oczywistym jest, że powyższe rozważania mają charakter teoretyczny ze względu na przyjęte założenia upraszczające. Sprawia to, że przedstawione wyniki nie mogą być dokładnym odzwierciedleniem rozpatrywanych zagadnień, a jedynie przybliżają występującą w tych rozważaniach słuszną regułę. Możliwość przeprowadzenia pełnych badań adekwatności otrzymanych wyników obliczeń wymaga przeprowadzenia badań z zastosowaniem przyrządów do pomiaru wszystkich składników spalin oraz przyrządów do elektronicznej rejestracji strumienia masy paliwa. Nie mniej

jednak, przybliżony charakter obliczeń nie fałszuje przedstawionych zależności i może być wstępem do dalszych, bardziej wnikliwych badań.

WNIOSKI

W wyniku realizacji badań dokonano opracowania metody analitycznego wyznaczania składu oraz ilości spalin okrętowego silnika spalinowego. W celu weryfikacji opracowanej metody przeprowadzono badanie adekwatności. Wyniki przeprowadzonej analizy merytorycznej pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków końcowych:

1. Opracowana metoda pozwala w sposób pośredni wyznaczać skład oraz ilość spalin okrętowego silnika spalinowego na podstawie znanego składu i zużycia paliwa oraz rzeczywistego zapotrzebowania powietrza do spalania. Pozwala na wyznaczenie wszystkich składników spalin wilgotnych, w tym H_2O, N_2 i SO_2, których stężenia zazwyczaj nie są mierzone przez analizatory spalin.
2. Opracowana metoda pozwala na analityczną ocenę procesu spalania w sposób przybliżony, ale z wystarczającą w aplikacjach inżynierskich dokładnością.
3. Wyniki analizy merytorycznej wskazują, że dokładność obliczeń uzależniona jest od dokładności pomiaru zużycia paliwa i rzeczywistego zapotrzebowania powietrza do spalania.
4. Istnieje możliwość wykorzystania opracowanej metody na potrzeby diagnostyki oraz dydaktyki w zakresie okrętowych tłokowych silników spalinowych.
5. Opracowana metoda może stanowić materiał wyjściowy do dalszych bardziej szczegółowych badań pod względem stechiometrycznej oceny procesu spalania w okrętowych silnikach spalinowych.

LITERATURA

1. Chłopek Z.: Ochrona środowiska naturalnego. WKiŁ, Warszawa 2002.
2. Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 1. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
3. Piaseczny L., Chłopek Z.: Zastosowanie teorii planowania doświadczeń w badaniach ekologicznych właściwości silników spalinowych. Archiwum Motoryzacji, 2-3, 2002.
4. Piaseczny L.: Zastosowanie teorii planowania doświadczeń w badaniach okrętowych silników spalinowych. Zeszyty Naukowe AMW, Rok XLIV, nr 1 (152), 2003.
5. Piaseczny L., Zadrąg R.: Stanowisko do realizacji kompleksowych pomiarów cieplnych i do badania emisji związków toksycznych w spalinach wylotowych. Konferencja „Silniki w zastosowaniach wojskowych" SILWOJ'99, WAT-AMW, Jurata 1999.
6. Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.

7. Pudlik W.: Termodynamika. Wydawnictwo PG, Gdańsk 1998.
8. Staniszewski B.: Termodynamika. PWN, Warszawa 1982.
9. Szargut J.: Termodynamika. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
10. Wiśniewski S.: Podstawy termodynamiki silników spalinowych. WNT, Warszawa 1963.
11. Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1999.
12. Witkowski K., Włodarski J. K.: Okrętowe silniki spalinowe. Podstawy teoretyczne. Wydawnictwo AM, Gdynia 2006.
13. Norma EN ISO 8178-1:1996 Silniki spalinowe tłokowe – pomiar emisji spalin.

UTILITY ASSESSMENT OF THE METHOD OF ANALYTICAL DETERMINING THE COMPOSITION OF MARINE ENGINE EXHAUST GASES

Abstract

The paper presents results of research aimed at developing methods for assessing the combustion process using stoichiometric equations. With this method it is possible to determine the composition and quantity of gases produced by combustion of fuel of known composition for any load. The article presents the results of checking the adequacy of the results obtained on the basis of this method with the results of the measurements recorded during the tests carried out on a laboratory marine engine Sulzer 6AL20/24.

Keywords: simulation research, marine engine, combustion stoichiometry.

Jarosław Pytka[1)], Piotr Tarkowski[2)]
Piotr Budzyński[3)], Łukasz Kaznowski[4)]

WÓZEK DYNAMOMETRYCZNY DO BADAŃ SYMULACYJNYCH WSPÓŁPRACY KOŁA OGUMIONEGO Z NAWIERZCHNIĄ NIEUTWARDZONĄ

Streszczenie. W pracy przedstawiono projekt wózka dynamometrycznego do badań gruntowych lub trawiastych nawierzchni lotniskowych pod kątem ich przydatności do startów i lądowań samolotów lotnictwa ogólnego w różnorodnych warunkach pogodowych. Istotą wózka jest jego użycie jako narzędzia projektowanej metody oceny nawierzchni lotniskowych. Wynikiem pomiarów z użyciem wózka będą dwa istotne parametry opisujące współpracę koła z nawierzchnią: współczynnik oporów toczenia oraz sczepność.

Słowa kluczowe: terramechanika, wózek dynamometryczny, lotniska trawiaste, metody pomiarowe.

WPROWADZENIE

Współpraca koła ogumionego z nawierzchnią nieutwardzoną warunkuje wynikowe własności jezdne pojazdu lub maszyny. Współczynnik siły oporów toczenia oraz jednostkowa reakcja pozioma, najczęściej podawana w zależności od poślizgu koła stanowią najważniejsze wielkości opisujące układ koło – podłoże. Prezentowany w artykule wózek dynamometryczny będzie służył do wyznaczania wyżej wymienionych wielkości dla koła podwozia głównego samolotu PZL 104 Wilga 35A na nieutwardzonej nawierzchni lotniska trawiastego. Projekt i realizacja wózka są jednym z zadań realizowanego w Katedrze Pojazdów Samochodowych Politechniki Lubelskiej Projektu Badawczego „Metoda oceny i badania gruntowych nawierzchni lotniskowych".

Głównym celem Projektu Badawczego jest opracowanie metody oceny gruntowych i trawiastych nawierzchni lotniskowych, dzięki której użytkownicy tych lotnisk będą mogli uzyskać aktualną informację o stanie nawierzchni w aspekcie podejmowania decyzji o wykonaniu danej operacji lotniczej. W Polsce jest kilkanaście dużych i kilkadziesiąt małych lotnisk i lądowisk o nawierzchni trawiastej. Lotniska tego typu są również bardzo popularne w Europie Zachodniej oraz w Stanach Zjed-

[1)] Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Lubelska, e-mail: j.pytka@pollub.pl
[2)] Politechnika Lubelska, e-mail: p.tarkowski@pollub.pl
[3)] Politechnika Lubelska, e-mail: p.budzynski@pollub.pl
[4)] WSK PZL Świdnik, c/o Politechnika Lubelska, e-mail: l.kaznowski@wp.pl

noczonych, a korzysta z nich znacząca liczba ok. 500.000 samolotów GA (General Aviation), do których zaliczamy samoloty szkolne, sportowe, turystyczne, rolnicze, gaśnicze a także śmigłowce Lotniczego Pogotowia Ratunkowego. Dostęp do aktualnej informacji o stanie nawierzchni może przyczynić się do lepszego wykorzystania tego typu lotnisk, również w okresie późnojesienno – zimowym.

Do znanych metod określania warunków współpracy koła z nawierzchnią nieutwardzoną należą:

- metoda penetrometru stożkowego, pozwalająca na określenie tzw. wskaźnika stożkowego (CI – Cone Index) oraz pochodnych, dobrze skorelowanych z przejezdnością w terenie;
- metoda bewametru (Bekkers Value Meter), dająca w wyniku wartości współczynników modelu Bekkera, który w połączeniu z modelem Coulomba umożliwia wyznaczanie sił trakcyjnych (siła jazdy oraz siła oporów toczenia na nawierzchni nieutwardzonej);
- metoda pomiarów bezpośrednich, dokonywanych za pomocą przyczepki dynamometrycznej lub testera jednokołowego (tzw. single wheel tester).

Projektowany wózek dynamometryczny mieści się w ramach trzeciej z wymienionych wyżej grup metod badawczych.

Ważniejsze metody badawcze nawierzchni lotniskowych są następujące:

- metoda CBR (California Bearing Ratio), pozwalająca określić nośność danej nawierzchni, dość dobrze skorelowana z metodą penetrometru stożkowego i mozliwa do zastosowania w przypadku nawierzchni gruntowych, trawiastych;
- metoda ACN-PCN (Aircraft Classification Number – Pavement Classification Number), polegająca na porównaniu dwóch wskaźników: ACN – dla samolotu oraz PCN – dla nawierzchni pasa startowego, stosowana przede wszystkim dla lotnisk z pasem o nawierzchni utwardzonej;
- metoda pomiarów tzw. sczepności (fizycznie jest to współczynnik w modelu tarcia Amontonsa, czyli współczynnik przyczepności), pomiar przeprowadzany jest za pomocą specjalnego samochodu wyposażonego w piąte koło badawcze (tzw. friction tester) lub samochodu z przyczepką dynamometryczną, wyniki pomiaru są kodowane i udostępniane w formie tzw. NOTAM (Notice to Airmen).

Ideą autorów jest zaproponowanie metody analogicznej do metody pomiarów sczepności z pewnymi modyfikacjami:

- oprócz pomiaru sczepności będzie realizowany pomiar współczynnika oporów toczenia, które na lotnisku o nawierzchni trawiastej lub gruntowej stanowią znaczący czynnik ograniczający własności jezdne podwozia kołowego;
- dodatkowo przewiduje się uzyskanie informacji o nierównościach nawierzchni lotniska na podstawie pomiarów, np. drgań koła badawczego.

Niniejszy artykuł prezentuje projekt wózka dynamometrycznego, który będzie głównym narzędziem proponowanej metody oceny nawierzchni lotnisk trawiastych.

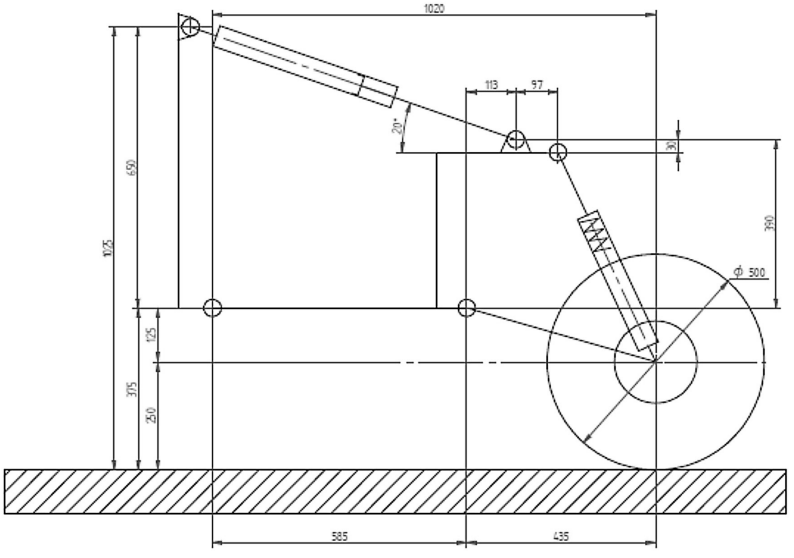
PROJEKT WÓZKA DYNAMOMETRYCZNEGO

Założenia projektowe

Założenia projektu wózka dynamometrycznego opracowano w zgodności z wymaganiami wynikającymi z Projektu a w szczególności uwzględniono następujące właściwości:

- rozmiary kół badanych 13÷15”, koło PZL Wilga 35A
- obciążenie pionowe do 4.0 kN,
- kat znoszenia prawo – lewo ± 30°,
- pomiar sił i momentów na osi koła,
- bezprzewodowy przesył sygnałów pomiarowych,
- zdalne sterowanie pomiarami,
- sterowanie wartością obciążenia pionowego,
- hamulec umożliwiający uzyskanie poślizgu koła badanego,
- sterowanie obrotami koła badanego – realizacja poślizgu koła,
- wózek wleczony za Suzuki Vitara.

Szkic koncepcyjny wózka z najważniejszymi wymiarami przedstawiono na rysunku 1. W odróżnieniu od rozwiązań typowych dla przyczepek dynamometrycznych, w których obciążenie koła badanego realizowane jest poprzez dodawanie/odejmowanie masy, projektowany wózek wyposażono w siłownik umożliwiający zmianę obciążenia koła badanego. Wynikła z tego konieczność zaprojektowania



Rys. 1. Szkic koncepcyjny wózka dynamometrycznego z głównymi wymiarami

ramy stałej, łączonej sztywno z ramą nośną pojazdu bazowego oraz ramy pośredniej, zawieszonej wahliwie, do której montowane jest zawieszenie koła badanego. Zakres wartości obciążenia pionowego jest ograniczony przede wszystkim masą całkowitą pojazdu bazowego i w przypadku zabudowy wózka na odpowiednio ciężkim samochodzie, zakres ten można będzie zwiększyć. Przewiduje się zakres praktycznych prędkości prób 0 – 60 km/h, choć stan nawierzchni badanej może ograniczyć prędkość prób ze względu na niebezpieczne drgania. Zasadniczo, próby z użyciem wózka będą polegały na wielokrotnych przejazdach po badanej nawierzchni z zastosowaniem dwóch trybów pracy koła badanego: (1) toczenie swobodne – wyznaczanie współczynnika oporów toczenia oraz (2) hamowanie – wyznaczanie sczepności.

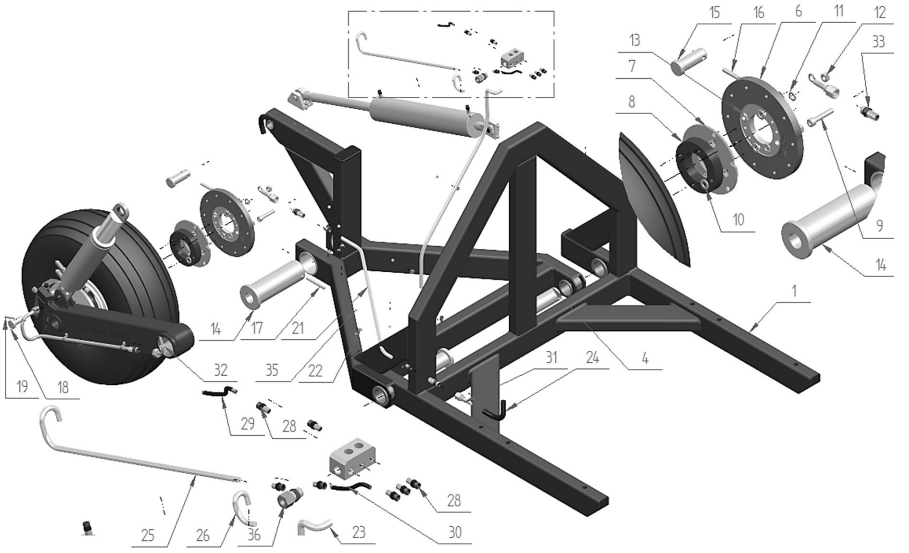
Wybrane szczegóły konstrukcji wózka dynamometrycznego

Do zaprojektowania wózka wykorzystano programy inżynierskie modelujące 3D takie jak Autodesk Mechanical Desktop, 2006 jaki i Solid Edge ST4, dzięki którym otrzymano wizualizację oraz bazę rysunków wykonawczych potrzebnych do wykonania części składowych jak i podzespołów wózka. Wykonano kompletną dokumentację, w tym rysunek złożeniowy oraz rysunki wykonawcze wszystkich elementów wózka.

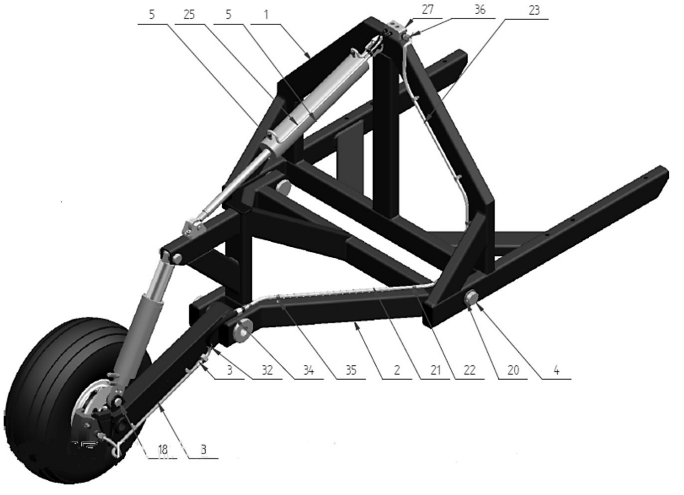
W projekcie stanowiska wykorzystano profile stalowe z materiału PN -ST3S *(wg EN S235JR)* o przekroju 80x40x5mm, z których zbudowana jest rama montażowa wózka (ozn. WD-02,000,01) montowana do auta przeznaczonego do badań, oraz ramka pośrednia (WD-04,000,02) do której jest montowany zespół podwozia głównego PZL-104 WILGA 35A i znajdujące się w nim koło wykorzystane do badań. W wersji prototypowej konfiguracja wózka umożliwia badanie współpracy koła w/w samolotu, należy jednak nadmienić, iż zaprojektowano równolegle rozwiązanie umożliwiające instalację dowolnego koła jezdnego o średnicy z zakresu (13 – 15’). W zespole wózka znajduje się układ hydrauliczny do sterowania układem hamulcowym koła pomiarowego oraz do układu hydraulicznego siłownika. Siłownik ma na celu wywarcie stałego nacisku na koło pomiarowe zamontowane na wahaczu. W celu wyeliminowana przesztywnienia układu wykorzystano amortyzator hydrauliczny, oryginalny z podwozia PZL 104 Wilga 35A który jest sterowany ręcznie zakresem tłumienia. Do układu sterowania siłownikiem docisku koła do podłoża zaprojektowano pompę hydrauliczną zasilaną napięciem 12V.

Konstrukcja wózka

Na rysunku 2 pokazano elementy składowe wózka, natomiast rysunek 3 przedstawia widok ogólny wózka.



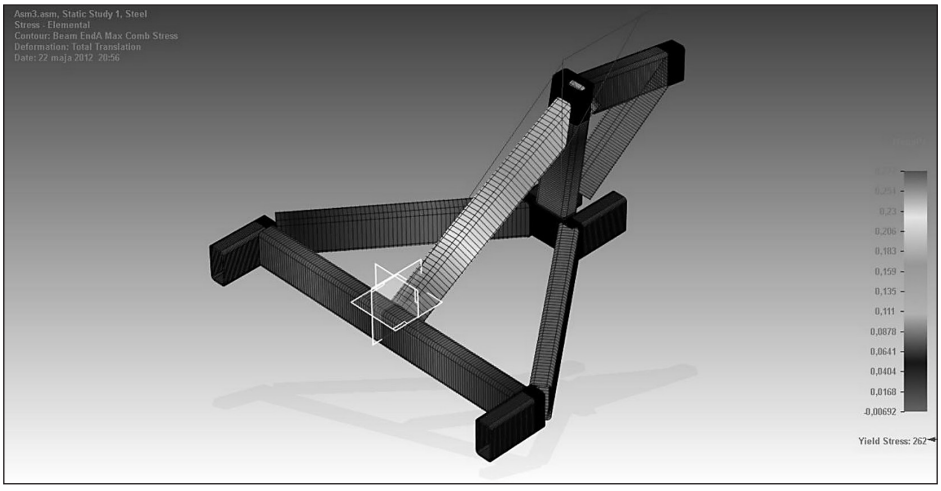
Rys. 2 Elementy składowe wózka dynamometrycznego. Oznaczenia: 1 – rama główna (stała), 2 – rama pośrednia (uchylna), 3 – zespół podwozia głównego PZL 104 Wilga 35A, 4 – trzpień łącznika, 5 – siłownik hydrauliczne, 6 – sześcioskładnikowy dynamometr do pomiaru sił i momentów, 7 – tarcza dystansowa, 8 – tuleja pośrednia, 9 – śruba, 10 – podkładka, 11 – podkładka, 12 – nakrętka, 13 – nakrętka, 14 – trzpień, 15 – trzpień mały, 16 – kołek zabezpieczający, 17 – kołek zabezpieczający, 18 – trzpień zabezpieczający, 19 – kołek zabezpieczający, 20 – kołek zabezpieczający, 21 – rurka hydrauliczna, 22 – mocowanie, 23 – rurka hydrauliczna, 24 – przewód hydrauliczny, 25 – rurka hydrauliczna, 26 – rurka hydrauliczna, 27 – kolektor hydrauliczny, 28 – złączka hydrauliczna, 29 – przewód hydrauliczny, 30 – przewód hydrauliczny, 31 – złączka, 32 – złączka, 33 – złączka, 34 – przewód hydrauliczny, 35 – nit 6, 36 – złączka.



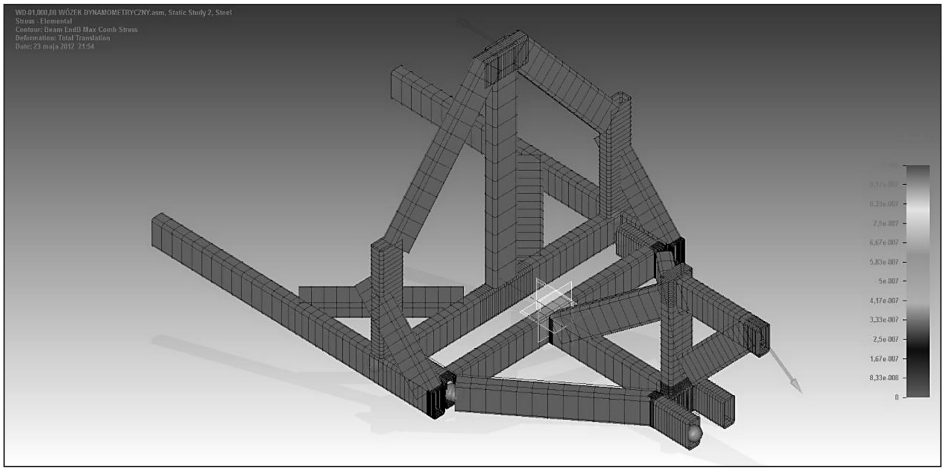
Rys. 3. Widok ogólny wózka dynamometrycznego. Oznaczenia jak na rysunku 2

BADANIA SYMULACYJNE RAMY WÓZKA NA OBCIĄŻENIE

W celu sprawdzenia wytrzymałości ramy montażowej i pośredniej wózka dynamometrycznego zostały przeprowadzone badania symulacyjne. Ich wyniki wskazały konieczność zmian w założonych na wstępie materiałach konstrukcyjnych. Wstępnie dobrany materiał na ramy z profilu 80x40x4mm został zmieniony w celu poprawienia sztywności na 80x40x5mm. Zastosowano również dodatkowe usztywnienie ramki pośredniej w celu usztywnienia ramy. Przykładowe wyniki symulacji pokazano na rysunkach 4 i 5.



Rys. 4. Symulacja obciążenia ramki pośredniej



Rys. 5. Symulacja obciążenia kompletnej ramy wózka

APARATURA POMIAROWO-BADAWCZA WÓZKA DYNAMOMETRYCZNEGO

Zgodnie z założeniami projektowany wózek będzie wyposażony w aparaturę pomiarowo-badawczą umożliwiającą następujące pomiary:

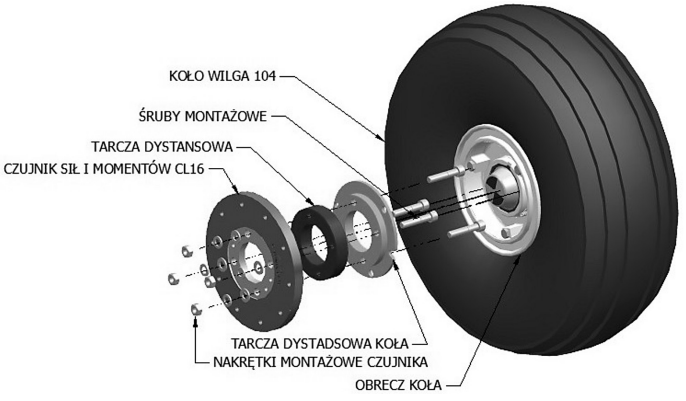
- pomiar siły obciążenia pionowego oraz siły wzdłużnej (oporów toczenia koła);
- pomiar prędkości obrotowej koła badanego;
- wyznaczanie nierówności nawierzchni poprzez pomiar pośredni drgań koła badanego.

Poniżej opisano rozważane w ramach projektu rozwiązania.

Sześcioskładnikowy dynamometr do pomiaru sił i momentów na kole badanym

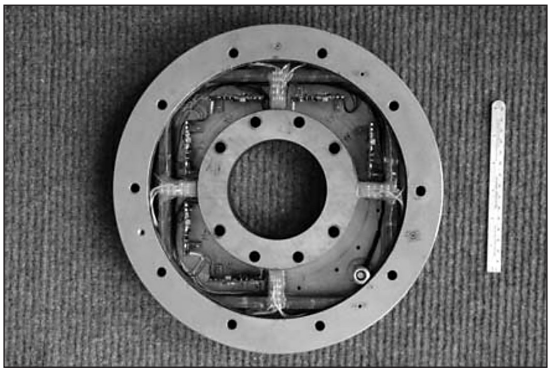
Doświadczenia lat ubiegłych z użytkowania wieloskładnikowych dynamometrów do pomiaru sił i momentów na kole jezdnym [1, 2] skłoniły konstruktorów wózka do zastosowania tego rodzaju urządzeń pomiarowych w opisywanym projekcie. Dynamometr sześcioskładnikowy umożliwia pomiar trzech sił, działających w kierunkach X – Y – Z oraz momentów wokół trzech osi. Chociaż pierwotne przeznaczenie wózka wymaga jedynie dwóch z 6 mierzonych wielkości (co można uzyskać również na sposób pomiaru poza kołem, np. w osi lub zawieszeniu), to jednak założono rozwojowy charakter wózka, zatem zastosowanie czujników o szerszych możliwościach jest uzasadnione, pomimo wyższych kosztów. Na obecnym etapie projektu rozpatrywane są dwa rozwiązania:

- zastosowanie dynamometru jako podzespołu dodatkowego, montowanego z użyciem tarczy pośredniej między piastę koła a wahacz (patrz rysunek 6),
- zaprojektowanie i wykonanie nowego dynamometru, znacznie mniejszego, zintegrowanego w piaście koła badanego (koło PZL 104 Wilga 35A).



Rys. 6. Jedno z rozpatrywanych rozwiązań integracji sześcioelementowego czujnika sił i momentów dla wózka dynamometrycznego

Niezależnie od wybranej opcji, dynamometr sześcioskładnikowy jest precyzyjnym przyrządem pomiarowym zbudowanym z wykorzystaniem tensometrii elektrooporowej. Element sprężysty, pokazany na rysunku 7, składa się z 4 poprzeczek radialnych oraz 4 obwodowych. Tensometry naklejane są na wybranych powierzchniach poprzeczek elementu sprężystego, tworząc układ pełnego mostka dla każdej z mierzonych wielkości.



Rys. 7. Element sprężysty dynamometru sześcioelementowego do pomiaru sił i momentów

Dodatkowo, zastosowano tensometry „martwe" w celu kompensacji temperaturowej. Wewnątrz korpusu dynamometru, pomiędzy poprzeczkami elementu sprężystego, wbudowano wzmacniacze sygnału dla wszystkich sześciu kanałów pomiarowych.

Komputer pokładowy z systemem bezprzewodowego przesyły danych

Innym interesującym rozwiązaniem zastosowanym w projekcie wózka dynamometrycznego do badań współpracy koła ogumionego z nawierzchnia nieutwardzoną jest komputer pokładowy, którego głównym zadaniem jest gromadzenie i analiza danych pomiarowych oraz szybkie wyznaczanie żądanych parametrów w trakcie pomiarów. Komputer zrealizowano na standardowej platformie *TABLET PC*, pracującej w systemie *Android* i wykorzystującej technologie bezprzewodowe do komunikacji z przetwornikiem sił (dynamometrem), który podczas testów obraca się. Głównym elementem komputera jest specjalistyczne oprogramowanie, umożliwiające realizację następujących funkcji praktycznych:

- ciągła komunikacja z urządzeniami pomiarowymi;
- nastawy parametrów zmiennych, zależnych od warunków pomiaru, itd;
- uaktywnianie kanałów pomiarowych;
- wyzwalanie i zatrzymywanie pomiarów;
- przesył danych pomiarowych drogą radiową oraz zapis danych;
- analiza danych pomiarowych według założonych algorytmów oraz
- wyznaczenie i wyświetlenie na ekranie wyników finalnych.

Istotnym z punktu widzenia wiarygodności uzyskiwanych wyników było zaprogramowanie procedury pomiarowej, która jest następująca:

- rozpędzanie do prędkości pomiarowej;
- realizacja pomiaru oporów toczenia (10 sekund);
- stopniowe hamowanie koła aż do zablokowania – realizacja pomiaru sczepności.

Bezprzewodowy przesył danych pomiarowych zaprojektowano z użyciem technologii Bluetooth® a maksymalny zasięg łącza radiowego wynosi do 25 m. Niezawodność zastosowanej technologii przesyłu bezprzewodowego sprawdzono praktycznie w zakończonych pracach badawczych, w których realizowano pomiary z użyciem dwóch sześcioelementowych dynamometrów zainstalowanych na kołach kierowanych pojazdu badawczego. Do współpracy z modułem nadawczo-odbiorczym zintegrowanym z dynamometrem konieczne jest użycie kompatybilnego urządzenia bazowego, którego rolę pełni opisany powyżej komputer pokładowy, wyposażony fabrycznie w złącze Bluetooth®.

PODSUMOWANIE

Wózek dynamometryczny przedstawiony w referacie będzie wykorzystywany do badań symulacyjnych współpracy koła ogumionego z nawierzchnią nieutwardzoną. Pierwotne zastosowanie dotyczy badań nawierzchni lotniskowych, natomiast wykorzystanie wózka do innych celów badawczych jest również rozpatrywane perspektywicznie. Zastosowane technologie pozwolą na prowadzenie pomiarów w warunkach polowych i uzyskiwanie natychmiastowych wyników pożądanych parametrów (współczynnik oporów toczenia i sczepność).

LITERATURA

1. Pytka J., A Wheel Dynamometer for Off-Road Vehicle Testing. SAE Technical Paper Series, Paper No. 2008-01-0482, Warrendale, USA, 2008.
2. Pytka J., Tarkowski P., Fijałkowski S., Budzyński P., Dąbrowski J., Kupicz W., Pytka P., An instrumented vehicle for off road dynamics testing, Journal of Terramechanics, 48, 2011, 384-395.

DESIGN OF A SINGLE WHEEL TESTER FOR WHEEL-SOIL INTERACTION RESEARCH

Abstract

In this work we have presented a completed design of a single wheel tester for research of wheel-soil interactions. A primary purpose of the tester will be measurements of rolling resistance and friction between an aircraft wheel and a surface of grassy, unsurfaced airfields.

Keywords: Terramechanics, single wheel tester, grassy airfields and airstrips, measuring methods.

Przemysław Simiński[1)]

PROBLEMATYKA RUCHU NOWOCZESNYCH TRANSPORTERÓW WOJSKOWYCH

Streszczenie. Budowanie różnych wersji pojazdów, nie tylko wojskowych, na podwoziu bazowym jest powszechnie stosowaną praktyką. Opracowywanie przez producentów nowych konstrukcji pojazdów kołowych wiąże się z koniecznością badań nad bezpieczeństwem ruchu. W celu ich uniknięcia zwykle wykonuje się, zarówno bardzo kosztowne jak i niebezpieczne dla ludzi, badania na pojazdach prototypowych. Tworzenie nowych konstrukcji pojazdów nie powinno wiązać się z pogorszeniem ich bezpieczeństwa. Jednym z elementów wpływających na bezpieczeństwo pojazdów wojskowych są własności trakcyjne oraz zdolność do pokonywania terenu. W artykule zostaną zasugerowane kwestie związane z opracowywaniem nowej konstrukcji pływającego transportera, nośnika systemów wykrywania i identyfikacji. W tym wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych oraz analiz.

Słowa kluczowe: prototyp, mobilność, przeszkody terenowe.

WSTĘP

Problematyka ruchu nowoczesnych transporterów opancerzonych pomimo ciągłego rozwoju techniki jest ciągle zagadnieniem aktualnym. Poprawa parametrów trakcyjnych i zdolności pokonywania terenu pojazdów wojskowych jest oczekiwana przez użytkowników tego typ sprzętu. Wynika ona z rozwoju działań taktycznych, który wmusza między innymi działania nacechowane dużą dynamiką. Przyczyna to także charakter współczesnych konfliktów zbrojnych. Szczególnie wysokimi parametrami, we wspominanym zakresie, powinny odznaczać się transportery wojskowe, gdyż aktualnie to na nich spoczywa główny ciężar przenoszenia uzbrojenia oraz zapewnienia transportu. Trudności z określeniem podstawowych wymagań dla kołowych transporterów opancerzonych rozpoczynają się już w kwestiach fundamentalnych, a mianowicie definiowania pojęć.

PROBLEMATYKA DEFINIOWANIA

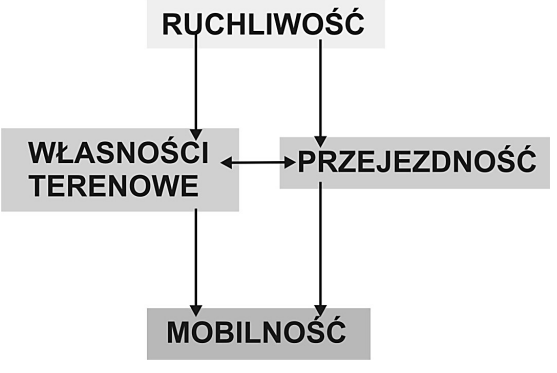
W przypadku pojazdów gąsienicowych funkcjonuje pojęcie ruchliwość. Odzwierciedla ona możliwości manewrowe i dynamiczne czołgu. Na pojęcie ruchli-

[1)] Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, e-mail: psiminski@tlen.pl

wości składają się: intensywność rozpędzania, zwrotność, zdolność pokonywania terenu, zasięg oraz przystosowanie do transportu na duże odległości. Wskazuje się największy wpływ na parametr ruchliwości mocy i mocy jednostkowej silnika oraz jakości zawieszenia [1]. Pojęcie ruchliwości funkcjonuje również w odniesieniu do wojskowych pojazdów terenowych. Na ruchliwość wojskowych pojazdów terenowych wpływają następujące czynniki: prędkość, zwrotność, zasięg i przekraczalność terenu [2]. Przy czym pod pojęciem przekraczalności terenu rozumie się zdolność do pokonywania przeszkód sztucznych i naturalnych, różnorodnych rodzajów nawierzchni oraz przeszkód wodnych. Z poprawą przejezdności związanych jest szereg parametrów konstrukcyjnych. Aktualnie częściej od ruchliwości funkcjonuje inny tożsamy termin. Zdolność pojazdów do pokonywania terenu to zespół cech i właściwości, które charakteryzują przystosowanie pojazdu do jazdy po drogach polnych, gruntowych oraz w terenie bez wytyczonych dróg [5]. Podobnie jak w przypadku ruchliwości na zdolność pokonywania terenu wpływa szereg parametrów konstrukcyjnych związanych z poszczególnymi układami oraz ich zespołami

Ponadto wiele zależy, jak w przypadku przejezdności różnych rodzajów nawierzchni, od współpracy koła ogumionego z gruntem. Z samą tylko współpracą koła ogumionego z podatnym podłożem wiążą się 2 terminy obcojęzyczne: rosyjski prochodimost oraz angielski mobility. Stąd też pojęcie mobilności. Wykorzystywanie zatem pojęcia mobilność w szerszym aspekcie niż w współpraca z podłożem jest nieprecyzyjne.

W technice wojskowej pomocne staje się ujednolicenie nomenklatury wg unormowań NATO. W badaniach pojazdów główne dokumenty standaryzacyjne to Stanag 4357 oraz 4358. W rozdziale 03-100 dotyczącym badań współpracy koła z podłożem (soft soil mobility) zostały przedstawione odpowiednie metodyki badań. Niestety w polskiej wersji rozdział został zatytułowany mylnie „Ruchliwość na podłożu odkształcalnym". Jak widać kwestia terminologii może wprowadzać pewne trudności, choćby komunikacji w zespołach badawczych. Zależności pomiędzy terminami w zakresie ruchliwości ilustruje schemat przedstawiony na rysunku nr 1.

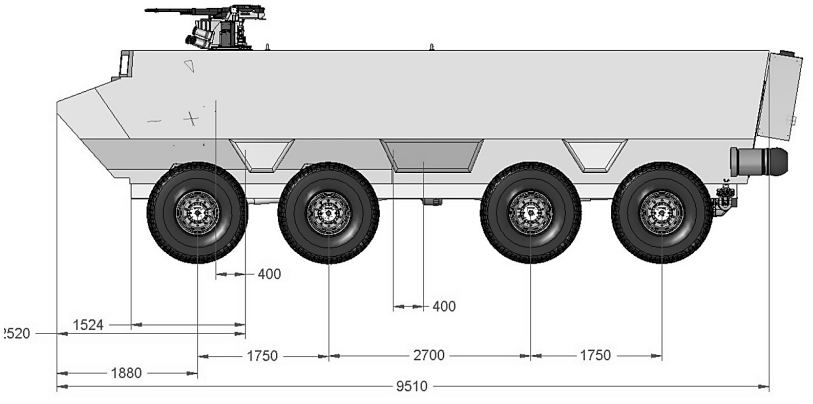


Rys. 1. Wzajemne zależności w zakresie terminologii wykorzystywanej do opisu ruchu pojazdu

PROBLEMATYKA WŁASNOŚCI TRAKCYJNYCH W ŚWIETLE ZADAŃ NOWEGO TRANSPORTERA NOŚNIKA

Podwozie bazowe opracowywanego kołowego transportera przeznaczone jest do zabudowy wyposażenia specjalistycznego Kołowego Transportera Rozpoznania Inżynieryjnego (rys. 2). W związku z tym musi posiadać ładowność przynajmniej 4000 kg oraz objętość niezbędną do zabudowy wyposażenia specjalistycznego i przewozu 5 osobowej załogi. Pojazd powinien pokonywać przeszkody wodne wpław w związku z tym musi posiadać odpowiednia wyporność. Rzutuje to na jego wymiary zewnętrzne, co przy zapewnieniu odpowiedniego poziomu ochrony załodze skutkuje rzeczywista masa całkowitą 27000 kg, a przy uwzględnieniu wymaganej ładowności masą całkowitą 32000 kg. Poziom wymagań określających własności trakcyjne został określony na wysokim poziomie dla tego typu pojazdów np: prędkość maksymalna, co najmniej 95 km/h; czas rozpędzania od 0 km/h do 60 km/h poniżej 25 s. Określono, że zapewnienie odpowiednich własności ruchowych w zakresie dynamiki jazdy zapewni moc jednostkowa nie mniejsza niż 14 kW/t. Narzuca to potrzebę zastosowania odpowiednich zespołów silnika, układu przeniesienia napędu, układu jezdnego, opon. Przy czym z analizy rynku i dostępnych podzespołów, widoczne są występujące dla nich ograniczenia w zakresie zapewnienia wystarczających parametrów: mocy, wartości przenoszonych momentów, nośności, rozpiętości przełożeń. Pojazd konfigurowano z wykorzystaniem parametrów o najwyższych katalogowych parametrach.

Projektowany pojazd przy zastosowaniu silnika o mocy 480 kW, w warunkach płaskiej utwardzonej nawierzchni powinien osiągnąć prędkość maksymalną 113 km/h, która to jest niższa od prędkości teoretyczne 116 km/h, na co wpływ mają



Rys. 2. Podwozie bazowe opracowywanego kołowego transportera przeznaczone jest do zabudowy wyposażenia specjalistycznego Kołowego Transportera Rozpoznania Inżynieryjnego. Źródło AMZ

opory ruchu. Nachylenie drogi 3% powoduje konieczność zredukowania biegu z siódmego na piąty i ograniczenie prędkości maksymalnej do 65 km/h co świadczy o niekorzystnym doborze wartości przełożeń w układzie napędowym. Przy załączonym przełożeniu terenowym w skrzyni rozdzielczej prędkość maksymalna wyniesie 65 km/h. Pokonywanie wzniesień drogowych o nachyleniu 10% będzie możliwe na trzecim biegu w przypadku przełożenia szosowego skrzyni rozdzielczej oraz piątym przy przełożeniu terenowym. Intensywność rozpędzania od 0 do 60 km/h wynosi 17,5 s, natomiast od 60–100 km/h 56 s.

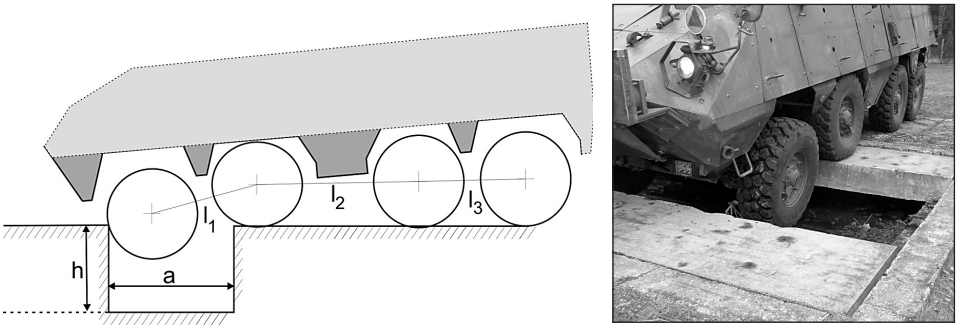
Do rozważań wstępnych w zakresie zachowania transportera opancerzonego przydatne stają się modele symulacyjne, zweryfikowane eksperymentalnie [7]. Przyjęte założenia wstępne, następnie parametry i charakterystyki umożliwiły opracowanie odpowiedniego modelu pojazdu 8x8. Uzyskane wyniki badań symulacyjnych, dla przyjętych wymuszeń, wykazały wpływ zmiany prędkości pokonywania terenu przez pojazd na wybrane wielkości wyjściowe, takie jak wartość przyspieszeń bocznych, wartość obciążeń ogumienia (obserwacja utraty stabilności pojazdu) oraz wartości obciążeń w miejscu mocowania wahacza dolnego do kadłuba. Uzyskane wielkości wskazują, iż przyjęta konstrukcja pojazdu pozwala na bezpieczne przemieszczanie się w pewnych zakresach prędkości oraz przy określonych wymuszeniach kierownicy, chociaż np. jazda z prędkością V = 110 km/h i przy gwałtownym skręcie kierownicy o 75° spowodowało już utratę stabilności. Nie bez znaczenia jest również, że oszacowane w programach CAD położenia środka masy pojazdu wskazuje na jego podniesienie o ok. 300 mm, w stosunku do podobnych pojazdów. Powoduje to m.in. uzyskanie mniejszych wartości przyspieszeń bocznych w chwili utraty stabilności (6,7 m/s^2 – w porównaniu z 8,7 m/s^2) [8].

PROBLEMATYKA ZDOLNOŚCI DO POKONYWANIA TERENU

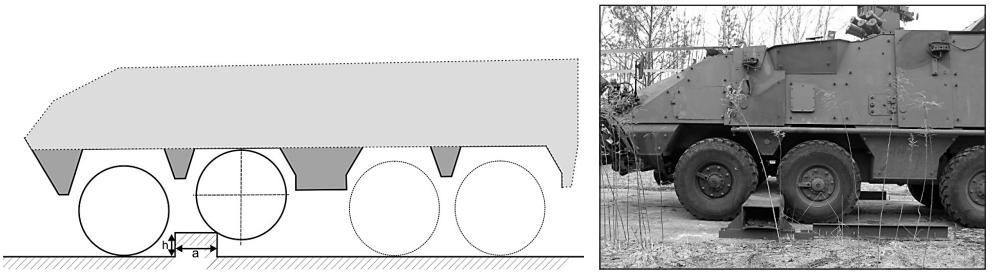
Uzyskanie pożądanych zdolności do pokonywania terenu wymaga odpowiedniej ilości osi napędowych w tym wypadku zdecydowano się na konfigurację układu 8x8. Założono uzyskanie wysokiej zdolności w zakresie pokonywania typowych przeszkód terenowych: kąt wzniesienia wzdłużnego co najmniej 30°; kąt wzniesienia poprzecznego co najmniej 20°; szerokość rowu 2 m; mur 0,4 m; ścianka 0,4 m; głębokość brodu bez przygotowania 1,2 m; prędkość maksymalną w terenie nie mniejsza niż 30 km/h.

Prawdopodobieństwo osiągnięcia założonych parametrów będzie większe, jeśli prześwit poprzeczny wyniesie, co najmniej 450 mm a kąt natarcia/kąt zejścia min. 45° oraz zostanie zastosowane ogumienie w rozmiarze 16.00 R20 z terenową rzeźbą bieżnika. Pomimo możliwości prowadzenie ocen analitycznych rzeczywiste zdolności do pokonywania terenu musza zostać zweryfikowane eksperymentalnie. Określone problemy z uzyskiwaniem wystarczających zdolności do pokonywania

terenu mogą wynikać choćby: z położenia środka masy, bieżnika opon, ciśnienia w ogumieniu, pracy blokad mechanizmów różnicowych, kolizji elementów układu kierowniczego oraz napędowego z przeszkodą. Problematykę związaną z pokonywaniem typowych przeszkód ilustrują rysunki 3 i 4.



Rys. 3. Pokonywanie przeszkody typu rów przez pojazd czteroosiowy



Rys. 4. Pokonywanie przeszkody typu stopień przez pojazd czteroosiowy

Pokonanie rowu o ściankach pionowych zależy od: położenia środka masy pojazdu, promienia kół jezdnych, rozstawu osi, kąta natarcia i zejścia. Pokonanie ścianki i stopnia zależy głównie od promienia koła, prześwitu, rozstawu osi oraz wartości siły napędowej na kołach.

PODSUMOWANIE

Budowanie pojazdów specjalnych spełniających określone wymagania przyszłych użytkowników wymaga rozważanie szeregu czynników, które mogą mieć wpływ na końcowy efekt. W przypadku pojazdów specjalnych, jakimi są kołowe transportery opancerzone, znaczne problemy pojawiają się w: obszarze definiowania wymagań, własności trakcyjnych zarówno w ruchu prostoliniowym, jaki i krzywoliniowym, zdolności pokonywania terenu. Pomocne w zakresie wspomagania decyzji konstrukcyjnych są modele symulacyjne, znaczenie przyśpieszające proces badań wstępnych i umożliwiające realizację wielu wariantów badań. Poważnym

problemem staje się brak podzespołów o odpowiednich parametrach. Osiągnięciu założonych wymagań musi uwzględniać kompromis wynikający z opisanej wcześniej problematyki ruchu.

LITERATURA

1. Simiński P., Wpływ zastosowania zderzaków elastomerowych na parametry użytkowe czołgu. Praca niepublikowana. Warszawa 1998.
2. Brudny S., Cebulski J., Współczesne pojazdy terenowe. Wydawnictwo MON, Warszawa 1975.
3. Agiejkin Ja.S., Prochodimost awtomobiljej, Maszinostraienie, Moskwa 1981.
4. Ciszewski T., Drogowski G. Wstępne badania mobilności pojazdów w zależności od przejezdności gruntu. Górnictwo Odkrywkowe, nr 2-3, 2003, 89-92.
5. Prochowski L., Mechanika ruchu. WKiŁ, Warszawa 2008.
6. Łopatka M., Metody określania zdolności pokonywania terenu o niskiej nośności, Biuletyn WAT vol. LIII, 10(626), 2004, 49-66.
7. Simiński P., Metodyka określania wpływu wybranych zmian konstrukcyjnych na bezpieczeństwo ruchu wojskowych pojazdów kołowych, Wydawnictwa Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy Rozprawy, nr 152, 2011.
8. Simiński P. i zespół, Kołowy, pływający transporter opancerzony - mobilny nośnik systemów wykrywania i identyfikacji materiałów. Obliczenia sił działających na kadłub. Zachowanie w ruchu krzywoliniowym, Opracowanie niepublikowane. Sulejówek 2011.

MOBILITY PROBLEMS OF MODERN MILITARY ARMOURED VEHICLES

Abstract

Construction different versions of the vehicles, not only military base on the chassis is common practice. Development of new designs for manufacturers of wheeled vehicles is likely to require research on traffic safety. In order to avoid them, usually carried out, both very expensive and dangerous to humans, studies of prototype vehicles. Project of new vehicle design should not be associated with deterioration of their safety. One of the elements affecting the security of military vehicles are the traction and the ability to overcome the terrain. The article will be suggested issues related to the development of new offshore structures transporter, carrier detection and identification. The simulation results and experimental and analysis.

Keywords: prototype, mobility, obstacles.

Praca finansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu rozwojowego NR O R00 0077 12.

Andrzej Wolff[1)]

ANALIZA NUMERYCZNA I EKSPERYMENTALNA PROCESU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCACH SAMOCHODOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny model nieustalonego przewodnictwa cieplnego w hamulcach samochodowych, wprowadzając stosowne warunki brzegowe opisujące wywiązywanie się ciepła w hamulcu oraz odpływu ciepła do otoczenia. Zagadnienie rozwiązano metodą elementów skończonych i podano wyniki symulacji cyfrowych dla samochodu osobowego średniej klasy.
Opisano ponadto badania eksperymentalne temperatur par ciernych hamulca tarczowego na szybkoobrotowym stanowisku rolkowym. Badania te były podstawą przeprowadzonej weryfikacji modelu matematycznego wymiany ciepła w hamulcu (w fazie generowania ciepła). Następnie przedstawiono zastosowaną metodę identyfikacji współczynnika przejmowania ciepła między hamulcem i otoczeniem (w fazie chłodzenia hamulca po zakończonym hamowaniu). Polegała ona na rozwiązaniu tzw. odwrotnego zagadnienia nieustalonego przewodnictwa cieplnego.

Słowa kluczowe: hamulce samochodowe, modelowanie wymiany ciepła, weryfikacja eksperymentalna modelu, identyfikacja parametrów modelu.

WPROWADZENIE

Procesy cieplne nieodłącznie towarzyszą pracy hamulców samochodowych. Mają one duże znaczenie praktyczne, gdyż w istotny sposób wpływają na funkcjonowanie hamulców, intensywność zużycia elementów ciernych oraz mogą być przyczyną uszkodzeń tych elementów. Temperatura ma zasadniczy wpływ na przebieg zjawisk trybologicznych na powierzchniach ciernych. Wraz z jej wzrostem zmienia się współczynnik tarcia – z reguły maleje, wskutek czego zmniejszeniu ulega skuteczność hamowania [1, 4, 10, 12, 13]. Maleje także odporność pary na zużycie ścierne. W skrajnych przypadkach może wystąpić degradacja strukturalna i chemiczna materiału ciernego [1, 10, 12]. Wzrost temperatury w połączeniu ze zjawiskiem rozszerzalności cieplnej powoduje deformacje i naprężenia termiczne, co jest przyczyną doraźnych zaburzeń współpracy par ciernych. Znanym skutkiem cyklicznie występujących naprężeń jest pękanie materiału bębna lub tarczy, zaczynające się od powierzchni ciernej i postępujące w głąb materiału [1, 5].

[1)] Wydział Transportu, Politechnika Warszawska, ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa, e-mail: wolff@it.pw.edu.pl,

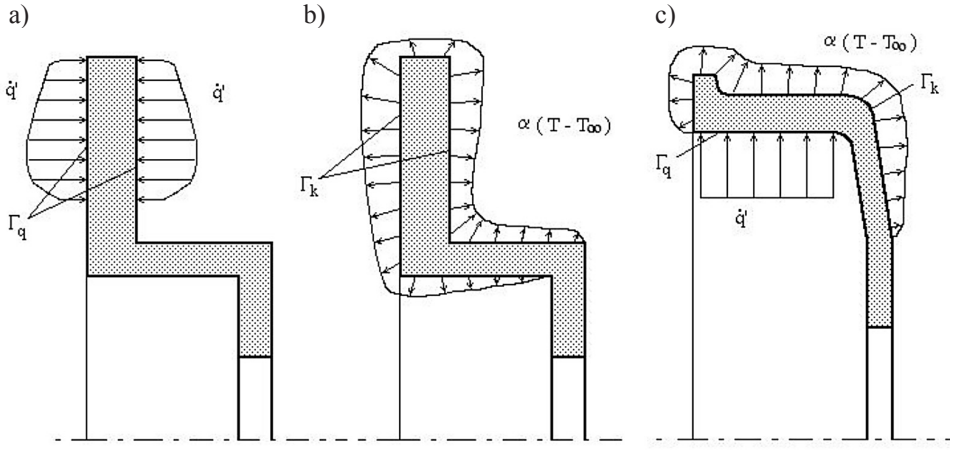
Z wymienionych powodów zjawiska cieplne w hamulcach są przedmiotem licznych badań, zarówno eksperymentalnych, jak i teoretycznych [1-10, 12-14].

MODEL PROCESU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCU SAMOCHODOWYM

Model matematyczny przewodnictwa cieplnego

Proces wymiany ciepła w hamulcu jest z natury nieustalony, gdyż zmienne w czasie są: pole temperatur par ciernych hamulca, ciepło generowane w czasie hamowania oraz odprowadzane do otoczenia.

Istotnym zadaniem jest wybór modelu matematycznego ciepła w hamulcu samochodowym. W praktyce dominującą rolę proces przewodzenia ciepła przez wirującą część hamulca (tarczę lub bęben).



Rys. 1. Wybrany model fizyczny wymiany ciepła w hamulcach: a) ciepło generowane na powierzchni ciernej Γ_q hamulca tarczowego, b) ciepło odprowadzane do otoczenia z powierzchni Γ_k tarczy, c) warunki brzegowe wymiany ciepła w hamulcu bębnowym

Rozważając kształty geometryczne wirników stosowanych w hamulcach (bębnów, tarcz) można stwierdzić, że są one w przybliżeniu osiowo - symetryczne. Jednakże warunki brzegowe tego zagadnienia nie posiadają takiej symetrii. Wynika to z faktu, że okładziny cierne, na styku z którymi jest generowany strumień ciepła, zajmują jedynie część obwodu wirnika. Ponadto rozkład nacisków jednostkowych, a tym samym strumienia ciepła, jest nierównomierny wzdłuż obwodu. Należy jednak wziąć pod uwagę fakt, że wirnik przemieszcza się względem okładzin. W tej sytuacji przyjęcie osiowej symetrii strumienia ciepła na powierzchniach ciernych

oznacza jedynie uśrednienie warunków brzegowych względem czasu, w okresie odpowiadającym jednemu obrotowi wirnika. Uproszczenie takie wprowadza niewielki błąd, zwłaszcza przy dużych prędkościach obrotowych kół.

Wobec powyższego wybrano do badań zjawisk wymiany ciepła w hamulcu samochodowym model dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny.

W tym przypadku równanie przewodnictwa cieplnego przyjmie postać [11]:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(r\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right)\right] \tag{1}$$

gdzie: c, λ, ρ – oznaczają ciepło właściwe, przewodność cieplną i gęstość masy materiału wirnika; r,z – współrzędne cylindryczne; T – temperatura; t – czas.

Na powierzchniach ciernych wirnika Γ_q (rys. la i 1c), na których wydziela się strumień ciepła o gęstości q występują warunki brzegowe II rodzaju postaci [11-13]:

$$-\lambda\frac{\partial T}{\partial n} = \dot{q}'(r,z,t) \tag{2}$$

przy czym:

$$\dot{q}' = \xi\,\dot{q} \text{ oraz } \dot{q} = \mu\, p\, v \tag{3}$$

gdzie: ξ – współczynnik rozdziału strumienia ciepła między wirnik i okładziny cierne, μ – współczynnik tarcia pary ciernej, p – nacisk jednostkowy, v – prędkość poślizgu.

Na powierzchniach swobodnych Γ_k (rys. lb i 1c) występują warunki brzegowe III rodzaju, opisujące wymianę ciepła z otoczeniem [11-13]:

$$-\lambda\frac{\partial T}{\partial n} = \alpha\left[T(r,z,t)-T_\infty\right] \tag{4}$$

przy czym:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{pr} \tag{5}$$

gdzie: α_k – współczynnik wymiany ciepła przez konwekcję, α_{pr} – współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie, T_∞ – temperatura otoczenia.

Warunek początkowy tego zagadnienia ma postać [11-13]:

$$T(r,z,t_0) = T_0 \tag{6}$$

gdzie: T_0 – temperatura początkowa.

Następnie przeprowadzono ocenę nieliniowości zagadnienia ze względu na parametry materiałowe oraz warunki brzegowe. Stwierdzono, że dopuszczalne jest przyjęcie modelu liniowego [12].

Warunki brzegowe

Ważnym elementem modelu są warunki brzegowe. Na powierzchniach ciernych wydziela się strumień ciepła o określonej gęstości, który rozdziela się między wirnik hamulca i okładziny cierne. Zasadniczą część ciepła (94–99%) przejmuje wirnik, ze względu na dużą różnicę między wartościami parametrów cieplnych materiałów pary ciernej oraz różnicę między polami czynnej powierzchni ciernej obu elementów pary.

Strumień ciepła generowany w hamulcu wyznaczano poprzez całkowanie względem czasu równania ruchu postępowego samochodu przy założeniu określonego przebiegu opóźnienia hamowania na drodze oraz uwzględnieniu występujących oporów ruchu pojazdu.

Na swobodnych powierzchniach hamulca występuje złożona wymiana ciepła z otoczeniem, głównie przez konwekcję a w znacznie mniejszym stopniu przez promieniowanie. Rola promieniowania wzrasta dopiero przy bardzo wysokich temperaturach (rzędu 500°C). Trudnym problemem jest ilościowe wyznaczenie współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem. Wynika to przede wszystkim ze złożoności warunków opływu obiektu przez chłodzące powietrze i faktu zmienności tych warunków. Wspomniany parametr wyznaczany jest zwykle w oparciu o wzory kryterialne teorii podobieństwa. Wyznaczane tym sposobem wartości tego parametru są jedynie oszacowaniem wartości rzeczywistych. Wspomniane związki mogą natomiast stanowić jakościowy opis współczynnika przejmowania ciepła, jako funkcji wielu zmiennych. Z powyższych względów celowa staje się identyfikacja współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem.

Zastosowana metoda numeryczna do rozwiązania zagadnienia

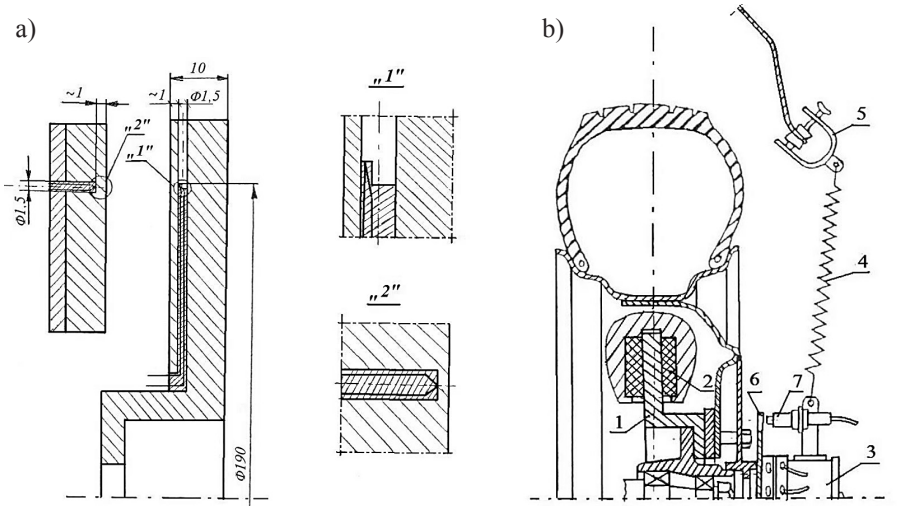
Przeanalizowano możliwości rozwiązania zagadnienia przewodnictwa cieplnego w hamulcach przy użyciu trzech metod numerycznych: metody różnic skończonych, elementów skończonych i elementów brzegowych [12]. Wybrano metodę elementów skończonych. Przemawiały za tym głównie następujące czynniki: duża uniwersalność jej algorytmu, jej rozpowszechnienie oraz możliwość dokładnej aproksymacji brzegu analizowanych obiektów. Użyte elementy mają kształt osiowo-symetryczny. W przekrojach osiowych są to elementy czworoboczne, 8-węzłowe, o zakrzywionych bokach (elementy izoparametryczne 2-go stopnia) [15]. Opracowano własny program komputerowy metody elementów skończonych *FEM-HEAT* do celów analizy procesu wymiany ciepła w hamulcach [12].

BADANIA EKSPERYMENTALNE TEMPERATUR PAR CIERNYCH HAMULCA

Przeprowadzenie badań i ich wyniki

Istotną część pracy stanowią badania doświadczalne temperatur par ciernych hamulca. Dokonano wyboru metod pomiarowych oraz przeprowadzono badania temperatur pary ciernej hamulca dla samochodu osobowego *Polonez* na stanowisku rolkowym firmy *Clayton* i prędkości pomiarowej 62 km/h. Stanowisko to zapewniało uzyskiwanie dostatecznie wysokich obciążeń cieplnych hamulców, podobnych do tych, jakie występują w czasie hamowania pojazdu na drodze oraz zbliżonych prędkości poślizgu par ciernych hamulców [12].

W celu wykonania badań konieczne było zaprojektowanie nie tylko układów do pomiaru przebiegów czasowych temperatur par ciernych hamulca, ale również prędkości kątowej koła hamowanego, siły nacisku na pedał hamulca, siły hamowania na obwodzie rolek. Temperatury mierzono przy użyciu termoelementów zamontowanych w wirującej tarczy hamulcowej przedniego koła samochodu oraz w nakładce hamulcowej. Rys. 2a przedstawia punkty umieszczenia termopar „1" – 1 mm pod powierzchnią cierną tarczy hamulcowej, „2" – 1 mm pod powierzchnią nakładki ciernej (oba punkty na średnim promieniu powierzchni ciernych). Odbiór sygnału pomiarowego z termoelementu znajdującego się w tarczy hamulcowej umożliwiał specjalny zbieracz szczotkowy (rys. 2b).



Rys. 2. Układ pomiarowy temperatur pary ciernej hamulca: a) punkty umieszczenia termopar w nakładce („2") i tarczy hamulcowej („1"), b) odbiór sygnałów pomiarowych temperatur hamulca i prędkości kątowej koła hamowanego: 1 – tarcza hamulcowa, 2 – nakładka cierna, 3 – zbieracz szczotkowy, 4 – sprężyna, 5 – uchwyt mocowania sprężyny, 6 – tarcza zębata, 7 – czujnik prędkości kątowej koła hamowanego

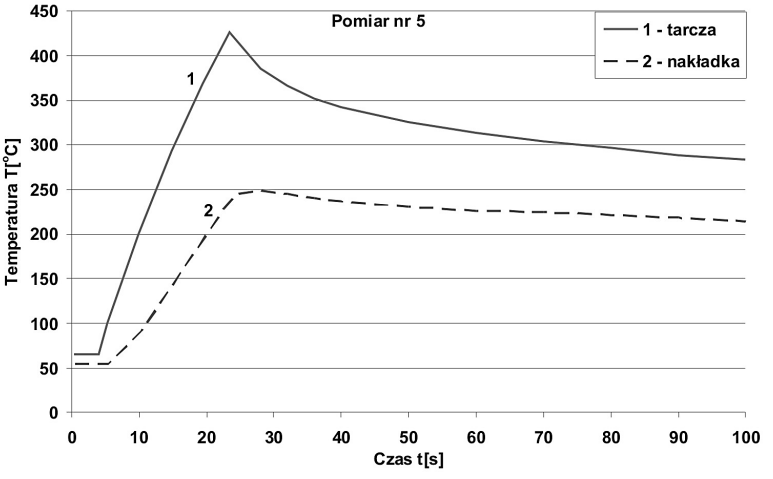
Zapis sygnałów pomiarowych w funkcji czasu przeprowadzono przy użyciu rejestratorów cyfrowego i analogowego z bieżącą wizualizacją wyników pomiarów.

Badania przeprowadzono dla hamowań pojedynczych i dla cykli wielokrotnego hamowania. Obrazuje to tabela 1, w której zestawiono również wartości maksymalnych temperatur odpowiadające kolejnym pomiarom.

Tabela 1. Zestawienie zmierzonych parametrów hamowania

Nr pomiaru	Czas hamowania [s]	Średnia siła hamowania [N]	Max. temperatura 1 mm pod powierz. tarczy [°C]	Max. temperatura 1 mm pod powierz. nakładki [°C]
1	14	889,6	270,1	163,8
2	14	1334,4	368,1	223,7
3	58	444,8	330,0	223,7
4	23	889,6	389,9	248,3
5	18	1334,4	428,0	248,3
6	30	889,6	438,9	270,0
7	14	667,2	221,0	125,7
8	14	1112,0	330,0	180,2

Przykładowo zaprezentowane zostaną zarejestrowane przebiegi mierzonych wielkości w pomiarze nr 5. Na rys. 3 krzywa 1 odpowiada przebiegowi temperatury w tarczy hamulcowej, a krzywa 2 w nakładce ciernej. Obserwuje się gwałtowny przyrost temperatury w wirniku hamulca w okresie hamowania wywołany krótkotrwałym, intensywnym impulsem cieplnym. W fazie chłodzenia widoczny jest powolny spadek temperatury, spowodowany przewodzeniem ciepła przez materiał tarczy oraz odpływem części ciepła do otoczenia.



Rys. 3. Czasowe przebiegi temperatur w tarczy i nakładce hamulcowej (pomiar nr 5)

Przebieg temperatury w nakładce ciernej jest odmienny, niż w tarczy hamulcowej głównie ze względu na różnicę własności materiałów pary ciernej. Tworzywo cierne przejmuje zaledwie kilka procent generowanego strumienia ciepła. Należy zaznaczyć, że w trakcie badań mierzono także zadaną przez kierowcę siłę nacisku na pedał hamulca $P_N(t)$ oraz odpowiadający jej przebieg czasowy siły hamowania $P_H(t)$.

Analiza wyników badań pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1) Na głębokości 1 mm pod powierzchnią cierną tarczy hamulcowej nie zarejestrowano wahań temperatury o częstotliwości odpowiadającej częstotliwości rotacji wirnika hamulca. Można stąd wnosić, że składowa obwodowa gradientu temperatury w wirniku hamulca tarczowego ma stosunkowo małą wartość.
2) Temperatury par ciernych hamulca przyjmują w czasie badań stanowiskowych wysokie wartości (do 438 °C). Należy się zatem liczyć z niekorzystnym wpływem zjawisk cieplnych na skuteczność działania hamulców.

Charakterystyczne fazy procesu hamowania

Pojedyncze hamowanie pojazdu w aspekcie zmian stanu cieplnego hamulców można podzielić na dwie charakterystyczne fazy:

- krótkotrwały, intensywny impuls cieplny,
- długotrwałą fazę chłodzenia hamulców po zakończonym hamowaniu.

Strumień ciepła generowany w pierwszej fazie hamowania jest wielokrotnie większy od strumienia ciepła odprowadzanego do otoczenia w fazie drugiej. Pierwszą fazę charakteryzują duże gradienty temperatur w parach ciernych hamulca i ma ona zasadnicze znaczenie odnośnie osiąganych szczytowych temperatur. Natomiast odpływ ciepła do otoczenia odgrywa dużą rolę przy analizie długotrwałych lub wielokrotnie powtarzanych cykli hamowań. Przy jednokrotnych, intensywnych hamowaniach jest on stosunkowo mało znaczący z punktu widzenia bilansu cieplnego.

Z powyższych względów badania eksperymentalne temperatur elementów ciernych hamulca wykorzystano do:

- weryfikacji modelu przewodzenia ciepła (i użytych metod teoretycznych) w pierwszej fazie hamowania,
- identyfikacji współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem w drugiej fazie.

WERYFIKACJA MODELU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCU

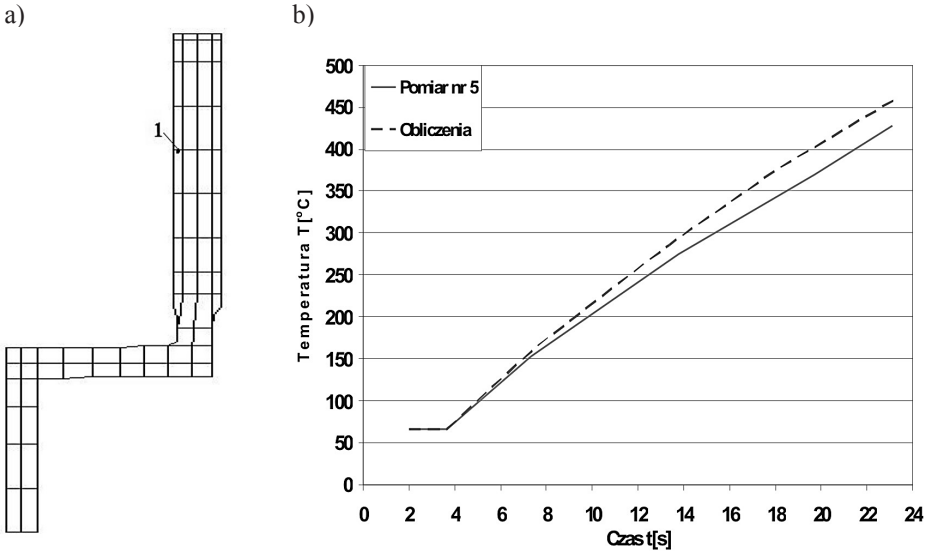
W celu dokonania weryfikacji modelu przeprowadzono symulacje cyfrowe procesu hamowania w fazie pierwszej, dla przypadków odpowiadających eksperymentalnym badaniom temperatur. Strumień ciepła generowanego w hamulcu Q(t) wyznaczano w oparciu o pomiary przebiegów czasowych siły hamowania na obwodzie

rolek i prędkości kątowej koła hamowanego, uwzględniając przy tym opór toczenia koła po rolkach oraz moc rozpraszaną w kontakcie koła z rolkami:

$$\dot{Q}(t) = [P_H(t) - P_t] \cdot \omega(t) \cdot r_{dyn} - \dot{Q}_s \tag{7}$$

gdzie: $P_H(t)$, $\omega(t)$ – zmierzone przebiegi czasowe odpowiednio siły hamowania na obwodzie rolki i prędkość kątowa koła, P_t – opór toczenia koła po rolkach, r_{dyn} – promień dynamiczny koła, Q_s – moc rozpraszana w kontakcie koła z rolkami tj. iloczyn siły stycznej i prędkości poślizgu bieżnika względem rolek (oceniona na ok. 6% mocy rozpraszanej w hamulcu).

Następnie porównano pod względem jakościowym i ilościowym czasowe przebiegi temperatur w węźle 1 widocznym na rys. 4, przedstawiającym siatkę elementów skończonych tarczy hamulcowej. Odpowiadał on punktowi umieszczenia termopary w wirniku hamulca. Przykładowo pokazano porównanie temperatur uzyskanych w pomiarze nr 5 i w wyniku obliczeń numerycznych. W tabeli 2 przedstawiono porównawcze zestawienie szczytowych temperatur z pomiarów i obliczeń oraz procentową różnicę pomiędzy nimi.



Rys. 4. Pomiary temperatur w fazie hamowania: a) osiowy przekrój tarczy hamulcowej z podziałem na elementy skończone i punkt 1, w którym analizowano temperatury, b) czasowe przebiegi temperatur w punkcie 1 (pomiar nr 5 i obliczenia)

Uzyskano zadowalającą zgodność obliczonych szczytowych temperatur tarczy hamulca z wartościami zmierzonymi. Maksymalna względna różnica wynosi poniżej 11%. Świadczy to o trafnym wyborze modelu wymiany ciepła w hamulcu, jak i o dokładności wykonania pomiarów temperatur.

Tabela 2. Porównanie maksymalnych temperatur obliczonych i zmierzonych

Nr pomiaru	$T_{1\max}^{obl}\,[^oC]$	$T_{1\max}^{pom}\,[^oC]$	$\frac{T_{1\max}^{obl}-T_{1\max}^{pom}}{T_{1\max}^{pom}}\cdot 100\,[\%]$
1	248,6	270,1	5,37
2	402,8	368,1	9,43
3	365,8	330,0	10,85
4	414,5	368,1	6,31
5	458,9	428,0	7,22
6	459,7	438,9	4,74
7	235,8	221,0	6,70
8	331,1	330,0	0,94

IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKA KONWEKCYJNEJ WYMIANY CIEPŁA Z OTOCZENIEM

Przeprowadzono identyfikację współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła α_k między hamulcem i otoczeniem w warunkach badań stanowiskowych.

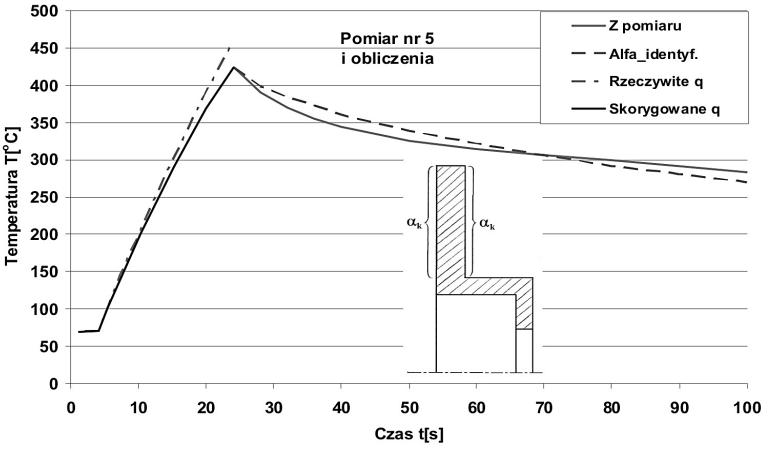
W oparciu o przeprowadzone studia literaturowe wybrano jako metodę identyfikacji rozwiązanie tzw. odwrotnego zagadnienia nieustalonego przewodnictwa cieplnego. Sformułowano problem, w którym znany był fragment pola temperatur, a poszukiwany był parametr warunku brzegowego. W tym przypadku nieznanym parametrem był współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem.

Problem odwrotny rozwiązano również przy użyciu metody elementów skończonych [15]. Z podanych wcześniej przyczyn identyfikację współczynnika α_k należało przeprowadzić w oparciu o wyniki pomiarów dla fazy chłodzenia hamulca po zakończonym hamowaniu (faza II). Prędkość obrotowa rolek stanowiska jest w przybliżeniu stała, identyfikowano zatem stały współczynnik α_k. Założono, że jest on jednakowy na całej powierzchni wymiany ciepła z otoczeniem. Parametrem, względem którego identyfikowano α_k była temperatura, której przebieg czasowy mierzono w opisywanym już punkcie tarczy hamulcowej (1 mm pod powierzchnią cierną na średnim promieniu tarcia).

Identyfikacja polegała na takim iteracyjnym doborze współczynnika α_k, aby przebieg temperatury w wybranym punkcie w fazie II, uzyskiwany drogą symulacji cyfrowej był najbliższy, w sensie średniokwadratowym, przebiegowi rejestrowanemu na rzeczywistym obiekcie. Należy przy tym zachować zgodności warunków początkowych rozwiązania teoretycznego i pomiarów (dla fazy II). Uzyskuje się to poprzez drobną korektę gęstości strumienia ciepła wywiązującego się w fazie I, w stosunku do obliczonej na podstawie mierzonych wartości ω, P_H – szczegóły i wyjaśnienia przedstawił autor w pracy [12].

Do rozwiązywania rozpatrywanego zagadnienia odwrotnego przewodnictwa cieplnego opracowano własny program komputerowy [12].

Przykładowe przebiegi temperatur uzyskane w procedurze identyfikacyjnej dla pomiaru nr 5 przedstawia rys. 5. W wyniku identyfikacji uzyskano średnią wartość współczynnika α_k równą 37 W/(m^{2}K). Jest to wartość zgodna z oczekiwaniami – nieco mniejsza, niż w czasie przeciętnego hamowania na drodze [12].



Rys. 5. Czasowe przebiegi temperatur wykorzystywane przy identyfikacji współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem (pomiar nr 5 i obliczenia)

PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Uzyskane wyniki pracy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Przyjęty dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny model zjawisk cieplnych jest zadowalający z punktu widzenia rozpatrywanych zastosowań. Potwierdzają to analizy teoretyczne, jak i badania eksperymentalne temperatur hamulca tarczowego. Wniosek ten jest tym bardziej słuszny w odniesieniu do hamulców bębnowych.
2. Wyniki pomiarów stanowiskowych oraz obliczeń numerycznych wykazały, że temperatury par ciernych hamulca i gradienty temperatur mogą przyjmować wysokie wartości (temperatury 400–600 °C). Należy się wówczas liczyć z niekorzystnym wpływem zjawisk cieplnych na skuteczność działania hamulców.
3. Współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła między powierzchnią hamulca i otoczeniem można zidentyfikować poprzez wykorzystanie wyników badań eksperymentalnych temperatur hamulca i rozwiązanie odwrotnego zagadnienia nieustalonego przewodnictwa cieplnego.
4. Przedstawione w artykule metody komputerowej i eksperymentalnej analizy stanów termicznych hamulców są efektywnym narzędziem badawczym, przydatnym przy optymalizacji konstrukcji hamulców ciernych oraz ocenie skuteczności ich działania.

Celowe byłoby prowadzenie dalszych prac z dziedziny wymiany ciepła w hamulcach samochodowych. W szczególności obejmowałyby one:

- badania temperatur par ciernych hamulców w warunkach drogowych,
- rozwijanie modeli matematycznych procesu wymiany ciepła.

LITERATURA

1. Eriksson M., Bergman F., Jacobson S.: On the nature of tribological contact in automotive brakes, Wear 252, pp. 26–36, 2002.
2. Hwang P., Wu X., Jeon Y. B.: Thermal–mechanical coupled simulation of a solid brake disc in repeated braking cycles, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 223, Part J: J. Engineering Tribology, pp. 1041-1048, 2009.
3. Jung S.P., Park T.W., Lee J.H., Kim W.H., Chung W.S.: Finite element analysis of thermoelastic instability of disc brakes, Proceedings of the World Congress on Engineering, 2010, Vol II, London, June 30 - July 2, 2010.
4. Lozia Z., Wolff A.: Thermal state of automotive brakes after braking on the road and on the roll-stand, SAE Special Publication No 1229 / SAE Technical Paper No 971040, pp. 107-115, Detroit (USA), 1997.
5. Mackin T.J., et al.: Thermal cracking in disc brakes, Engineering Failure Analysis 9, pp. 63-76, 2002.
6. Nisonger R.L., Yen Chih-Hung, Antanaitis D.: High temperature brake cooling – characterization for brake system modeling in race track and high energy driving conditions, SAE Paper No. 2011-01-0566, 2011.
7. Palmer E., Mishra R., Fieldhouse J., Layfield J.: Analysis of air flow and heat dissipation from a high performance GT car front brake, SAE Paper No. 2008-01-0820, 2008.
8. Shahzamanian M.M., Sahari B.B., Bayat M., Ismarrubie Z.N., Mustapha F.: Transient and thermal contact analysis for the elastic behavior of functionally graded brake disks due to mechanical and thermal loads, Materials and Design 31, pp. 4655–4665, 2010.
9. Schuetz T.: Cooling analysis of a passenger car disk brake, SAE Paper 2009-01-3049, 2009.
10. Tonchev A., Hirschberg W., Jagsch S.: Investigation of the thermal vehicle brake behavior during the vehicle's development phase by co-simulation, SAE Paper No. 2007-01-3935, 2007.
11. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. WNT (wyd. 6), Warszawa 2009.
12. Wolff A.: Teoretyczno-eksperymentalna analiza procesu wymiany ciepła w hamulcach samochodowych, praca doktorska, Wydz. Transportu, Polit. W-wska, Warszawa 1992.
13. Wolff A.: A method to achieve comparable thermal states of car brakes during braking on the road and on a high-speed roll-stand, Archives of Transport, Vol. XXII, No.2, pp. 259-273, 2010.
14. Yildiz Y., Duzgun M.: Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method, Intern. Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 1, pp. 133−138, 2010.
15. Zienkiewicz O.C., Morgan K.: Finite Elements and Approximation. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1983.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PROCESS IN AUTOMOTIVE BRAKES

Abstract

In the paper the two-dimensional, axi-symmetrical model of transient heat conduction in automotive brakes has been introduced. The relevant boundary conditions, that describe the heat generated in the brake and the heat transferred to ambient air, have been used. The problem was solved by the use of the finite element method and computational results for a middle-class automobile have been presented. Experimental temperature tests of a disc brake at the high-speed roll-stand have been also described. These tests made the base for verification of the mathematical model of heat transfer in brakes (during the period of heat generating). Then the identification method of the convective heat transfer coefficient with ambient air (during the period of brake cooling after the finished brake application) was introduced. It was based on the solution of the inverse transient heat conduction problem.

Key words: automotive brakes, heat transfer modelling, experimental verification of the model, identification of model parameters.

Leszek Wontka[1)]

WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU SMAROWEGO NA STRATY MECHANICZNE OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. Podczas indykowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego wyznacza się obok innych parametrów również średnie ciśnienie indykowane i moc indykowaną silnika. Indykując silnik na biegu jałowym uzyskuje się miary strat mechanicznych w zbliżonych do rzeczywistych warunkach pracy silnika. W celu określenia jego przydatności do celów diagnostycznych należy uzależnić go m.in. od lepkości oleju smarowego. Artykuł zawiera próbę znalezienia takiej zależności na przykładzie badań okrętowego tłokowego silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: tłokowy silnik okrętowy, średnie ciśnienie indykowane, straty mechaniczne.

WSTĘP

Zagadnienie wpływu lepkości oleju smarowego na straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego jest dość szeroko przedstawiane w literaturze. Najczęściej jednak głównym aspektem tych rozważań jest albo zwiększenie efektywności pracy silnika poprzez zwiększenie sprawności mechanicznej dzięki optymalizacji lepkości oleju smarowego [1, 2], albo minimalizacja lepkości oleju w niskich temperaturach związana z ułatwieniem rozruchu silnika [3]. Niniejszy artykuł jest próbą znalezienia empirycznej zależności strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego w aspekcie diagnostyki okrętowego tłokowego silnika spalinowego.

OKREŚLENIE I MIARY STRAT MECHANICZNYCH TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W technice pod pojęciem strat mechanicznych rozumie się straty energii maszyny na pokonanie własnych oporów ruchu. W szczególności, straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego określa się jako straty energii wytworzonej w komorze spalania zużytej na pokonanie własnych oporów ruchu silnika. Określenie „straty mechaniczne" ma swoje źródło w wewnętrznym bilansie cieplnym silnika, gdzie energia „stracona" na pokonanie własnych oporów ruchu silnika występuje obok innych strat energii np. strat chłodzenia, czy też strat wylotowych, chociaż „de facto" jest ich składową [5].

[1)] Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Akademia Marynarki Wojennej, e-mail:wontka@wp.pl

Zgodnie z zasadą d'Alemberta:

$$J\frac{dn}{dt} - M_e(t) + M_o(t) = 0 \tag{1}$$

gdzie: J – moment bezwładności odbiornika mocy zredukowany do osi wału korbowego, n – prędkość obrotowa, t – czas, M_e – moment obrotowy silnika, M_o – moment oporu odbiornika mocy.

$$M_e = M_i - M_m \tag{2}$$

gdzie: M_i – moment indykowany silnika, M_m – moment strat mechanicznych.

Wówczas bezwzględną miarą strat mechanicznych silnika staje się moment strat mechanicznych M_m:

$$M_m = M_i - M_e \tag{3}$$

lub analogicznie moc strat mechanicznych N_m:

$$N_m = N_i - N_e \tag{4}$$

gdzie: N_i – moc indykowana silnika, N_e – moc użyteczna silnika.

Miary te są wygodne w przypadku wyznaczania strat mechanicznych metodą obcego napędu, najczęściej stosowanej w silnikach samochodowych. W przypadku okrętowych tłokowych silników spalinowych będących przedmiotem badań autora, do wyznaczania strat mechanicznych stosuje się metody bazujące na indykowaniu silnika. Wówczas wygodniej jest się posługiwać miarami, które możemy uzyskać z analizy wykresu indykatorowego. Będzie to praca strat mechanicznych L_m definiowana jako różnica pracy indykowanej L_i oraz pracy użytecznej silnika L_e:

$$L_m = L_i - L_e \tag{5}$$

lub średnie ciśnienie strat mechanicznych p_m:

$$p_m = p_i - p_e \tag{6}$$

gdzie: p_i – średnie ciśnienie indykowane silnika, p_e – średnie ciśnienie użyteczne silnika.

Ponieważ średnie ciśnienie strat mechanicznych nie zależy od objętości skokowej silnika, daje ono możliwość bezpośredniego porównywania strat mechanicznych silników różnych wielkości.

Korzystając z zależności (6) konieczne staje się wyznaczenie średniego ciśnienia indykowanego z analizy wykresu indykatorowego oraz średniego ciśnienia użytecznego z pomiaru momentu obrotowego M_e. Zastosowanie dwóch różnych metod pomiaru do wyznaczenia jednej wielkości nie sprzyjają minimalizacji błędów pomiarowych. Dlatego też w Instytucie Budowy i Eksploatacji Okrętów (IBiEO) Akademii Marynarki Wojennej stosuje się metodę wyznaczania średniego ciśnienia strat mechanicznych bazującą na indykowaniu silnika na biegu jałowym. Głównymi zaletami tej metody są obok minimalizacji błędów pomiarowych wynikających z jednej me-

tody pomiaru, również łatwość mierzenia oraz rzeczywiste warunki pracy silnika (w przeciwieństwie do metody obcego napędu).

Dla biegu jałowego zachodzi zależność:

$$M_m = M_i - J_S \frac{dn}{dt} \tag{7}$$

gdzie: J_S – moment bezwładności silnika zredukowany do osi wału korbowego.

Wówczas, przy zachowaniu w trakcie pomiaru stałej prędkości obrotowej, zależność (6) przyjmuje postać:

$$p_m = p_i \tag{8}$$

ŹRÓDŁA STRAT MECHANICZNYCH TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Wyróżnić można kilka grup czynników będącymi źródłami strat mechanicznych. W zależności od celu podziału, stopnia uszczegółowienia i metody wyznaczania strat literatura różnie klasyfikuje źródła występowania strat mechanicznych.

Dla okrętowych tłokowych silników spalinowych podział strat mechanicznych przedstawia się następująco [5]:

- straty tarcia (t):
  - w układzie trybologicznym tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC),
  - w łożyskach głównych, łożyskach korbowych, łożyskach sworznia tłokowego oraz w łożyskach turbosprężarki (Ł),
- straty na napęd mechanizmów podwieszonych i rozrząd silnika (Z),
- straty wentylacji (W) obejmujące oddziaływane otoczenia na ruchome części silnika.

Wówczas:

$$p_m = p_{TPC} + p_{£} + p_W + p_Z = p_t + p_W + p_Z \tag{9}$$

gdzie: $p_t = p_{TPC} + p_Ł$ — średnie ciśnienie strat tarcia, p_{TPC} – średnie ciśnienie tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC), $p_Ł$ – średnie ciśnienie tarcia w łożyskach głównych i korbowych silnika, $p_W + p_Z$ – średnie ciśnienie strat wentylacyjnych oraz strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika.

W przypadku, gdy straty mechaniczne wyznaczane są metodą wybiegu, metodą kolejnego wyłączania cylindrów lub metodą obcego napędu, występują jeszcze stosunkowo niewielkie straty wymiany ładunku.

Procentowy rozkład strat mechanicznych poszczególnych podzespołów silnika zależy przede wszystkim od konstrukcji silnika oraz od metody wyznaczania strat.

Regułą jest, że wraz ze wzrostem objętości skokowej silnika, rośnie udział procentowy strat tarcia p_t, a maleją straty na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika. Metody wyznaczania strat mechanicznych bazujących na indykowaniu silnika również sprawiają, że udział procentowy strat tarcia p_t jest większy kosztem strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika, niż przy wyznaczaniu ich metodą obcego napędu.

Dla okrętowych tłokowych silników spalinowych udział procentowy poszczególnych strat mechanicznych wyznaczanych metodą indykowania na biegu jałowym przedstawia się następująco [5, 6]: p_{TPC} – średnie ciśnienie tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC) — 50–75%, $p_Ł$ – średnie ciśnienie tarcia w łożyskach głównych i korbowych silnika — 15–25%, $p_W + p_Z$ – średnie ciśnienie strat wentylacyjnych oraz strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika — 5–15%.

ZALEŻNOŚĆ STRAT MECHANICZNYCH OD LEPKOŚCI OLEJU SMAROWEGO

Średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika jest funkcją wielu zmiennych:

$$p_m = f\,(M_e, n, \nu, T_{ol}, d) \tag{10}$$

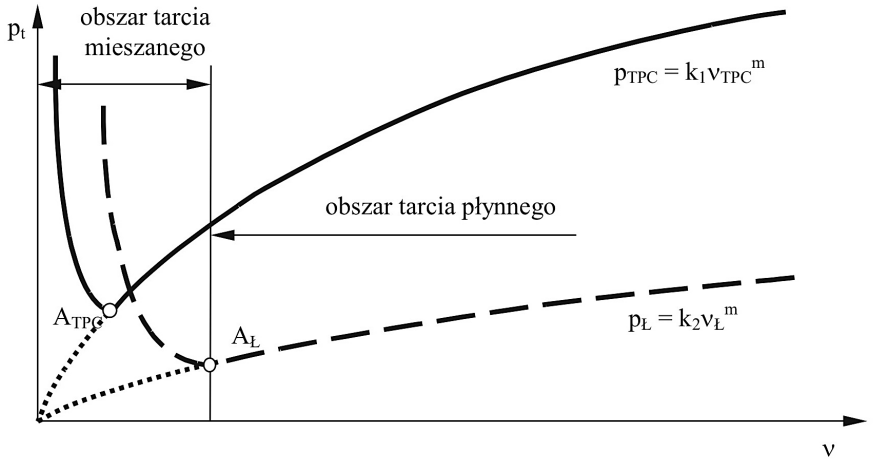
gdzie: n – prędkość obrotowa silnika, M_e – moment obrotowy silnika, ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego, T_{ol} – temperatura oleju smarowego, d – parametry struktury konstrukcyjnej układu tłokowo-korbowego oraz mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika.

Do opisu zależności strat mechanicznych silnika tłokowego od lepkości oleju smarowego będących tematem niniejszych rozważań wykorzystano model oparty na krzywej Stribecka [1, 4, 6]. Przy założeniu, że tarcie w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC) poza punktami zwrotnymi tłoka jest tarciem płynnym jak przy smarowaniu hydrodynamicznym, to występuje analogiczne oddziaływanie jak przy smarowaniu i tarciu w łożyskach hydrodynamicznych. Zatem dla stałego obciążenia silnika oraz prędkości obrotowej współczynnik tarcia μ a co za tym idzie średnie ciśnienie strat tarcia p_t będzie proporcjonalne do lepkości kinematycznej ν oleju smarowego w poszczególnych węzłach tarcia:

$$p_t = \sum_{i=1}^{j} k_i \nu_i^m \tag{11}$$

gdzie: k_i – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, ν_i – lepkość kinematyczna oleju smarowego w i-tym punkcie tarcia, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie, j – ilość rozpatrywanych węzłów tarcia.

Na rysunku 1 porównano przebieg krzywej Stribecka przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia p_t – lepkość kinematyczna ν. Dla pełnego zobrazowania trybologicznego silnika należałoby przedstawić osobną krzywą dla każdej pary trącej tzn. uwzględnić liczbę cylindrów, jak i liczbę oraz rodzaj łożysk. Jak wynika z rysunku wartość lepkości granicznej tarcia mieszanego dla układu tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa jest mniejsza niż dla łożysk silnika, dlatego o granicy obszaru tarcia płynnego w sumarycznych stratach tarcia decyduje graniczna lepkość dla łożysk silnika.



Rys. 1. Porównanie przebiegu krzywej Stribecka przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia – lepkość kinematyczna: p_{TPC} – średnie ciśnienie strat tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa, $p_Ł$ – średnie ciśnienie strat tarcia w łożyskach silnika, ν_{TPC} – lepkość kinematyczna oleju smarowego na gładzi cylindra, $\nu_Ł$ – lepkość kinematyczna oleju smarowego w łożyskach, k_1 i k_2 – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany przebiegu w stosunku do stacjonarnie obciążonego łożyska, A_{TPC} – wartość graniczna dla tarcia płynnego w układzie tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa, $A_Ł$ – wartość graniczna dla tarcia płynnego w łożyskach silnika

Ponieważ zależność (11) nie uwzględnia strat spowodowanych oporami wentylacyjnymi oraz strat na pokonanie oporów tarcia mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika, a także w warunkach eksploatacyjnych nie jest możliwe wyznaczenie lepkości oleju smarowego w każdym węźle tarcia, wprowadza się dodatkowe założenia upraszczające. Otóż przy założeniu, że różna temperatura oleju na powierzchniach tulei cylindrowych i w łożyskach silnika jest proporcjonalna do

średniej temperatury oleju na wylocie z silnika determinującej jego lepkość, a także straty mechaniczne pochodzące od napędu mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika są proporcjonalne do strat tarcia w układzie tłokowo-korbowym zależność (11) przyjmuje postać:

$$p_m = k\nu^m \tag{12}$$

gdzie: k – wypadkowa stała proporcjonalności zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego na wylocie z silnika, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie.

Do wyznaczenia lepkości oleju smarowego w określonej temperaturze wykorzystano wzór Walthera wykorzystujący lepkości oleju w temperaturze 40°C i 100°C dostępne w eksploatacji z aktualnych analiz oleju:

$$\log\log(\nu + 0{,}8) = -a \cdot (\log 313 - \log T) + \log\log(\nu_{40} + 0{,}8) \tag{13}$$

gdzie: ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego w określonej temperaturze na wylocie z silnika [mm^2s^{-1}], T – temperatura oleju na wylocie z silnika [K], a – współczynnik kierunkowy:

$$a = \frac{\log\log(\nu_{40} + 0{,}8) - \log\log(\nu_{100} + 0{,}8)}{\log 313 - \log 373} \tag{14}$$

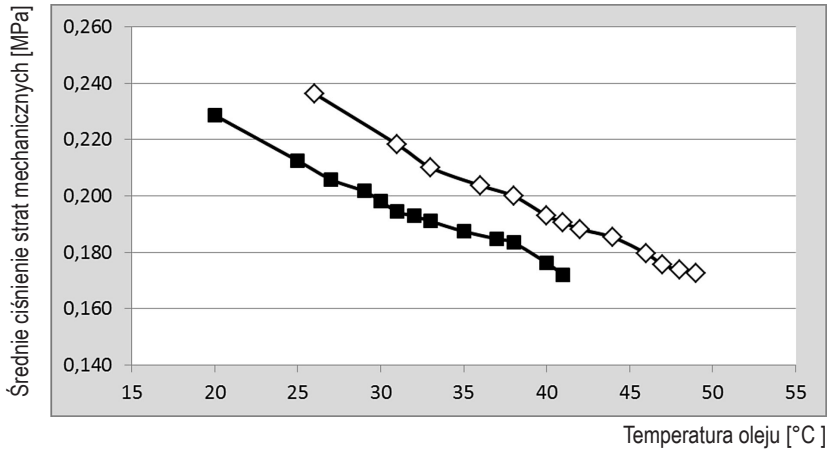
gdzie: ν_{40} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 40°C [mm^2s^{-1}], ν_{100} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 100°C [mm^2s^{-1}].

BADANIA NA STANOWISKU LABORATORYJNYM OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W celu weryfikacji modelu (12) przeprowadzono w IBiEO m.in. badania na stanowisku okrętowego tłokowego silnika spalinowego SULZER typu 6AL20/24 o mocy nominalnej 420 kW. Badania polegały na indykowaniu silnika pracującego na biegu jałowym podczas podgrzewania i rejestrowaniu temperatury oleju smarowego w silniku (rys. 2).

Po wyznaczeniu lepkości oleju dla poszczególnych temperatur z zależności (13) i (14) dokonano aproksymacji punktów pomiarowych z zależności (12) (rys.3). Badania przeprowadzono dla oleju smarowego zużytego CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $\nu_{40} = 89\ mm^2 \cdot s^{-1}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze 100°C $\nu_{100} = 10{,}97\ mm^2 \cdot s^{-1}$ oraz dla oleju smarowego świeżego CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $\nu_{40} = 134\ mm^2 \cdot s^{-1}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze w temperaturze 100°C $\nu_{100} = 13{,}91\ mm^2 \cdot s^{-1}$.

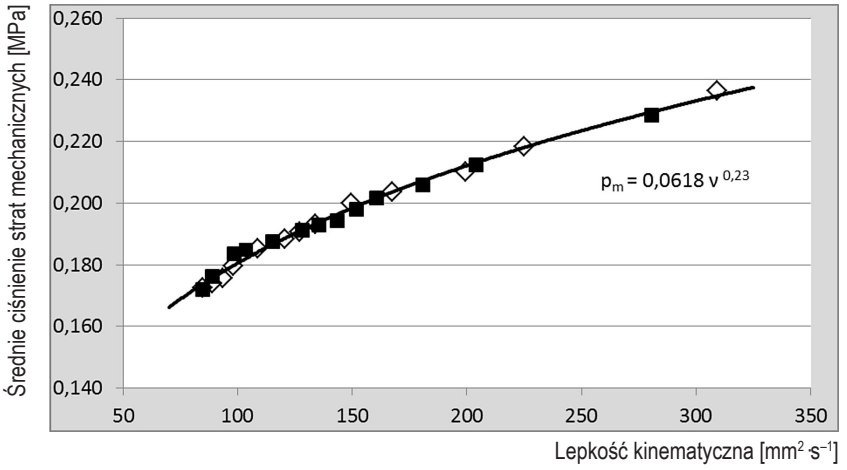
Z rysunku 3 wynika, że punkty pomiarowe po wyznaczeniu lepkości w odpowiednich temperaturach pomiaru dla oleju zużytego i oleju świeżego CC SAE40 leżą w pobli-



Olej smarowy CC SAE 40: świeży $\nu_{100} = 13{,}91\ mm^2 \cdot s^{-1}$, $\nu_{40} = 134\ mm^2 \cdot s^{-1}$
zużyty $\nu_{100} = 10{,}97\ mm^2 \cdot s^{-1}$, $\nu_{100} = 89\ mm^2 \cdot s–1$

Rys. 2. Zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od temperatury oleju smarowego

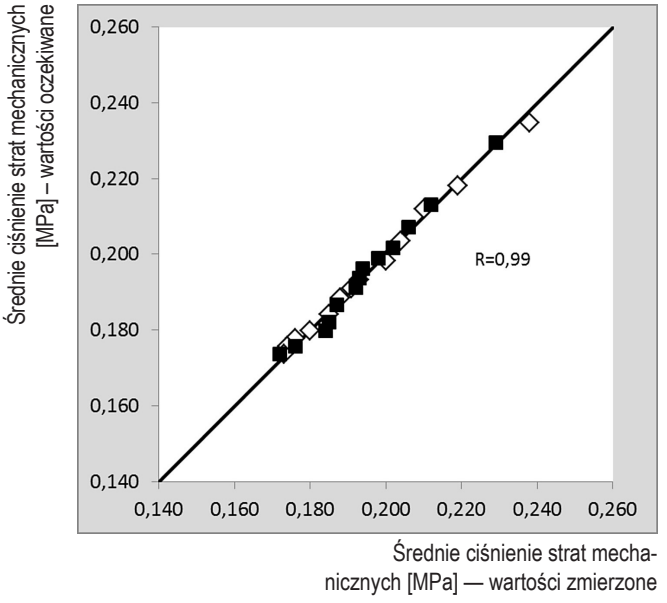
żu wspólnej krzywej wyznaczonej z aproksymacji punktów pomiarowych o równaniu $p_m = 0{,}0618\nu^{0,23}$. Badania przeprowadzone w IBiEO na silnikach różnych typów dowodzą, że stosując powyższą metodę wyznaczania strat mechanicznych wykładnik potęgowy m uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie waha się w dość wąskich granicach 0,22–0,25, natomiast stała proporcjonalności k zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej rożni się dość znacznie, nawet wśród populacji silników tego samego typu [7].



Olej smarowy CC SAE 40: świeży $\nu_{100} = 13{,}91\ mm^2 \cdot s^{-1}$, $\nu_{40} = 134\ mm^2 \cdot s^{-1}$
zużyty $\nu_{100} = 10{,}97\ mm^2 \cdot s^{-1}$, $\nu_{100} = 89\ mm^2 \cdot s–1$

Rys. 3. Zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego

Na rysunku 4 przedstawiono linię rozrzutu wartości oczekiwanych i zmierzonych średniego ciśnienia strat mechanicznych. Otrzymany współczynnik korelacji wynosi R = 0,99. Można więc przyjąć, że zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego podczas badania silnika w warunkach laboratoryjnych jest zależnością funkcyjną i nie zależy od lepkości początkowej oleju (w ramach jednej klasy lepkości wg klasyfikacji lepkościowej SAE). Oznacza to, że istnieją przesłanki, żeby średnie ciśnienie strat mechanicznych mogło stać się parametrem diagnostycznym okrętowego tłokowego silnika spalinowego, przy zachowaniu odpowiednich procedur podczas badań silników w warunkach eksploatacyjnych.



Rys. 4. Linia rozrzutu średniego ciśnienia strat mechanicznych

WNIOSKI

Przedstawione wyniki badań skłaniają do przedstawienia następujących wniosków:

1. Istnieje funkcyjna zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego.
2. Różna wartość lepkości początkowej oleju smarowego w ramach jednej klasy oleju wg klasyfikacji lepkościowej SAE nie wpływa istotnie na krzywą zależności strat mechanicznych od lepkości oleju w zakresie temperatur oleju 20–50°C.
3. Wskazane jest przeprowadzenie badań na większej populacji silników w warunkach eksploatacyjnych.

LITERATURA

1. Drozd W., Metodyka wyznaczania minimalnej dopuszczalnej lepkości oleju w silnikach spalinowych. Praca doktorska, Poznań 1985.
2. Krzymień A., Krzymień P., Możliwości ograniczenia strat tarcia w łożyskach mechanizmu korbowego. Mechanika. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej 7-M/2008, Kraków 2008.
3. Krzymień A., Krzymień P., Wpływ rodzaju oleju na straty tarcia pierścieni tłokowych w czterosuwowym silniku samochodowym w warunkach rozruchu, Eksploatacja Silników Spalinowych/PAN oddz. w Lublinie. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa; Politechnika Szczecińska. Wydział Mechaniczny, 2002.
4. Kozłowiecki H., Łożyska tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
5. Wanszeidt W.A.: Sudowyje dwigatieli wnutriennogo sgoranija, Sudostrojenije, Leningrad 1977.
6. Włodarski J.K.: Podstawy eksploatacji maszyn okrętowych - tarcie i zużycie, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, 2006.
7. Wontka L., Wykorzystanie średniego ciśnienia indykowanego do oceny strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego w eksploatacji, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, Gdynia 2009.

INFLUENCE OF THE LUBRICATING OIL VISCOSITY FOR MECHANICAL LOSSES OF RIC ENGINE

Abstract

Possibilities of indicated pressure measurements using to asses mean indicated pressure of RIC engines has been presented in this paper. Looking at the RIC engine as a generalized friction centre, we could say that mechanical losses may be used as a tool to asses its technical condition. Mean indicated pressure on idle speed is as a fact equal to mean pressure of a mechanical losses and it is enough to make diagnosis about technical state of the engine cylinder-piston groups and bearings. But to make the diagnosis more accurate it is necessary to analyze mean pressure of mechanical losses as a function of lubricating oil viscosity.

Key words: marine diesel engine, mean indicated pressure, mechanical losses.