



Warsaw University of Technology
Faculty of Automotive and Heavy Machinery Engineering

7th International Conference
„Vehicles and Heavy Machinery Mechatronic Systems”

November 27, 2015

Detailed program of the conference (11⁰⁰ ÷ 15⁴⁰)

Media room

Opening of the Conference

11⁰⁰ ÷ 11¹⁵ Opening of the Conference

First session

11¹⁵ ÷ 11³⁵ – **Denys V. Meshkov**: Perspectives of using a linear piezoelectric converter in a fuel injection system of common rail.

11³⁵ ÷ 11⁵⁵ – **Sofie Krol, Jon Garcia Baruetabena**: European Project: G-DRIVE.

11⁵⁵ ÷ 12¹⁵ – **Agnieszka Szegda, Esteban Fernandez Navarro, Sebastian Brol**: Analysis methods for measuring wheel speed by a sensor in the vehicle.

12¹⁵ ÷ 12³⁵ – **Fryškowski Bernard**: Uniform spark plugs polarity in automotive ignition circuits equipped with double-ended ignition coils.

Break (12²⁵ ÷ 12⁵⁰)

Second session

12⁵⁰ ÷ 13¹⁰ – **Zieliński Łukasz, Damian Walczak, Michał Trojgo, Krzysztof Szczurowski, Krzysztof Rokicki, Łukasz Kurkus**: Wyniki badań realizacji drugiego etapu projektu: Pozyskiwanie do celów procesowych informacji zakodowanych w podzespołach elektronicznych pojazdów i maszyn roboczych.

13¹⁰ ÷ 13³⁰ – **Michał Wikary, Jacek Dybala, Robert Gumiński**: Modelling of thermoelectric processes in FEM environment based on experimental studies.

13³⁰ ÷ 13⁵⁰ – **Szymon Gontarz, Łukasz Kurkus, Michał Trojgo, Damian Walczak, Łukasz Zieliński**: Project and construction of the coordinate measuring machine for passive magnetic measurement.

13⁵⁰ ÷ 14¹⁰ – **Aleksandra Waszczuk-Młyńska**: Dynamic vibration absorber in household equipment.

14¹⁰ ÷ 14²⁵ – **Marcin Jasiński, Jędrzej Mączak, Przemysław Szulim, Sebastian Korczak**: Selected topics of autonomous agricultural robot inertial navigation system project.

Break (14²⁵ ÷ 14⁴⁰)

Third session

14⁴⁰ ÷ 15⁴⁰ – Poster session

Conference Scientific Comitee

prof. dr hab. inż. Włodzimierz KURNIK – president

Prof. Eng. Jerzy BAJKOWSKI

PhD Eng. Włodzimierz BRAMOWICZ

Prof. Eng. Jacek DYBAŁA

Prof. Eng. Stefan GÓRALCZYK

Prof. Eng. Wiesław GRZESIKIEWICZ

MSc Eng. Ryszard KĘDZIA

Prof. Eng. Maciej KOŚCIELNY

Prof. Eng. Stanisław KRUCZYŃSKI

Prof. Eng. Zbigniew LOZIA

Prof. Eng. Sławomir LUFT

PhD Eng. Andrzej MUSZYŃSKI

Prof. Eng. Jędrzej MAĆZAK

Prof. Eng. Tadeusz PAWŁOWSKI

Prof. Eng. Marek PIETRZAKOWSKI

Prof. Eng. Andrzej PIĘTAK

Prof. Eng. Stanisław RADKOWSKI

Rajesh K. SING

Prof. Eng. Jan SZCZEPANIAK

PhD Eng. Krzysztof SZCZUROWSKI

Prof. Eng. Jan SZLAGOWSKI

Prof. Eng. Andrzej TYLIKOWSKI dr h. c. m.

Prof. Eng. Robert ZALEWSKI

Prof. Eng. Zbigniew ŻEBROWSKI

Conference Organising Comitee

PhD Eng. Marcin JASIŃSKI – president

MSc Eng. Kamil LUBIKOWSKI – secretary

PhD Eng. Michał BARTYŚ

MSc Eng. Adrian CHMIELEWSKI

MSc Piotr PAJESTKA

MSc Eng. Krzysztof ROKICKI

MSc Eng. Przemysław SZULIM

7th International Conference „Vehicles and Heavy Machinery Mechatronic Systems” is a continuation of the International Symposium "Automotive Mechatronics - the problems of education" organized by the Faculty of AaHME WUT on April 7, 2006 and devoted to the broader issues of teaching professional automotive mechatronics.

Modern vehicle, being products of common use, generating significant operating costs (direct and indirect: environmental pollution, health and life hazards) involves significant social and economic potential. There is also a determinant of the progress of civilization. Vehicles are becoming complex systems, interpenetrating closed automatic control systems, very different parameters to optimize engine operation, systems, passive and active safety of the vehicle and comfort systems use. It is also the product of mechanical, electronic and computer at the same time, with a minimum of 10 years of service in the prospect of deteriorating state of technical efficiency. Maintenance and repair such a complex subject, which becomes a modern car, brings new diagnostics and education challenges.

The conference was divided into three parts:

- Part One, which will be delivered by employees of leading research centers invited lectures on relevant issues of construction and operation of modern vehicles and heavy machines mechatronic systems;
- The second part, a continuation of the first part;
- Part Three, poster presentations covering the construction and maintenance of mechatronic systems.

Detailed program of the conference (11⁰⁰ ÷ 15⁴⁰)

Opening of the Conference

11⁰⁰ ÷ 11¹⁵ Opening of the Conference

FIRST SESSION

11¹⁵ ÷ 11³⁵ – **DENYS V. MESHKOV**: PERSPECTIVES OF USING A LINEAR PIEZOELECTRIC CONVERTER IN A FUEL INJECTION SYSTEM OF COMMON RAIL.

11³⁵ ÷ 11⁵⁵ – **SOFIE KROL, JON GARCIA BARUETABENA**: EUROPEAN PROJECT: G-DRIVE

11⁵⁵ ÷ 12¹⁵ – **AGNIESZKA SZEGDA, ESTEBAN FERNANDEZ NAVARRO, SEBASTIAN BROL**: ANALYSIS METHODS FOR MEASURING WHEEL SPEED BY A SENSOR IN THE VEHICLE.

12¹⁵ ÷ 12³⁵ – **FRYŚKOWSKI BERNARD**: UNIFORM SPARK PLUGS POLARITY IN AUTOMOTIVE IGNITION CIRCUITS EQUIPPED WITH DOUBLE-ENDED IGNITION COILS.

BREAK (12³⁵ ÷ 12⁵⁰)

SECOND SESSION

12⁵⁰ ÷ 13¹⁰ – **ZIELIŃSKI ŁUKASZ, DAMIAN WALCZAK, MICHAŁ TROJGO, KRZYSZTOF SZCZUROWSKI, KRZYSZTOF ROKICKI, ŁUKASZ KURKUS**: WYNIKI BADAŃ REALIZACJI DRUGIEGO ETAPU PROJEKTU: POZYSKIWANIE DO CELÓW PROCESOWYCH INFORMACJI ZAKODOWANYCH W PODZESPOŁACH ELEKTRONICZNYCH POJAZDÓW I MASZYN ROBOCZYCH.

13¹⁰ ÷ 13³⁰ – **MICHAŁ WIKARY, JACEK DYBAŁA, ROBERT GUMIŃSKI**: MODELLING OF THERMOELECTRIC PROCESSES IN FEM ENVIRONMENT BASED ON EXPERIMENTAL STUDIES.

13³⁰ ÷ 13⁵⁰ – **SZYMON GONTARZ, ŁUKASZ KURKUS, MICHAŁ TROJGO, DAMIAN WALCZAK, ŁUKASZ ZIELIŃSKI**: PROJECT AND CONSTRUCTION OF THE COORDINATE MEASURING MACHINE FOR PASSIVE MAGNETIC MEASUREMENT.

13⁵⁰ ÷ 14¹⁰ – **ALEKSANDRA WASZCZUK-MŁYŃSKA**: DYNAMIC VIBRATION ABSORBER IN HOUSEHOLD EQUIPMENT.

14¹⁰ ÷ 14²⁵ – **MARCIN JASIŃSKI, JĘDRZEJ MAĆZAK, PRZEMYSŁAW SZULIM, SEBASTIAN KORCZAK**: SELECTED TOPICS OF AUTONOMOUS AGRICULTURAL ROBOT INERTIAL NAVIGATION SYSTEM PROJECT.

BREAK (14²⁵ ÷ 14⁴⁰)

THIRD SESSION

14th + 15th – POSTERS

Posters

1. **Paweł Bugała, Maciej Miernik, Łukasz Miernik, Norbert Izdebski, Adrian Antoniak, Paweł Ciężkowski:** *System monitorowania pojazdu pneumatycznego Aria.*
2. **Adrian Chmielewski:** *Analysis of adiabatic processes occurring in the Stirling engine.*
3. **Adrian Chmielewski:** *Isothermal analysis of the thermodynamic processes taking place in the Stirling engine.*
4. **Adrian Chmielewski, Robert Gumiński, Jędrzej Mączak:** *Model based research of micro-cogeneration system with a Stirling engine.*
5. **Adrian Chmielewski, Przemysław Szulim:** *Research on the battery energy storage.*
6. **Rafał Czok, Sebastian Brol:** *Conception of pneumatic-hydraulic powertrain.*
7. **Jakub Lorencki:** *Silnik reluktancyjny w stanie uszkodzenia.*
8. **Piotr Mróz, Sebastian Brol:** *Control system pneumatic-hydraulic powertrain of the vehicle.*
9. **Tomasz Mydlowski, Artur Malecki, , Robert Gumiński, Krzysztof Bogdziński, Jacek Dybała:** *Badania wpływu zawartości wody w bioetanolu na parametry eksploatacyjne silnika spalinowego.*
10. **Roman Rogacki, Jan Szczepaniak, Jacek Wojciechowski, Jarosław Mac:** *Badania autonomicznego robota rolniczego za pomocą modelu MBS.*
11. **Krzysztof Szczurowski, Łukasz Kurkus:** *The proposal to identify traces from burglary by scan 3D and 3D microscopic images.*
12. **Agnieszka Szegda, Esteban Fernandez Navarro, Sebastian Brol:** *Analysis methods for measuring wheel speed by a sensor in the vehicle.*
13. **Przemysław Szulim, Stanisław Radkowski:** *Using the surrounding magnetic field in the diagnosis of BLDC motors.*
14. **Damian Walczak, Łukasz Zieliński:** *Porównanie kalibracji wtryskiwacza LPG dokonanej w różnych warunkach pracy silnika dwupaliwowego.*
15. **Przemysław Winiarski, Sebastian Brol:** *Analysis and conception of hydraulic pneumatic hybrid powertrain.*

Full texts of papers, after obtaining a positive opinion, will be printed in journals:

- ❖ *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* - Proceedings of The Institute of Vehicles (only english),
- ❖ *Archiwum Motoryzacji* - The Archives of Automotive Engineering (polish or english),
- ❖ *Diagnostyka* - Diagnostics (only english)



Full texts of papers please send upto **February 22, 2015** via page:
<http://www.publikacje.mechatronika.info.pl/>

At the special request of the authors, full texts of papers may be sent to other magazines (after a positive review must be an additional charge for printing them - data for transfer to the appropriate journal)::

- ❖ *Pomiary Automatyka Kontrola PAK* (from 2015 Measurement Automation Monitoring 150PLN/page - black&white, 200PLN/page - color) (only english)
- ❖ *Przegląd Elektrotechniczny* - (150PLN/page - black&white, 200PLN/page - color) (only english)



Full texts of papers please send upto **December 31, 2015** via page:
<http://www.publikacje.mechatronika.info.pl/>

Warning!

Print of these articles (after positive reviews) will take place in the first and second quarter of 2016.
All these journals are listed in Higher Education magazine bulleted journals.

Perspectives of using a linear piezoelectric converter in a fuel injection system of Common Rail

*Denys V. Meshkov*¹

¹National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute
Internal Combustion Engines Department

*Contact e-mail: denys.meshkov@gmail.com

Abstract

The new type of converter for fuel injector in Common Rail system was developed during cooperation between Internal combustion engine department at the National technical university “KhPI” and laboratory of microelectronics at Kyiv Polytechnic University. New design of linear piezoelectric converter (LPC) has the solid ceramic element. Developed unit provides: fuel injection with the pressure from 80 to 180 MPa in fuel accumulator; multi phase fuel injection with the stability of feeding $0,5 \text{ mm}^3$ /operation; fuel consumption for injector actuation is 1...10% of the rated cyclic feeding. On the basis of the results of diesel testing and simulations of a injector with LPC it was offered a methodology of the synthesis of the electric system of fuel supply. The recognition of values for matrix of pressure in accumulator and duration of signal was made in graphical method.

Analysis methods for measuring wheel speed by a sensor in the vehicle

Agnieszka Szegda¹, Esteban Fernandez Navarro², Sebastian Brol^{1,}*

¹ Politechnika Opolska,

² University of Las Palmas de Gran Canaria

*Contact e-mail: s.brol@po.opole.pl

1. Wprowadzenie

Goal of this work is comparison of methods of measuring pneumatic wheel speed by using magnetic sensor placed in the car. In article review of the literature about constitution of the distribution of magnetic field strength in the elements pneumatic wheel is presented. On the base of rich literature about wheel design, pneumatic tires and data containing information about magnetism and magnetic properties of materials used for the assembly of the wheels [1-5,10], it was noted that constituents elements having different magnetic properties. They are as follows: rims, belts, tire carcass, bead wire and tire rubber compounds and tread. Variable magnetic properties of the tire are also used deliberately. An example would be the development of scientists from Hannover's Continental showed on figure 1.

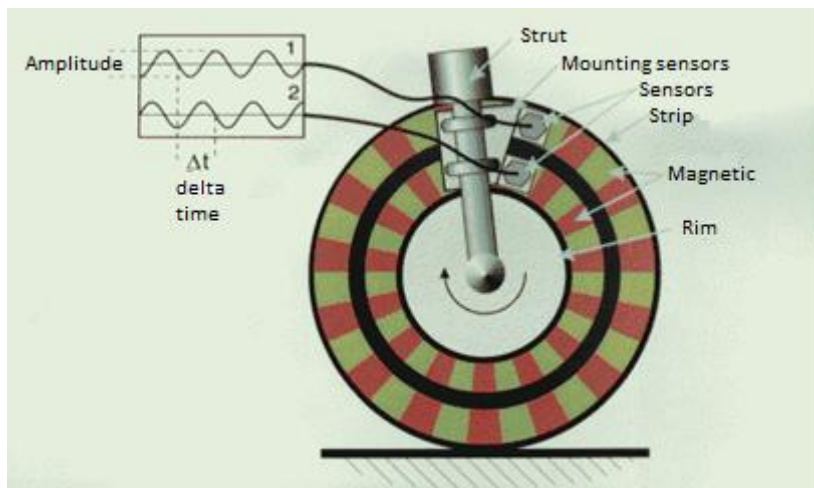


Fig. 1. Components of system SWT [6].

They are proposed to fix in the tire two strips of rubber with small bars of different magnetic properties. The first rim close to rim on which tire is mounted, the second close to the outer circumferential line of the tire. Magnetic sensors are placed on suspension elements in order to monitor changes in the magnetic field of the tire. Magnetized strips produce sine waves which can be converted into a rectangular through discrimination. Apply of signal processing form an incremental encoder which can provide information about the speed and direction of rotation of the tire. However, it requires expertly magnetized tires on vehicles. [1-11].

Based on the study of literature attention was drew to the relatively small number of publications devoted to the issue of use of magnetized steel belted tires and tires carcass which is a contribution to expand knowledge on this subject. The most widely among the analyzed items describe the phenomenon of magnetization by Stankowski S. and Milham S. in [2, 10]. The values of the magnetic field observed at the level of tens of μT (mG), and drew attention to the phenomenon of spontaneous magnetization of tires.

An analysis of the literature about how to measure the wheel speed and detect a complete rotation. Here are based on patent documentation Polish and foreign, and work [5]. They show that there are several known methods for measuring the speed of the vehicle on the basis of the magnetic field generated by the tire. They have been described in the patents [3,4].

Patent 1 US 6404182 B1 relates to methods for measuring the speed of the car based on the tire produced by the magnetic field. It involves measuring the magnetization of the belt (fig. 2a), which is detected on the outer side of the tire radius. Made in this way magnetic field is measured by two sensors which are fixed in a direction perpendicular to the peripheral surface of the tire (fig. 2b). Obtained during the measurement waveforms should include the dominant extremes that give information about the full rotation of the tire (fig. 2c). In this solution exist of extreme disturbed detection signal quantized and digitized [5] and various amounts of time to provide information about the rotational speed of the time-dependent execution of two successive revolutions of the wheel.

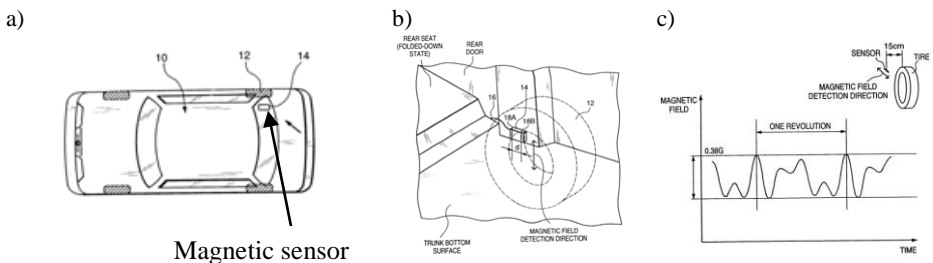


Fig. 2. Mounting of the magnetic sensor in the vehicle (a), the location of the sensor with the sensor means the magnetic field in the trunk (b), the measurement result of the magnetic field and the portion of the waveform illustrating one tire rotation (c) [3].

Better results give application of STFT (Short-Time Fourier Transform), consisting in determining the amplitude spectrum for subsequent parts of the signal from the magnetic sensor. However, an important task of optimization of the method is the selection of a window function and the width of the measuring window. These parameters affect significantly the frequency resolution (the ability to distinguish between frequencies that are in a close distance). This approach is typical for a patent 2 401304 (22) 2012 10 22 Here, too, was used to measure the magnetization pneumatic wheel by the magnetic field sensor which measures the natural magnetization of the tire. Schematic of the device was placed on fig. 3.

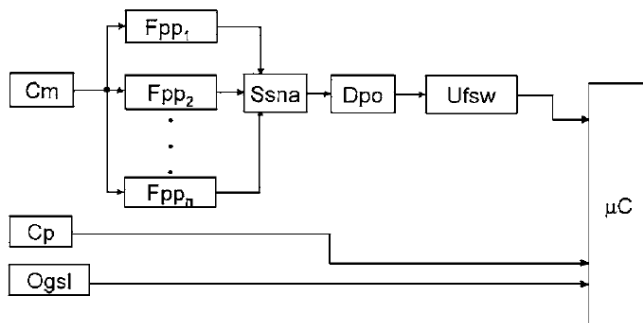


Fig. 3. The construction of the measuring system, where: Cm – sensor magnetic field, Fpp₁, Fpp₂, Fpp_n – band-pass filters, Cp – acceleration sensor, Ssna – sector of signal with the highest amplitude, Dpo – decoder [4].

Comparison of characteristics of both patents is summarized in Table 1.

Table 1. Chosen features of analysed patents [US 6404182 B1] [401304 (22)2012 10 22]

Compared feature	Patent 1	Patent 2
System construction	Two sensors for measuring	One sensor for measuring
Type of test	Contactless	Contactless
Placing the sensor	At the wheel of a vehicle	Optimal of a vehicle
Disadvantages	Tire must be magnetized in suitable manner	A lot of elements of the arrangement can encourage more frequent breakdowns
	To improve the measurement system work they must be keeping the distance sensors from each other and from the object	

	Sensors for measuring should have a high sensitivity	
Advantages		Easy to repair the measuring system
		Easy to carry out measurements (for testing need only vehicle, test system and PC)

2. The purpose and scope of research

Based on literature data it was decided to perform exploratory studies whose purpose was to quantify the effects of the position of the magnetic sensor changes the intensity of measured magnetic field and qualitative analysis of the data collected during the measurement for possible detection of a full rotation of the wheel and its speed. In these tests sensor 3 DM – GX3 – 25 was used, which was mounted at various locations of the car for example: on the glass (fig. 4a) on the passenger side or right-hand side of the carrier and in different distances between the wheel center and the sensor (these distances are from 43 to 120 cm, the uncertainty of measurement ± 1 cm), (fig. 4b). On this sensors were marked measuring directions x, y and z. This sensor has RS232 connector by which measurements were placed in the computer, and the results were presented on figures 5 and 6.



Fig. 4. Sensors sixinf for measuring: on the glass (a) and car body, above the wheel (b)

3. The purpose and scope of research

The results indicate that the turning wheel generates magnetic field of a polyharmonic properties(fig. 5) and the detection of changes can be made in at least two directions of measurement (fig. 6).

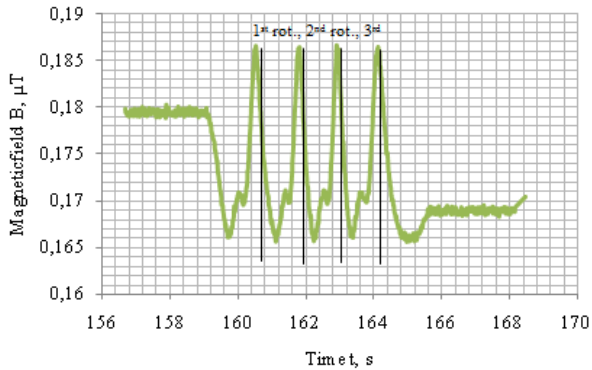


Fig. 5. Usage obtained during the measurement of surface magnetism showing the relationship x sensor according to the time indication of revolutions made by the wheel

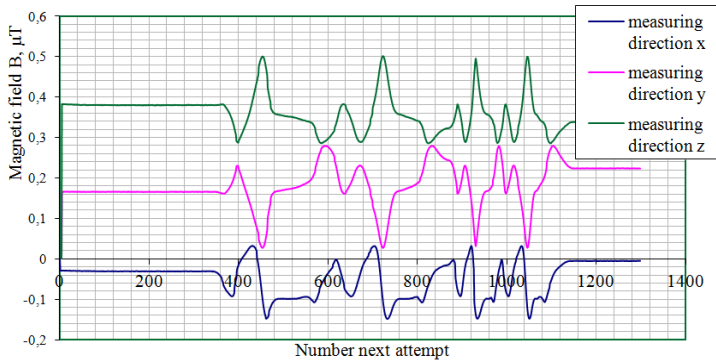


Fig. 6. Graphs showing the behavior of the individual magnetized surface of the sensor according to the wheel speed

4. Summary

The study allowed to conclude that by measuring the spontaneous magnetism of tires one can determine the speed of the tire, but speed measurement is burdened with a fixed or variable delay depending on the adopted method of processing.

References:

1. Gontarz, S., Radkowski S. *Magnetic methods in diagnosis of machines and infrastructural objects - a survey*, Diagnostyka- Diagnostics and Structural Health Monitoring 1(57)/2011.
2. Stankowski S., Kessi A., Bécheiraz O, Meier-Engel K., Meier M. *Low frequency magnetic fields in cars, induced by tire magnetization*.
3. Kawase M., Tazaki S.: *Method for detecting the magnetic field of a tire*. US 6404182 B1
4. Biuletyn Urzędu Patentowego, ISSN - 1689 – 0124, Warszawa, 2014 str. 36.

5. Broł S. *Analiza możliwości wykorzystania bezpośredniego pomiaru przyspieszenia do wyznaczania właściwości trakcyjnych samochodu osobowego*, Opole 2013
6. <http://www.opony.com.pl/arttykul/opony-i-elektronika/?id=33>, .
7. Pikul A. P. *Wybrane zagadnienia z fizyki magnetyków*, Wrocław 29 listopad 2012.
8. Nowakowski W. *Enkodery zasada działania i serwisowanie*, Elektronika praktyczna 12/2005
9. Szczepan M., Wajdzik Ł., Mysiński W., *Zastosowanie czujnika magnetorezystancyjnego do pomiaru pól magnetycznych*.
10. Milham, S., Hatfield J. B., Tell R. *Magnetic Fields From Steel-Belted Radial Tires: Implications for Epidemiologic Studies, Bioelectromagnetics* 20:440^445 (1999)
11. Bomba J. *Sensory pola magnetycznego*, Politechnika Wroclawska 2005.

Jednolita polaryzacja świec w układach zapłonowych wyposażonych w cewki dwubiegunowe

(Uniform spark plugs polarity in automotive ignition circuits equipped with double-ended ignition coils)

Bernard Fryškowski^{1,}*

¹ Politechnika Warszawska Wydział Elektryczny IME

*Kontakt e-mail: bernard.fryskowski@ee.pw.edu.pl

1. Wprowadzenie

Silniki spalinowe o zapłonie iskrowym stanowią obecnie najbardziej liczną grupę wśród konwencjonalnych i hybrydowych jednostek napędowych pojazdów mechanicznych. W przypadku silnika o zapłonie iskrowym, zapłon mieszanki możliwy jest dzięki zjawisku wyładowania elektrycznego wewnątrz komory spalania, inicjowanemu w ściśle określonej chwili pod wpływem wysokiego napięcia pojawiającego się między elektrodami świecy zapłonowej. Jednym z czynników mających wpływ na wartość napięcia wyładowania jest polaryzacja środkowej elektrody świecy w stosunku do elektrody bocznej połączonej galwanicznie z masą pojazdu. W przeważającej większości konstruktorzy układów zapłonowych dążą do zapewnienia ujemnej polaryzacji elektrody środkowej w stosunku do potencjału masy pojazdu [1, 2, 3] ze względu na niższą wartość napięcia wyładowania, co jest korzystne z punktu widzenia warunków pracy cewki zapłonowej. Istnieją jednak również rozwiązania techniczne, w przypadku których preferowana jest dodatnia polaryzacja elektrody środkowej świecy [4]. Przedmiotem niniejszej publikacji jest prezentacja metody umożliwiającej jednakową (w zależności od potrzeb - ujemną lub dodatnią) polaryzację elektrod środkowych wszystkich świec zapłonowych silnika o zapłonie iskrowym, wyposażonego w dwubiegunowe cewki zapłonowe. Przedstawiona modyfikacja układu zapłonowego będzie mieć znaczenie głównie z punktu widzenia badań laboratoryjnych, spośród których w pierwszej kolejności należy wymienić pomiar energii dostarczanej do świec zapłonowych poszczególnych cylindrów. Ponadto będzie możliwa bardziej rzetelna ocena przebiegu procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej i jego wpływu na funkcjonowanie silnika z

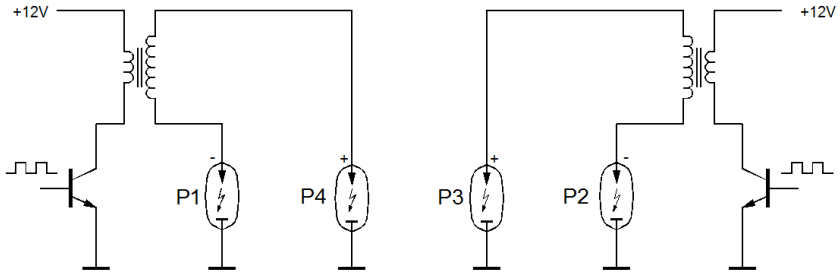
pominięciem zróżnicowanej polaryzacji elektrod środkowych poszczególnych świec zapłonowych jako czynnika decydującego o wartości napięcia zapłonu.

2. Problem polaryzacji elektrody środkowej świecy zapłonowej

2.1 Układy zapłonowe z cewkami dwubiegunowymi

Samochodowa cewka zapłonowa jest aparatem elektrycznym działającym na podobnej zasadzie jak transformator bądź autotransformator podwyższający napięcie. Z tego względu sposób wykonania (kierunek nawinięcia) i podłączenia uzwojeń cewki zapłonowej jest głównym czynnikiem decydującym o polaryzacji elektrody środkowej świecy zapłonowej. Wyniki badań, na które powołują się autorzy licznych publikacji [1, 2, 5, 6, 7], wskazują na korzyści wynikające z zapewnienia ujemnej polaryzacji elektrody środkowej świecy względem potencjału masy pojazdu. Zasadniczą zaletą takiego rozwiązania jest niższa o około 10 – 15% [2] wartość napięcia zapłonu sprężonej mieszanki paliwowo-powietrznej w porównaniu z układem dodatniej polaryzacji elektrody środkowej. Efekt ten ma znaczenie szczególnie w przypadku utrudnionego zapłonu w warunkach ujemnej temperatury, obniżonego napięcia zasilania instalacji elektrycznej (np. w chwili rozruchu silnika) lub ze względu na obecność niektórych usterek układu zapłonowego. Z tego względu przewodzące części nadwozia i podwozia (masa pojazdu) łączone były pierwotnie z dodatnim biegunem źródła napięcia, dzięki czemu możliwe było dalsze zwiększenie różnicy potencjałów między ujemnie spolaryzowaną elektrodą środkową i boczną świecy zapłonowej [8]. Biorąc pod uwagę coraz szersze zastosowanie urządzeń elektronicznych bazujących na elementach półprzewodnikowych (głównie na tranzystorach bipolarnych typu n-p-n), połączenie masy pojazdu z dodatnim biegunem źródła napięcia straciło na znaczeniu. Jednak w dalszym ciągu w praktycznych zastosowaniach dominują układy zapłonowe o ujemnej polaryzacji elektrody środkowej świecy względem masy pojazdu, zapewniające w rezultacie wyładowanie iskrowe w warunkach niższego napięcia niż przy polaryzacji odwrotnej. Są to głównie starszego typu układy zapłonowe wyposażone w elektromechaniczny aparat zapłonowy z rozdzielaczem bądź układy z indywidualnymi cewkami zapłonowymi dla każdego cylindra.

Istnieje grupa układów zapłonowych, stosowanych głównie w silnikach o parzystej liczbie cylindrów, w przypadku których wyładowanie na elektrodach świec odbywa się zarówno pod wpływem napięcia ujemnego, jak i dodatniego. Są to układy z dwubiegunowymi cewkami zapłonowymi. Na rysunku 1 przedstawiono schemat bezrozdzielaczowego układu zapłonowego silnika czterocylindrowego z podwójną cewką dwubiegunową, której każda z sekcji została obciążona dwiema świecami zapłonowymi.



Rys. 1. Bezrozdzielaczowy układ zapłonowy silnika czterocylinrowego z cewkami dwubiegunowymi

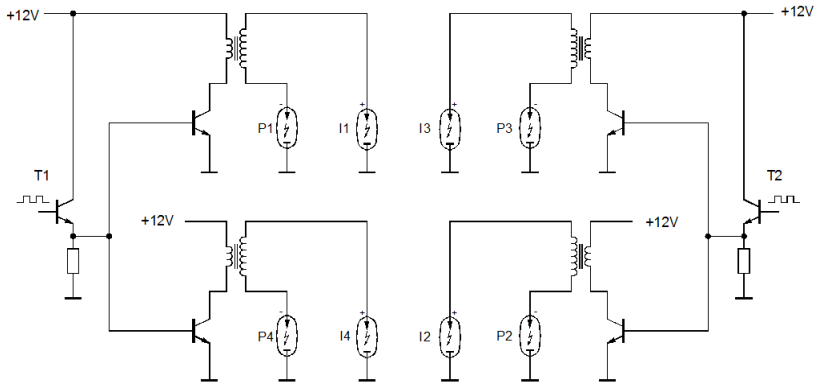
Dzięki odpowiedniemu układowi połączeń możliwe było dołączenie świec zapłonowych do zacisków uzwojenia wtórnego cewki bez pośrednictwa rozdzielacza zapłonu. Rozwiązanie to znacząco poprawiło niezawodność układów zapłonowych. Wyeliminowano bowiem kilka typowych defektów, do których zaliczyć należy wypalanie styków przerywacza i kopolki aparatu zapłonowego oraz uszkodzenia elementów współpracujących z wirującym palcem rozdzielacza. W przypadku niektórych dwubiegunowych cewek zapłonowych tranzystor mocy, odpowiedzialny za sterowanie prądem uzwojenia pierwotnego, umiejscawiany był wewnątrz obudowy cewki, choć zwykle zajmował miejsce na płycie mikroprocesorowego sterownika silnika. Tranzystor ten intensywnie nagrzewa się w trakcie pracy, dlatego zmiana jego lokalizacji była korzystnym rozwiązaniem. Wprowadzenie układów bezrozdzielaczowych znacząco poprawiło również precyzję regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu. Obliczeń tego parametru dokonywał mikrokontroler sterownika silnika na podstawie sygnałów otrzymywanych dzięki współpracującym z nim czujnikom. W przypadku starszych rozwiązań (układy z mechanicznym przerywaczem i rozdzielaczem zapłonu) efektywna regulacja wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wymagała szeregu dodatkowych podzespołów i operacji [9].

Cechą charakterystyczną układów zapłonowych z cewkami dwubiegunowymi jest jednoczesne występowanie wyładowania iskrowego na obydwu świecach podłączonych do zacisków uzwojenia wtórnego danej cewki bez względu na to, w którym z dwóch cylindrów miał być w danej chwili zainicjowany zapłon sprężonej mieszanki. Wyładowanie elektryczne na jednej z tych świec (w czasie trwania suwu wydechu) nie prowadziło więc do zapłonu. Z tego względu w literaturze anglojęzycznej tego typu układy określane są jako *waste spark ignition systems* [10, 11]. Ponadto występuje zawsze dodatnia i ujemna polaryzacja świec zapłonowych stanowiących obciążenie pojedynczej sekcji cewki dwubiegunowej. Oznacza to odmienną wartość szczytową napięcia wyładowania na świecach przy założeniu podobnych warunków panujących w komorach spalania obydwu cylindrów w

końcowej fazie suwu sprężania. Z tego względu w praktyce niejednokrotnie obserwowano zróżnicowany stopień zużycia środkowych i zewnętrznych elektrod świec zapłonowych w zależności od polaryzacji, szczególnie w przypadku elektrod wykonanych z materiałów starszej generacji [11].

2.2 Układ z cewkami dwubiegunowymi zapewniający jednolitą polaryzację elektrod środkowych świec

W laboratoriach badawczych producentów elementów wyposażenia elektrycznego samochodowych układów zapłonowych w dalszym ciągu wykorzystywane są do doświadczeń silniki wyposażone w dwubiegunowe cewki zapłonowe ze zintegrowanymi tranzystorami mocy (np. silniki pojazdów z grupy Daewoo). Zróżnicowana polaryzacja elektrod środkowych świec zapłonowych nie ma praktycznego znaczenia, jeżeli prowadzone badania dotyczą tych parametrów układu zapłonowego i silnika, które nie zależą w istotnym stopniu od wartości szczytowej napięcia na zaciskach uzwojenia wtórnego cewki zapłonowej. W przeciwnym razie zalecane jest ujednoczenie polaryzacji elektrod świec zapłonowych. Problem zapewnienia jednolitej polaryzacji elektrod środkowych świec wszystkich cylindrów można w tym przypadku rozwiązać na drodze modyfikacji układu zapłonowego polegającej na zastąpieniu cewki dwubiegunowej cewkami indywidualnymi. Tego rodzaju rozwiązanie jest jednak kosztowne z uwagi na konieczność wprowadzenia istotnych zmian w strukturze układu zapłonowego, z którymi wiąże się procedura doboru cewek indywidualnych o odpowiednich wymiarach oraz właściwościach elektrycznych. Ponadto niezbędne jest zapewnienie właściwego przebiegu procesu sterowania pracą tych cewek, z czym wiąże się ingerencja w kształt istniejących układów elektronicznych sterownika silnika bądź konieczność ich rozbudowy. Rozwiązanie proponowane w treści niniejszej publikacji pozwala pozostawić oryginalny, przewidziany przez producenta układ zapłonowy silnika w celu zapewnienia ujemnej polaryzacji elektrod środkowych świec zapłonowych dwóch spośród czterech cylindrów silnika. Ujemna polaryzacja pozostałych dwóch świec będzie możliwa na drodze rozbudowy układu zapłonowego dzięki zastosowaniu drugiej podwójnej dwubiegunowej cewki zapłonowej o identycznych parametrach jak oryginalna (rys. 2).



Rys. 2. Rozwiązanie problemu zapewnienia jednolitej polaryzacji elektrod środkowych świec w układzie z cewkami dwubiegunowymi

Rozwiązanie to polega na wprowadzeniu dwóch dodatkowych tranzystorowych stopni sterujących T1 i T2 odpowiedzialnych za sterowanie przepływem prądu uzwojenia pierwotnego dwóch cewek dwubiegunowych, z których każda obsługuje parę świec zapłonowych cylindrów odpowiednio 1-4 (świece P1 i P4) i 2-3 (świece P2 i P3). Wyładowanie iskrowe między elektrodami wymienionych wyżej par świec powinno zachodzić jednocześnie (por. rys. 1). Aby uniknąć opóźnień związanych z odwróceniem fazy sygnału sterującego oraz ograniczyć obciążenie stopnia wyjściowego sterownika silnika, dwa dodatkowe stopnie tranzystorowe pracują w układzie wtórnika emiterowego. Dzięki świecom zapłonowym I1, I2, I3 i I4, umiejscowionym poza komorami spalania cylindrów, obwody elektryczne uzwojeń wtórnych poszczególnych cewek są zamknięte, a obciążenie poszczególnych sekcji cewek zbliżone jest do znamionowego. Świece te w pewnym sensie pełnią rolę iskierników pomocniczych, które nie biorą bezpośredniego udziału w procesie zapłonu mieszanki. Przedstawiony na rysunku 2 układ zapłonowy pozwala więc na generowanie ujemnych impulsów zapłonowych o parametrach przewidzianych przez konstruktorów silnika na świecach wszystkich cylindrów przy równoczesnym wykorzystaniu fabrycznych cewek zapłonowych przewidzianych do współpracy ze sterownikiem silnika, którego budowa nie będzie wymagać żadnych modyfikacji.

3. Podsumowanie

Bezrozdzielaczowe systemy sterowania zapłonem stanowią obecnie grupę najczęściej wykorzystywanych w praktyce rozwiązań gwarantujących precyzyjne ustawienie kąta wyprzedzenia zapłonu i czasu włączenia uzwojenia pierwotnego

cewki zapłonowej dzięki współpracy z mikroprocesorowymi sterownikami silnika. Układy te pozbawione są mechanicznych elementów ruchomych, takich jak przerywacz lub wałek aparatu zapłonowego, dzięki czemu znacząco poprawiła się ich niezawodność w porównaniu do starszych rozwiązań. Zastosowanie dwubiegunowych cewek zapłonowych pozwala obniżyć koszt wykonania układu zapłonowego, jednak istotną różnicą w stosunku do układów bezrozdzielaczowych z indywidualnymi cewkami zapłonowymi jest przeciwna polaryzacja elektrod środkowych świec podłączonych do zacisków uzwojenia wtórnego pojedynczej sekcji cewki dwubiegunowej. Z punktu widzenia użytkownika pojazdu nie ma istotnego znaczenia fakt, czy zapłon mieszanki nastąpił w wyniku wyładowania elektrycznego pod wpływem dodatniego czy ujemnego impulsu wysokiego napięcia. Należy jednak pamiętać, że polaryzacja elektrody środkowej jest jednym z czynników decydujących o wartości szczytowej napięcia zapłonu sprężonej mieszanki.

Zarówno chwilowa wartość napięcia, jak i polaryzacja impulsu prowadzącego do wyładowania w przestrzeni międzyelektrodowej mają znaczenie z punktu widzenia badań laboratoryjnych świec zapłonowych. Dotyczy to w szczególności obserwacji zjawiska wyładowania zabrudzeniowego po zewnętrznej powierzchni izolatora i efektu bocznikowania świecy (prąd upływu), ponieważ wzrost napięcia na elektrodzie środkowej jest zjawiskiem sprzyjającym tego rodzaju pasożytniczym wyładowaniom. Konieczność uwzględnienia polaryzacji elektrody środkowej świecy zachodzi również w przypadku pomiaru energii wyładowania iskrowego [12] oraz oceny stopnia degradacji elektrod [4]. Dokonując badań porównawczych energii wyładowania iskrowego na świecach w poszczególnych cylindrach, szczególnie w odniesieniu do świec intensywnie eksploatowanych, warto ograniczyć wpływ prądu upływu i wyładowań zabrudzeniowych poprzez zapewnienie jednolitej (ujemnej) polaryzacji elektrod środkowych świec wszystkich cylindrów.

W treści publikacji przedstawiono prostą metodę pozwalającą zapewnić jednolitą polaryzację elektrod środkowych świec zapłonowych wszystkich cylindrów. Sposób ten znajduje zastosowanie w przypadku silników o parzystej liczbie cylindrów, czyli takich, których układy zapłonowe mogą być wyposażone w cewki dwubiegunowe. Wykorzystanie drugiej cewki zapłonowej, identycznej z oryginalną, sterowanej przy pomocy tranzystora stopnia wyjściowego sterownika odpowiedzialnego za pracę cewki oryginalnej, daje gwarancję zapewnienia poprawnych (zgodnych z wymaganiami producenta silnika) parametrów elektrycznych tego podzespołu. Do parametrów tych, określających warunki pracy cewki zapłonowej, zaliczane są: rezystancja i indukcyjność obydwu uzwojeń, szczytowa wartość napięcia uzwojenia wtórnego, energia i sprawność.

Literatura:

1. Demidowicz R. *Zapłon*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1993
2. Trzeciak K. *Świece zapłonowe*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1993

3. Herner A., Riehl H.J. *Elektrotechnika i elektronika w pojazdach samochodowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2013
4. Matsubara Y., Nakayama K. *Dual Polarity Type Ignition System*, US Patent No. US 5,797,383, 1998
5. Lotko W. *Świece zapłonowe*, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom, 2008
6. Flamisch O. *Diagnostyka samochodu*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1979
7. Jacobs Ch. *Performance ignition systems: electronic or breaker-point ignition system tuning for maximum performance, power, and economy*, HP Books, New York, 1999
8. Pomykański Z. *Elektrotechnika samochodowa*, PWN, Warszawa, 1983
9. Hammill D. *How to Build & Power Tune Distributor-Type Ignition Systems*, Veloce Publishing Ltd., 2009
10. Santini A. *Automotive Electricity & Electronics*, Cengage Learning, 2012
11. Materiały NGK, <https://www.ngk.com/glossary/8/spark-plug/W>, dostęp 19.11.2015
12. Fryškowski B. *Development of vacuum tube based voltage and current probes for automotive ignition systems*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D- Journal of Automobile Engineering, pp. 958–968, 2015, vol. 229(8), DOI: 10.1177/0954407014549063

Modelling of thermoelectric processes in FEM environment based on experimental studies

Michał Wikary^{1,}, Jacek Dybala¹, Robert Gumiński¹*

¹ Instytut Pojazdów, Politechnika Warszawska

*Kontakt e-mail: m.wikary@mechatronika.net.pl

1. Introduction

Poland as a member of European Union is obligated to meet requirements related to climate protection (40% reduction of CO₂ emission, in comparison to year 1990) and development of Renewable Energy Sources systems (contribution up to 27%.) and theirs efficiency (27%) in the energy industry up to years 2020 [1] and 2030 [2]. According to mentioned data the reduction of greenhouse gas emissions (40% in comparison to year 1990) and the natural environment protection is very important aspect of modern technology progression in near future. Industrial companies from various market sectors (automotive, military, electronic etc.) direct their attention to distributed generation of energy sources [3], [4]. Nowadays, so called energy cogeneration becomes more and more popular not only in the industry market but also among private individuals. One of the common group of innovative technologies is Renewable Electricity Production. Examples of mentioned subject are systems which base on solar energy, wave movements, piezoelectric devices, Peltier modules etc. The last from specified subgroup is able to work as a thermoelectric generator. The main effect which allows electricity production in this case is Seebeck phenomenon (common usage of the modules refer to Peltier phenomenon). The thermoelectric generators produce electromotive force from heat flow across a temperature gradient [5]. While heat flows in direction from hot to cold, free charge carriers, electrons or holes in the material are also driven to the cold end. The resulting value of voltage is proportional to the temperature difference multiplied by the Seebeck coefficient. Figure 1 presents structure of standard Peltier module [6-9]. Advantages such as low prize, availability, stability, predictability, reliability make the thermoelectric generator valuable in Renewable Electricity Production. On the market there are many types of the product with wide range of capabilities. Unfortunately most of the specifications added to the commercially available Peltier modules contain limited work characteristics range and information about Seebeck or Peltier coefficient.

Considering the fact that the efficiency of thermoelectric generators is relatively low all activities which could increase accuracy in determination of real efficiency should be considered. Especially that the Peltier module input values presented by companies are hard to achieved in laboratory environment.

In this paper will be presented methodology which effectively and relatively in short time will be able to create finite element (FE) model of thermoelectric generator based on laboratory studies. The FE model will reflect laboratory output data. The product may be used as input in more advances studies with sophisticated test stands designed in CAD software [10], [11]. The method is dedicated for ANSYS Workbench environment.

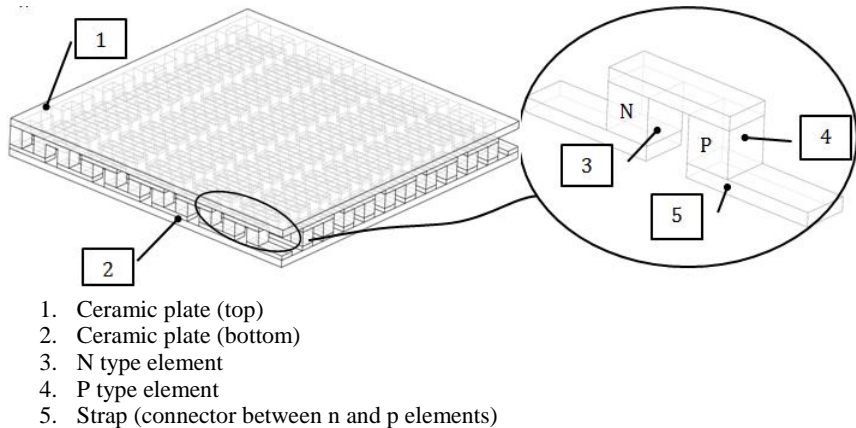


Fig. 1. Structure of standard Peltier module.

2. Laboratory examination, model creation

At the beginning of the procedure a commercial Peltier Module need to be examined in a laboratory environment. It enables to specify an output data (electromotive force) which will be a reference points for FE thermoelectric model. Next step refers to finite element model creation. Selection of finite element (type) allows determining a range of phenomena which software shall include during solution process. In this case SOLID90 and SOLID226 were selected. Figure 2 present finite elements and their assignment to the CAD model.

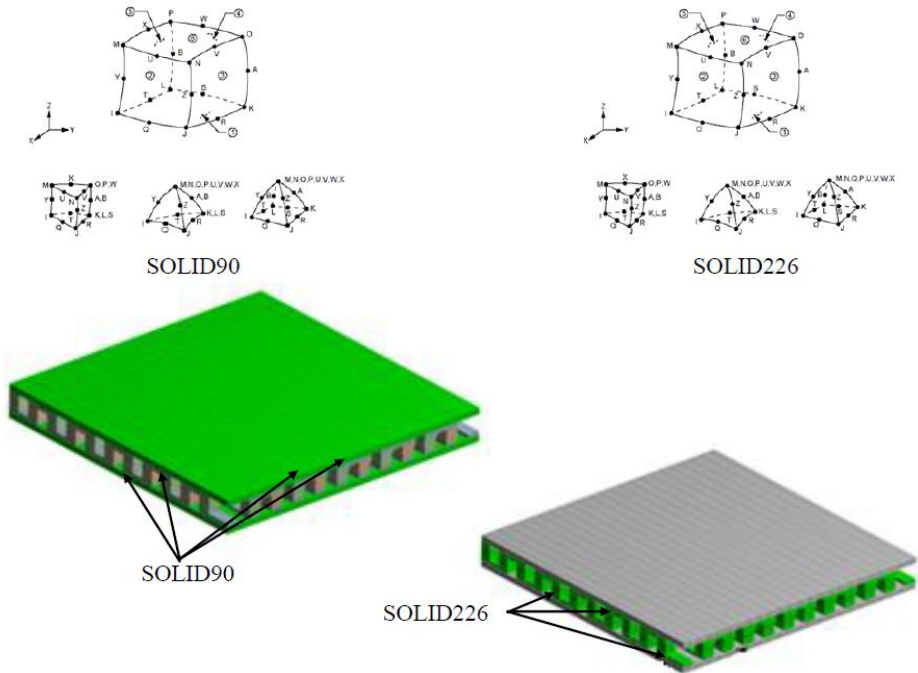


Fig. 2. Finite element and assignment to CAD model (ANSYS Workbench)

Next step determines discretization level. If the mesh quality will be too high the results accuracy may be changed beyond reasonable value (in comparison to measurement devices during laboratory examination) and impact in total time calculations. Last step of the model creation requires definition of boundary conditions. For thermoelectric coupled field analysis both temperature of hot and cold side of the thermoelectric generators were modeled and electrical potential. The analysis consisted of several loadsteps to allow suitable monitoring of solution process.

3. Parametrization, model adjustment

Completion of model creation stage allows moving on to next activity, parametrization. This step specifies what feature will be set as the parameter. Considering the fact that the fundamental effect in cogeneration (Renewable Electricity Production) performed by thermoelectric generator is Seebeck phenomenon, the Seebeck coefficient was selected as parameter in FE analysis. Additional information is required to absolutely define the variable and the parameter range. The span value directly affects total calculation time because solver take into

account all coefficient numbers and for them is repeated solution process in loop. If the procedure is carried out first time it is recommended to set parameter range based on maximum and minimum acknowledged material Seebeck coefficient (e.g. - 0.000200 V/°C - 0.000250 V/°C with step - 0.00010 V/°C [12]-[18]). The parametrization process is completed when the solver finish analysis in full range of parameter and output data are available (electromotive force). The model adjustment stage require comparison between output values obtained for defined Seebeck coefficient range and reference measurements of laboratory examination. Based on the experimental reference output points adequate value of calculated thermoelectric generator model should be selected. As has been mentioned in previous section, the analysis was divided into several load steps mainly in order to readout output values for gradually cumulated temperature difference between hot and cold side of analysed FE model Peltier module.

4. Summary

The examined and adjusted Peltier modules according to the presented methodology can be used in more sophisticated test stands designed in CAD software with accuracy which reflects laboratory results (without need to create physical test stand). It is dedicated for coupled field analyses in ANSYS Workbench. The advantages allow for fast examination of Peltier modules (commercial) and continuation of the researches in FE environment with corrected or extended work characteristics (in regard to original specification added to commercial Peltier module by manufacturer)

Literature:

1. Parlament europejski i rada unii europejskiej, Dyrektywa 2004/8/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 11 lutego 2004 r. w sprawie wspierania kogeneracji w oparciu o zapotrzebowanie na ciepło użytkowe na rynku wewnętrznym energii oraz zmieniająca dyrektywę 92/42/EWG, parlament europejski i rada unii europejskiej, Bruksela, 2004.
2. Sekretariat Generalny Rady, Konkluzje, Rada Europejska, Bruksela, 2014
3. Wikary, M., Lubikowski, K., Radkowski, S., Szczurowski, K. Energy Scavenging in a Vehicle's Exhaust System. *Journal of KONES Powertrain and Transport Vol. 19 (2012)*, 253-261
4. Wikary, M., Lubikowski, K., Dybała, J., Rokicki, K., Szulim, P. Thermal Analyses of Exhaust System on Combustion Engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport Vol. 19 (2012)*, 173-178.
5. Rowe, D. M., *CRC Handbook of Thermoelectric*, Boca Raton, Florida, 1995,
6. Sawieliew, I. W. *Wykłady z fizyki*, PWN, Warszawa, 2000.
7. Salejda, W., *Termodynamika z elementami termodynamiki statystycznej*, Wrocław, 2007.
8. Camargo, J., Costa de Oliveira, M. Principles of Direct Thermoelectric Conversion. *Heat Analysis and Thermodynamic Effects (2011)*, 93-105.
9. Snyder, G. J. Small Thermoelectric Generators. *The Electrochemical Society Interface Vol. 17, No. 3 (2008)*, 54-56.
10. Wikary, M., Lubikowski, K., Radkowski, S., Szczurowski, K. Analysis of possibility of use

- Peltier modules in task of energy scavenging. *Key Engineering Materials Vol. 588 (2013)*, 1-11
11. Wikary, M., Lubikowski, K., Radkowski, S., Szczurowski, K. Seebeck phenomenon, calculation method comparison. *Journal of Power Technologies Vol. 95 (2015)*, 63-67.
 12. Beensh-Marchwicka, G., Procisów, E., Osadnik, S. Materials for thin film thermal converters. *Proc. 27th Int. Conf. IMAPS-Poland (2003)*, 43-49.
 13. Sato, N., Takeda, M., Fabrication and evaluation of a flexible thermoelectric device using metal thin films. *Proc. 24th Int. Conf. on Thermoelectrics (2005)*, 160-163.
 14. Glatz, W., Muntwyler, S., Hierold, C. Optimization and fabrication of thick flexible polymer based micro thermoelectric generator. *Sensors and Actuators A: Physical Vol. 132 (2006)*, 337-345.
 15. Ogura, H., Numanjiri, H., Narushima, H., Izuchi, M., Arai, M. Emf changes of Pt/Pd thermocouples in the range from 420°C to 1080°C. *Proc. SICE Annual Conf. (2003)*, pages 1171-1174.
 16. Wijngaards, D., De Graaf, G., Wolffenbuttel, R. Single-chip micro-thermostat applying both active heating and active cooling. *Sensors and Actuators A: Physical Vol. 110 (2004)*, 187-195.
 17. Glatz, W., Durrer, L., Schwyter, E., Hierold, C. Novel mixed method for the electrochemical deposition of thick layers of $\text{Bi}_{2+x}\text{Te}_{3-x}$ with controlled stoichiometry. *Electrochimica Acta 54 (2008)*, 755-762.
 18. Glatz, W., Durrer, L., Schwyter, E., Hierold, C. Flexible Micro Thermoelectric Generator based on Electroplated $\text{Bi}_{2+x}\text{Te}_{3-x}$. *DTIP of MEMS & MOEMS*, 46-48.

Wyniki badań realizacji drugiego etapu projektu: Pozyskiwanie do celów procesowych informacji zakodowanych w podzespołach elektronicznych pojazdów i maszyn roboczych

Walczak Damian^{1,}, Zieliński Łukasz^{1,*}, Trojgo Michał¹, Szczurowski Krzysztof¹,
Rokicki Krzysztof¹, Kurkus Łukasz¹*

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

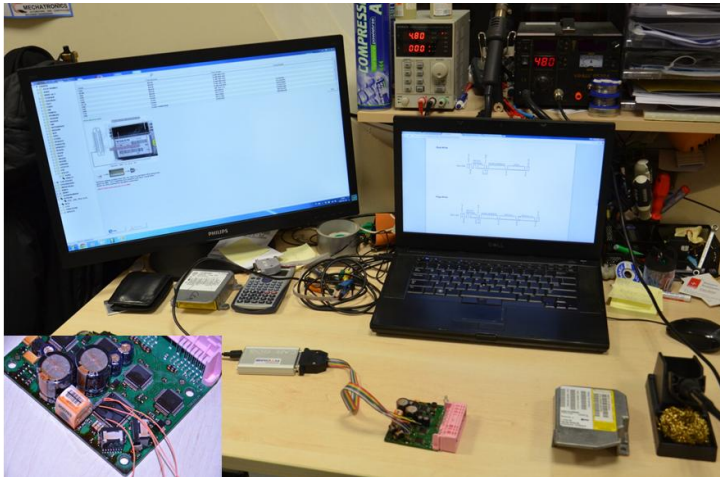
* Kontakt e-mail: d.walczak@mechatronika.net.pl,

lzielinski@mechatronika.net.pl

Streszczenie

W ramach projektu zostanie zaprojektowane i zbudowane stanowisko prototypowe stacjonarne i mobilne do rozkodowywania i pozyskiwania do celów procesowych informacji z podzespołów elektronicznych zainstalowanych oraz zdemontowanych z pojazdów i maszyn roboczych. Stanowisko będzie wykorzystywane do wykrywania nieautoryzowanej modyfikacji tych informacji lub badań przyrządów służących do kradzieży pojazdów i maszyn roboczych (ustalenie oryginalnych numerów VIN i ich części ustalanie przyczyn i przebiegu wypadku drogowego, ustalenie faktu i sposobu fałszowania danych). Opracowane metody analizy danych będą weryfikowane pod kątem możliwości ich zastosowania przez funkcjonariuszy Policji i Straży Granicznej podczas wykonywania rutynowych czynności służbowych. Ponadto stanowisko będzie umożliwiać badanie elektronicznych narzędzi do pokonywania fabrycznych zabezpieczeń, zagłuszania systemów GPS, GSM i policyjnych radiostacji oraz wykrywania urządzeń zakłócających rejestratory przebiegu jazdy.

Prezentacja dotyczyć będzie przede wszystkim analizy istniejących rozwiązań mobilnych platform hardwarowo-sofwarowych, analiza metod komunikacji sterowników pojazdów i opracowanie algorytmu komunikacji dla różnych marek oraz przeprowadzenie analizy istniejących rozwiązań umożliwiających wymianę informacji pomiędzy operatorem i pojazdem. Zaprezentowane zostaną dotychczasowe wyniki realizacji projektu.



Rys. 1. Odczyt pamięci procesora MOTOROLA HC 912 w sterowniku SRS Temic (VOLVO V40) programatorem CARPROG.

Project and construction of the coordinate measuring machine for passive magnetic measurement

Szymon Gontarz¹, Łukasz Kurkus², Michał Trojgo³, Damian Walczak⁴, Łukasz Zieliński⁵

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

* Kontakt e-mail: szymon.gontarz@simr.pw.edu.pl

1. Introduction

The materials related to the real threat of failure caused by material fatigue, exceeding the permissible stress, or occurrence of plastic deformations, have magnetic properties, which allowed for development of a group of magnetic methods in technical diagnostics. Most of steels (ferromagnetic steels) change their magnetic properties due to applied loads, cumulation of the load history, and the progressive structure degradation. The material magnetic properties also influence the state of magnetisation (level and space distribution) of the tested element in the Earth's weak magnetic field.

Exploring the physical background of steel stress-magnetisation without participation of artificial sources of magnetic field constitutes the basis for development of passive magnetic methods in diagnostics. In order to carry out reliable tests, the specially designed measuring stands are necessary, which will allow for precise measurements in the unchanging magnetic conditions.

2. Research problem and research method

The main purpose of the project was constructing a machine for automated creation of the magnetic field map of the tested spatial elements, characterised by the scanning precision and independence of magnetic conditions during measurement taking. The initial structure for constructing the machine was the frame with the 3D printer drives. Controlling the trajectory of the machine motion is performed by means of the normalised G-code instructions. The MAG3110 sensor of the magnetic field strength was implemented to measure magnetic field. Positioning and spatial orientation of the measuring head was based on three digital scales. For data processing and acquisition, the original, proprietary driver was, based on the ATmega32A micro controller. The data transfer from the measuring device to the PC

computer was performed by means of the serial transmission. The unique, proprietary programme, created in the LabView environment enables gathering, analysis, and interpretation of data.

3. Results

The designed machine was built in accordance with strict assumptions enabling the precise and independent measurement of magnetic field. The tests of scanning the working space, as well as the exemplary steel sample were performed. The results indicate the correct functioning of both the measurement channel with the magneto resistive sensor itself, and the coordinate measuring machine, whose work does not impede the measurement. The assumed precision of head control has been achieved, which amounts to approximately 0,1mm.

4. Results

In general, it can be stated that the group of passive magnetic methods, although in theory very substantively complex, should be seen as very promising and modern technique in the technical diagnostics. In comparison with the active magnetic techniques, the passive methods have many advantages, such as the fact that they do not require special preparation of the object and can be used in certain distance from the tested object. The main obstacle related to using these methods consists in the fact that the diagnostically relevant information is located within the weak magnetic fields, and in the fact of the differentiated influence of external factors, as well as internal conditions of the material on the object's behaviour in the considered range of fields. These conclusions justify the desirability of designing and building the coordinate measuring machine for magnetic measurements.

Dynamic vibration absorber in household equipment

Aleksandra Waszczuk-Młyńska^{1,*}

¹ Warsaw University of Technology SiMR IP

*Contact e-mail: awm@mechatronika.net.pl

1. Introduction

Increasing customers ecological consciousness force producers of household equipment to create equipment with low current and water consumption. Many producers additionally put big attention to noise and vibration behavior of their products because vibro-acoustic behavior became in last year's important competitive criterion [1, 2]. Reduction of noise and vibration of household equipment is important from point of view of health of people but also economy and ecology. According to World Health Organization report [3] noise pollution is the second biggest environmental problem affecting health. Noise pollution influence concentration ability, causes annoyance and difficulties in sleeping what can result in increase of risk of cardiovascular diseases and high blood pressure.

2. Parameter estimation of dynamic vibration absorber

Due to the fact that industrial partner receive p pumps with brackets form sub-supplier it has been decided to not modify this component and to design dynamic vibration absorber for back wall instead.

Dynamic vibration absorber is a device assembled in aim of reduction of harmonic vibrations [4, 5]. Its principle of operation is based on selection of additional mass on spring and dynamical properties of this system (Fig. 1) allowing reduction of vibration of main object. Usually DVA is a mass m which is few times lighter then mass M of structure which vibrations are to be reduced. The mass m is attached to vibrating object by spring with stiffens k .

Taking in to account, that main component of vibrations of pump is in 100 Hz and it propagates from pump to back wall, parameter estimation of DVA was performed for this particular frequency. For this purpose following parameters of real object were measured:

$M=1$ kg – mass of back wall

$m=0,1$ kg – mass of DVA

$\omega_1 = \frac{k}{M} = 100\text{Hz}$ – frequency of back wall vibration to be reduced.

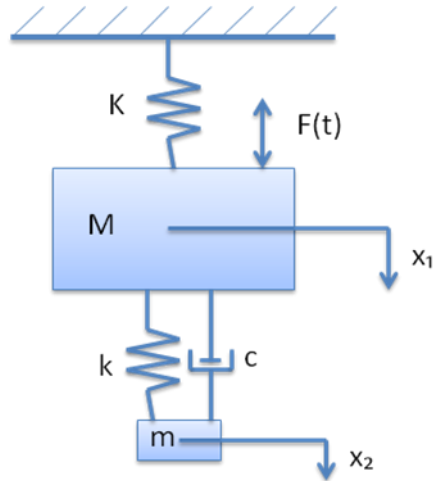


Fig. 1. A schematic diagram of dynamic vibration absorber on vibrating mass

Correctly tuned DVA for frequency φ , if main object is excited with $F(t) \sin \varphi t$, will cause acting of force contrary to excitation force. Equations describing complete system (main object and DVA) are given below (Eq. 1 and 2):

$$M\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Kx_1 + k(x_1 - x_2) = F(t) \sin \varphi t \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1) = 0 \quad (2)$$

where:

$$\frac{K}{M} = \omega_1 - \text{eigen frequency of main object,}$$

$$\frac{k}{m} = \omega_2 - \text{eigen frequency of DVA,}$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \varphi - \text{with this assumption DVA will reduce vibrations of aim object}$$

The resonance curve presents amplification factor μ (Eq. 3) as a function of ratio $\frac{\varphi}{\omega_1}$, i.e. ratio of frequency of excitation to eigenfrequency of the object.

$$\mu = \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{\varphi}{\omega_2}\right)^2\right]^2 + 2\gamma \frac{\varphi^2}{\omega_2}}{\left\{\left[1 - \left(\frac{\varphi}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \left(\frac{\varphi}{\omega_2}\right)^2 - \beta \left(\frac{\varphi}{\omega_1}\right)^2\right]\right\}^2 + \left(2\gamma \frac{\varphi}{\omega_2}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{\varphi}{\omega_1}\right)^2 (1 - \beta)\right]^2}} \quad (3)$$

where: $\gamma = \frac{c}{2m\omega_2}$ and $\beta = \frac{m}{M}$.

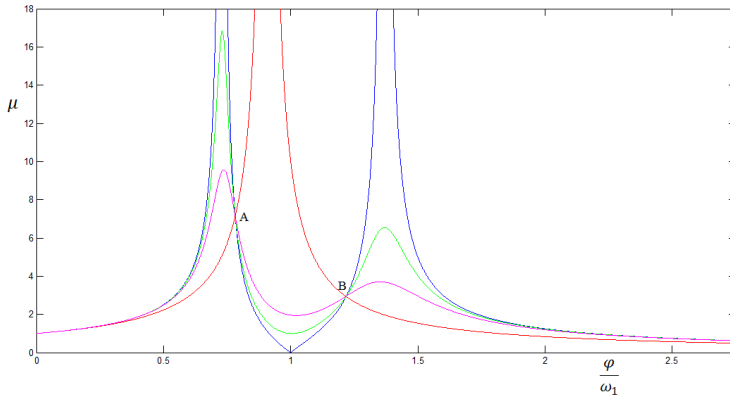


Fig. 2. Exemplary resonance curve of system with DVA with $c \neq 0$

Determination of new ω_2 allows investigation of shape of resonance curves for different damping ratios c and to choose such one which optimally will influence vibration behavior of the system. Usually [6] system parameter c is chosen in such way that tangents to a resonance curve in points A and B are horizontal. For considered structure, determined damping ratio is $c = 3,2 \text{ kg/s}$. Additionally For this value exist strongest softening of resonances in wide range of frequencies however one must remember that vibrations of mass M for ω_1 are not damped completely.

3. Conclusions

Reduction of vibrations of structures sometimes force to use non-classical solutions such as dynamic vibration absorbers. In the paper authors presented process parameter estimation of dynamic vibration absorber for modification of vibration behavior of back wall of dishwashing machine. In the considered case the pump is most main source of vibration. The most significant vibration component exciting the back wall is $\omega_1 = 100\text{Hz}$. In the result of performed analysis authors determined parameters of dynamic vibration absorber for which optimal vibration reduction was obtained.

Literatura:

1. Barczewski R, Jakubek B. Problems of in-situ vibroacoustic testing of low-vibroactive devices, *Vibrations in Physical Systems*, Vol. 25, 2012, p. 59-64
2. Barczewski R., Buśkiewicz J., Pittner G. Numerical and experimental vibration analysis of domestic washing machine drum, *Journal of Applied Mechanics and Engineering* 05/2012, 2012
3. World Health Organization Burden of disease from environmental noise, Quantification of healthy life years lost in Europe, WHO Regional Office for Europe, Copenhagen 2011,

http://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0008/136466/e94888.pdf
<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:770879/FULLTEXT01.pdf>

4. Hartog D. Mechanical Vibrations, Courier Corporation, Dover 1985
5. Piszczek K., Walczak I. Drgania w budowie maszyn, PWN, Warsaw 1975
6. Ziemba S. Analiza drgań, part II, PWN, Warsaw 1959

Wybrane zagadnienia projektowania układu nawigacji inercyjnej autonomicznego robota polowego

(Selected topics of autonomous agricultural robot inertial navigation system project)

Marcin Jasiński^{}, Jędrzej Mączak¹, Przemysław Szulim¹, Sebastian Korczak²*

¹ Institute of Vehicles, Warsaw University of Technology

² Institute of Machine Design Fundamentals, Warsaw University of Technology

^{*}Contact e-mail: jachuu@simr.pw.edu.pl

Abstract

Syndicate of Industrial Institute of Agricultural Engineering in Poznan, with the Institute of Vehicles of Warsaw University of Technology and PROMAR company from Poznan was started a design of autonomous farm robot for sowing and cultivation of wide row planting.

The aim of the project is to develop the structure and operation procedures of an autonomous robot for sowing and wide row planting and conduct laboratory and exploitation tests on an experimental model. Autonomous work of the robot (traction and agronomic processes) will be implemented on the basis of data from different kinds of sensors (cameras, position, distance and others). Positive test results will allow utilisation of the robot in organic crops requiring mechanical removal of weeds or in crops with application of selective liquid agrochemicals limited to the minimum. The use of the vision system, supported by the maps and known coordinates of the sown seeds, will allow for their care on an early stage of plant development. The applicability of the robot to onerous work in organic farming may encourage farmers to discontinue the use of herbicides in crops include sugar beet, corn, etc.

According to this, achieving the objectives of the project will require the achievement of the following specific objectives of the practice [1, 2]:

- development of the robot platform,
- selection of precision drills and development of methods of positioning sown seeds,
- development of tools to allow the processing of weeding both the surface and the surface spacing between crops in a row,

- development of tools to selectively spray the surface and the surface of the soil,
- development of the control system and control algorithms autonomous robot field in terms of traction and agronomic processes.

Projected robot will enable complex care of field crops including: red beet, sugar beet, sweet corn, cabbage, lettuce, forest nurseries, orchard, production of vegetables and ornamental plants. Additionally it should enable the mechanical destruction of weeds and, if necessary, precise application of crop protection formulations and fertilizers.

Robot constructed by us will be have a smart weeders, equipped in LPS system, which uses digital image analysis for steering working tools, for mechanical weed control (Fig. 1).

Main sensor system is based on a specialized GPS receiver providing position information with an accuracy of less than 100 mm. This system will be used to: control speed of the robot, guidance and maintenance robot on the designated path, precision seeding - the exact information on where sowing the seeds will be used to build maps of seeds, which will be used as supporting information for precision weeding, and to control the position of and operation of key components. For tests a typical GPS (10 Hz) will be used.

The front camera view will be used to increase positioning accuracy of the robot. It will allow corrections of the robot path regarding the rows of plants. The vision system will also be used for detection of non-moving objects. Simultaneously second vision unit will also be used for acquiring camera images immediately before active hoes and sprayer. Additionally information from the acceleration sensors and encoders built-in wheels will be used in navigation purposes. To determine the angular acceleration the IMU (Inertial Measurement Unit) will be required. This will enable a:

- trajectory correction of the robot,
- precise work of active hoe,
- position adjustment and precise dosing of liquid fertilizer plant health products.

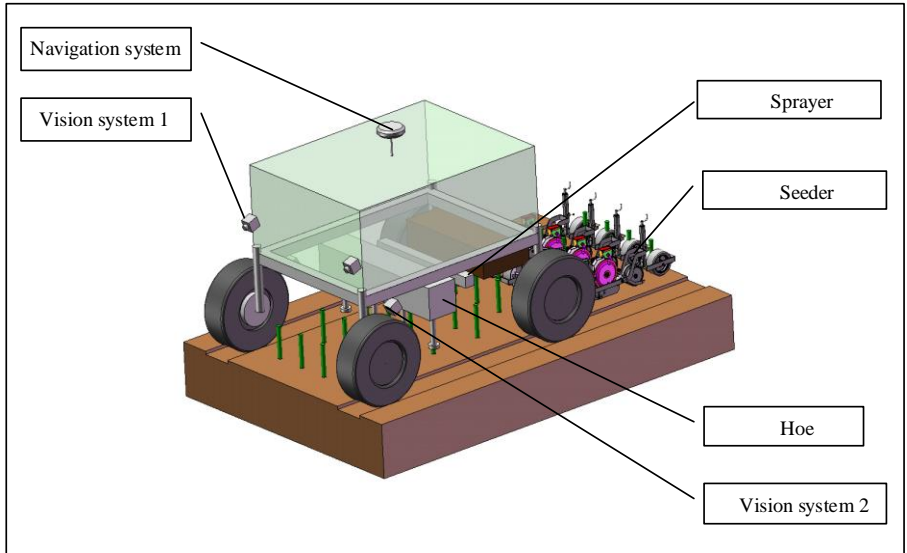


Fig. 1. Model of the autonomous robot [3]

In conclusion it is planned to determine the precise orientation of two coordinate systems, one associated with the vehicle, the second associated with the working equipment. Information about the absolute position of the robot will be acquired from the GPS system. This information will supplement the measurements from two separate AHRS systems. Fusion of the information will be based on the Kalman filter [4], and specifically on its extended version (Unscented Kalman Filter UKF [4]). One of the expected problems can be significant distortion of the magnetic field caused by the presence of the ferromagnetic structure of the robot body. Such distortions can significantly interfere with the AHRS systems and include additional errors to the estimated values. In case of detection of such problems first step towards its solution will be to use additional magnetic field sensors placed at an appropriate distance from the structure. The experience of the authors show that such solutions are often sufficient. As an additional sensor Honeywell HMC5983 sensor [5] could be used exhibiting good thermal stability (analysed in papers [6] and [7]). In the case of the ineffectiveness of this solution it is planned to skip the measurement of magnetic sensors AHRS algorithm VN-100 (this mode is available). You'll lose the ability to estimate the Yaw angle informing about the course the robot directly from AHRS. This information will be able to be estimated from the following GPS measurements. Another expected problem may be caused by the vibration of the machine. VN-100 system is based on the sensors created with MEMS technology.

The inclusion of information from encoders and combining it with measurements of AHRS system and a simple GPS system may have to provide enough accurate

information about the position of the robot, that there would be no need to equip the robot in expensive precise GPS system.

During the preliminary phase of the project Authors are planning to test possibility of usage of several low cost sensors for moving objects detection:

- 360 Degree Laser Scanner Development Kit. RPLIDAR is a low laser scanner (LIDAR) solution developed by RoboPeak [8]. The system can perform 360 degree scan within 6 meter range. The produced 2D point cloud data can be used in mapping, localization and object/environment modelling.
- HC-SR04 (Cytron Technologies) ultrasonic distance sensor with range of 5m. The HC-SR04 ultrasonic sensor uses sonar to determine distance to an object like bats or dolphins do. It offers excellent range accuracy and stable readings in an easy-to-use package. Its operation is not affected by sunlight or black material.
- IR Camera [9]. The Wii Remote includes a 128x96 monochrome camera with built-in image processing. The camera looks through an infrared pass filter in the remote's plastic casing. The camera's built-in image processing is capable of tracking up to 4 moving objects, and these data are the only data available to the host. Raw pixel data is not available to the host, so the camera cannot be used to take a conventional picture. The built-in processor uses 8x subpixel analysis to provide 1024x768 resolution for the tracked points. Wii Remote has a ranging 0..3m and effective field of view of about 33 degrees horizontally and 23 degrees vertically.

Low cost autonomous mobile platform for testing the inertial navigation system is under constructions now. This mobile platform is based on four driving modules connected with two main chassis plates (Fig. 2). It will be equipped with:

- two lithium polymer batteries,
- dual high-power DC motor controller,
- myRIO controller (RT system part and FPGA board for controlling peripherals).

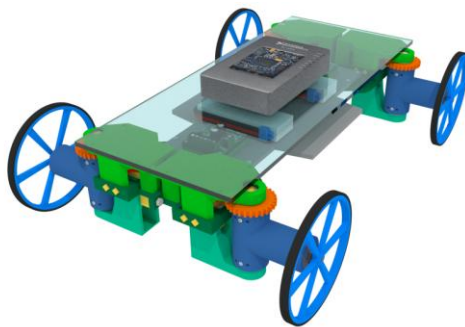


Fig. 2. Full model render of the navigation testing platform

Mobile platform for testing the inertial navigation system is under construction now. In the next stages of the project design tasks are planned: selecting the target

concept robot based on numerical analysis and developing the concept of the control system and autonomous robot control algorithms.



*Work financed
from NCBiR
years 2015-2018
funds.*



Literature

1. Jasiński M., Mączak J., Radkowski S., Rogacki R., Mac J., Szczepaniak J., Pawłowski T.: Conception of autonomous robot for sowing and wide row planting. *Mechanization in Agriculture*. Year LXI, Issue 2/2015, pp. 21-24.
2. Jasiński M., Mączak J., Radkowski S., Rogacki R., Mac J., Szczepaniak J., Pawłowski T.: Autonomous Agricultural Robot - Initial Assumptions of Project. *Zeszyty Naukowe IP*, Vol. 2(102), 2015, pp. 49-56.
3. Rogacki R., Szczepaniak J., Mac J., Grzechowiak R.: Functional and Structural Assumptions of Autonomous Farm Robot Platform. *Proc. of XIV International Technical Systems Degradation Conference*, Liptovský Mikuláš, Slovak Republic, April 8-11, 2015, pp. 179-180.
4. Kalman, R. E.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems, *J. Basic Eng.*, vol. 82, pp. 35–45, 1960.
5. Zhao L., Xia L., Liu F., and Cheng Y.: Application of UKF for MEMS IMUs and Fluxgate Sensors Based Attitude and Heading Reference System of Carriers, *Ind. Electron. Appl. 2007 ICIEA 2007 2nd IEEE Conf. On*, pp. 2278–2283, May 2007. ‘HMC5983_3_Axis_Compass_IC.pdf’. [Online]. Available: https://aerospace.honeywell.com/~media/Images/Plymouth%20Website%20PDFs/Magnetic%20Sensors/Data%20Sheets/HMC5983_3_Ax6is_Compass_IC.ashx. <18-Nov-2015>.
6. Gontarz S., Mączak J., and Szulim P.: Online Monitoring of Steel Constructions Using Passive Methods, in *Engineering Asset Management - Systems, Professional Practices and Certification*, P. W. Tse, J. Mathew, K. Wong, R. Lam, and C. N. Ko, Eds. Springer International Publishing, 2015, pp. 625–635.
7. Szulim P., Gontarz S.: Calibration of magnetic field sensors used for diagnosis of steel construction. *Journal of Electrical Engineering*, 2015, vol. 66, No 6 (in print).
8. <http://www.robopeak.com> <29.10.2015>
9. http://wiibrew.org/wiki/Wiimote#IR_Camera <29.10.2015>

System monitorowania pojazdu pneumatycznego Aria

Paweł Bugala^{1,}, Maciej Miernik¹, Łukasz Miernik¹, Norbert Izdebski¹, Adrian
Antoniak¹, Paweł Ciężkowski¹*

¹ Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, Warsaw University
of Technology

*Kontakt e-mail: pawel.bugala@wp.pl

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach obserwuje się dynamiczny rozwój systemów wspomagających zarządzanie i monitorowanie pojazdów i maszyn roboczych. Posiadają one podstawowe funkcje pozwalające na śledzenie pozycji pojazdu na mapie na ekranie komputera z dostępem do Internetu, śledzenie zużycia paliwa i prędkości pojazdu. Można również odczytywać na bieżąco temperaturę w jednym lub kilku miejscach pojazdu. W systemach tych można realizować bardziej zaawansowane funkcje, pozwalające na przykład na wykonywanie podstawowej diagnostyki pojazdu. Obecnie mamy kilka systemów, które poniżej omówimy. Pierwsze rozwiązanie to System AutoControl firmy AutoGuard 1 umożliwiający zbieranie danych określających położenie pojazdu oraz informacje na temat prędkości, zużycia paliwa i wybranych parametrów jezdnych pojazdu. Dane z pojazdu są wysyłane za pośrednictwem sieci GSM. Drugim rozwiązaniem jest Systemy firmy DAVIS Instruments 2. System ten umożliwia diagnostykę bardzo dużej ilości parametrów. Wadą tego rozwiązania jest to, że urządzenie nie posiada modemu GSM do zdalnego przesyłania danych do komputera, więc dane są dostępne dopiero po podłączeniu terminala do komputera przez złącze USB lub sieć WiFi. Trzecim produktem oferowanym na rynku jest systemem SuperVisor GPS [3]. Umożliwia on rejestrację następujących parametrów np: a) czasu, b) przebytej drogi, c) prędkości średniej i maksymalnej, d) czasu przekroczenia prędkości granicznej, e) obroty silnika (analiza graficzna), f) poziomu paliwa w zbiorniku, itp..

Celem niniejszej pracy jest opracowanie systemu sterowania pojazdu. Ma on być interaktywnym trenerem uczącym kierowcę oszczędnej jazdy. Jednocześnie pozwoli on użytkownikowi na bieżąco kontrolować sposób jazdy. Przesłane dane do komputera umożliwiają porównanie sposobu jazdy użytkowników samochodów w celu osiągnięcia jak najlepszych wyników na zawodach.

2. Pojazd pneumatyczny

Koło Naukowe Maszyn Roboczych zaprojektowało i wykonało pojazd pneumatyczny *Aria*. Na rysunku 1 przedstawiono ogólny jego widok. Jest to pojazd

trójkołowy, którego źródłem napędu jest sprężone powietrze. W rozwiązaniu tego pojazdu powietrze z butli jest dostarczane do siłownika pneumatycznego, który za pomocą specjalnie zaprojektowanej przekładni przekazuje energię do napędu koła jezdnego. Charakteryzuje się on następującymi parametrami technicznymi: długość pojazdu -2050 mm, szerokość pojazdu -1300 mm, wysokość pojazdu -650 mm, rozstaw osi -1400 mm, rozstaw kół przednich -1100 mm, prześwit -90 mm, kąt pomiędzy kołami -43°, waga pojazdu z/bez butli -75/64 kg, średnica tłoka -63 mm, skok tłoka -500 mm, ciśnienie robocze -10 bar, prędkość maksymalna -40 km/h, zasięg na jednej butli (10 litrów, 100bar) -ok 7 km.



Rys. 1. Pojazd pneumatyczny Aria

3. Krótki opis zawodów

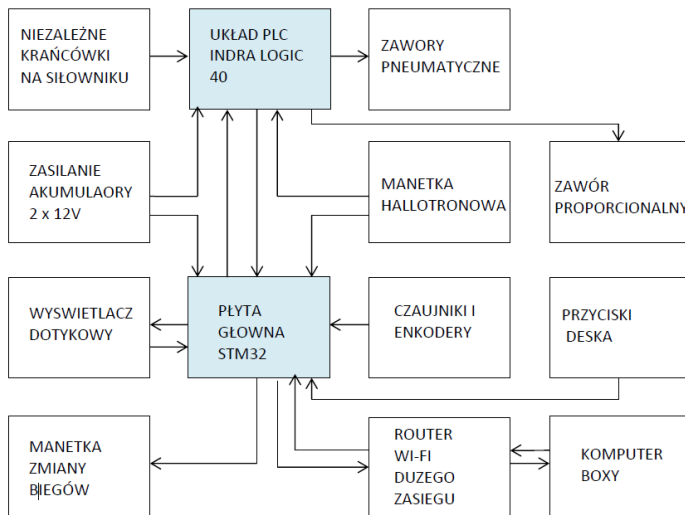
Koło studenckie Maszyn Roboczych od dwóch lat uczestniczy w międzynarodowych zawodach pojazdów pneumatycznych „Pneumobil” organizowanych przez firmę Aventics w miejscowości Eger na Węgrzech. Zawody składają się z trzech konkurencji: 1) long distance race -najdłuższy dystans przejechany na 1 butli sprężonego powietrza, 2) arcade race -wyścigi na osiągnięcie jak najkrótszego czasu przejazdu, 3) acceleration race -wyścig na osiągnięcie największej prędkości maksymalnej na zawodach.

4. Proponowany kierunek rozwoju systemu pojazdu pneumatycznego

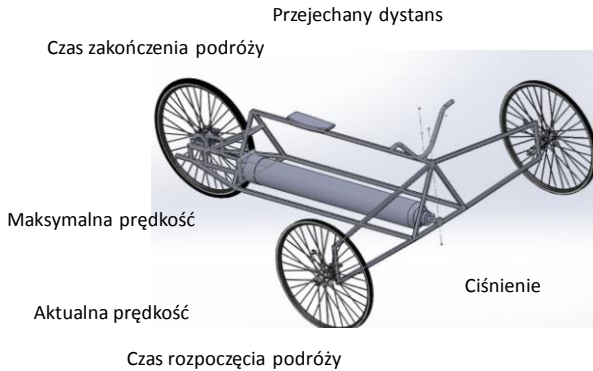
W ostatnim czasie Koło Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej prowadzi prace nad opracowaniem i wdrożeniem systemem telemetrycznego rejestracji danych pojazdu pneumatycznego.

System ten jest zbudowany z następujących podzespołów: płyta główna STM32 – przetwarzająca dane wejściowe i sterująca komponentami wchodzącymi w skład układu, wyświetlacz dotykowy - odczytywanie danych tj.: prędkości średniej i chwilowej, przejechanego dystansu, zużytego powietrza, itp., czujniki i enkodery – szczytywanie danych rzeczywistych tj.: ciśnienia w butli, położenia tłoczyska siłownika, itp., router WiFi dużego zasięgu – transmisja danych pojazd-komputer.

Na rysunku 2 przedstawiono schemat sterowania pneumatycznego zaworu proporcjonalnego pojazdu Aria za pomocą sterownika PLC firmy Bosch IndraLogic40. Do sterowania zaworem wymagany jest analogowy sygnał napięciowy odczytywany z manetki hallotronowej podpiętej do portu analogowego. Sygnał zostaje przeanalizowany i następnie po odpowiedniej przeróbce, proporcjonalnie przekazany również portem analogowym do zaworu proporcjonalnego sterującego przepływem w układzie pneumatycznym. Takie rozwiązanie jest wymagane przez regulamin konkursu i musi zostać użyte. Na rysunku 3 przedstawiono podstawowe parametry, które kierowca obserwuje podczas zawodów.



Rys. 2. Schemat układu sterowania pojazdem



Rys. 3. Podstawowe parametry pojazdu obserwowane przez kierowcę

5. Podsumowanie

Zaprojektowany i wdrożony system telemetrii poprawił umiejętności kierowców na poszczególnych konkurencjach (etapach) zawodów. Bieżące odczytywanie danych przez mechanika zespołu w boksie, pozwoliło również na przekazywanie uwag podczas wyścigu kierowcy drogą radiową w celu optymalizacji jego jazdy (odczyt danych w czasie rzeczywistym). Zebrane dane parametrów pracy układu pneumatycznego i układu przeniesienia napędu na poszczególnych odcinkach toru na zawodach pozwolą na wprowadzenie poprawek w celu optymalizacji pojazdu.

Literatura

1. <http://www.autoguard.pl>, data pobrania, 20-11-2015
2. http://www.carchip.pl/katalog_davis.pdf, Innowacyjne narzędzia dla zarządzania flotą, data pobrania, 20-11-2015
3. <http://www.supervisor.pl>, data pobrania, 20-11-2015

Analiza adiabatyczna procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga

(Analysis of adiabatic of thermodynamic processes occurring in the Stirling engine)

Adrian Chmielewski^{1,*}

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: a.chmielewski@mechatronika.net.pl

1. Wprowadzenie

Obecnie coraz większą rolę odgrywają sposoby przewidywania zachowania obiektu technicznego w różnych warunkach pracy. Zwykle do opisu cech charakterystycznych danego obiektu wykorzystywane są równania różniczkowe. W niniejszej pracy skupiono się na silniku Stirlinga. Silnik Stirlinga jest maszyną ciepłą spalania zewnętrznego wykorzystującą ciepło dostarczane z zewnątrz i działa w zamkniętym cyklu termodynamicznym z okresowym sprężaniem i rozprężaniem gazu roboczego w komorze roboczej przy różnych temperaturach dolnego i górnego źródła ciepła [1, 2]. Silniki Stirlinga dzielone są na silniki jednostronnego działania oraz dwustronnego działania. W silnikach jednostronnego działania jedna porcja gazu roboczego podlega cyklicznym przemianom termodynamicznym. W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego silniki jednostronnego działania dzielone są na silniki pracujące w konfiguracji *Alfa* (posiada dwa cylindry w których umieszczone są zwykle dwa tłoki przesunięte względem siebie o kąt fazowy, który zapewnia ciągłą realizację cyklu pracy), *Beta* (zwykle jeden cylinder w którym poruszają się dwa tłoki umieszczone współosiowo z przesunięciem fazowym) a także *Gamma* (posiada dwa cylindry, w których poruszają się dwa tłoki, z zadaniem przesunięciem fazowym).

Niezwykle istotne jest przewidywanie pracy takiego silnika z wykorzystaniem analizy termodynamicznej. W teoretycznych analizach termodynamicznych, gdzie występuje doskonała regeneracja ciepła sprawność termiczna idealnego zamkniętego cyklu Stirlinga jest równa sprawności obiegu Carnota [3, 4, 5]. Podwyższenie sprawności obiegu jest możliwe poprzez zwiększenie różnicy temperatur między dolnym a górnym źródłem ciepła, którą można wywołać przez m.in: obniżenie temperatury dolnego źródła ciepła bądź podniesieniem temperatury górnego źródła ciepła przy stałej temperaturze dolnego źródła ciepła. Podniesienie temperatury górnego źródła jest ograniczone przez właściwości wytrzymałościowe wysokotemperaturowych wymienników ciepła. Przechodząc do technik prowadzenia analiz dla silników Stirlinga należy podkreślić, że są one dzielone według nomenklatury Martiniego na analizy od zerowego do czwartego rzędu [3]. W tych

modelach matematycznych cały silnik jest dzielony jest na kilka bądź kilkanaście sekcji (objętości kontrolnych), są to zatem praktycznie modele zero- lub jednowymiarowe [6]. Sama analiza procesów termodynamicznych może być prowadzona w różnych stopniach trudności i różnych uproszczeniach od najprostszych: izotermicznych analiz [7-13] (stałe wartości temperatur w przestrzeniach kontrolnych), adiabatycznych analiz (brak wymiany ciepła w przestrzeniach sprężania i rozprężania), quasi adiabatycznych aż do bardziej zaawansowanych rozważań politropowych [14].

W niniejszej pracy w rozdziale 2 skupiono się na podstawach teoretycznych i opisie idealnych adiabatycznych procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga.

2. Analiza adiabatyczna procesów termodynamicznych

W niniejszym rozdziale zaprezentowano analizę adiabatyczną procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga. Analizę przeprowadzono przy założeniu, że nie występuje wymiana ciepła w przestrzeniach: sprężania (V_c) oraz rozprężania (V_e) gdzie odpowiednio $Q_c=0$ oraz $Q_e=0$ (Rys. 1).

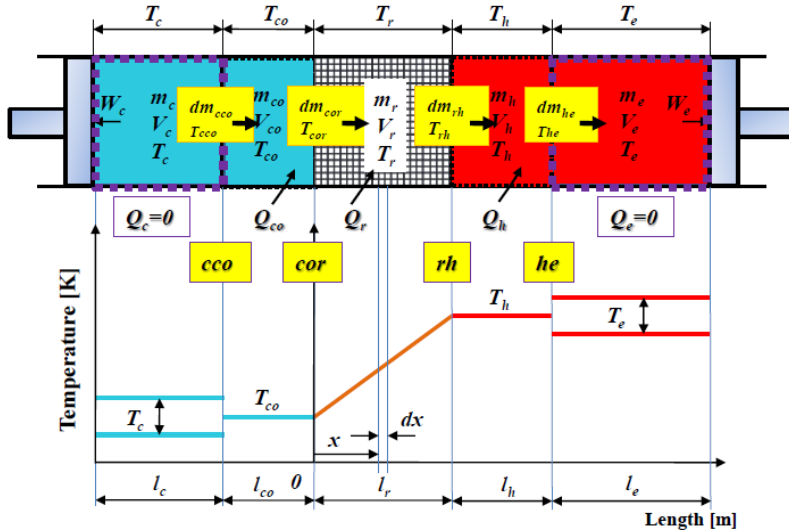
Na rysunku 1 zaprezentowano podział przestrzeni roboczej na sekcje, które odpowiadają objętością wymienników ciepła (V_{co} - objętość chłodnicy, V_r - objętość regeneratora oraz V_h - objętość nagrzewnicy). Całkowita masa gazu roboczego w przestrzeni roboczej jest stała, $m_t=const.$ i jest sumą masy gazu roboczego znajdującego się w poszczególnych sekcjach, można to zapisać w postaci:

$$m_t = m_c + m_{co} + m_r + m_h + m_e \quad (1)$$

Wykorzystując równanie Clapeyrona $pV=mRT$ można zapisać zależność na zmianę ciśnienia w przestrzeni roboczej:

$$p = \frac{m_t R}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{V_i}{T_i}} = \frac{R \sum_{i=1}^{i=5} m_i}{\sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{V_i}{T_i} \right)} \quad (2)$$

Na rysunku 1 zaprezentowano zmianę temperatur w wybranych sekcjach przestrzeni roboczej. W przypadku regeneratora, którego zadaniem jest akumulacja energii (odbieranie ciepła od gazu roboczego przy przetłaczaniu z nagrzewnicy oraz dostarczanie zakumulowanego ciepła we wkładzie podczas przetłaczania gazu roboczego z chłodnicy).



Rys. 1. Schemat podziału przestrzeni roboczej na sekcje w silniku Stirlinga - ujęcie termodynamiczne, procesy adiabatyczne

Efektom procesu przetłaczania jest zmiana temperatury na długości regeneratora l_r , z temperatury T_{co} (od strony zimnej) do temperatury T_h od strony gorącej, co można zapisać w postaci:

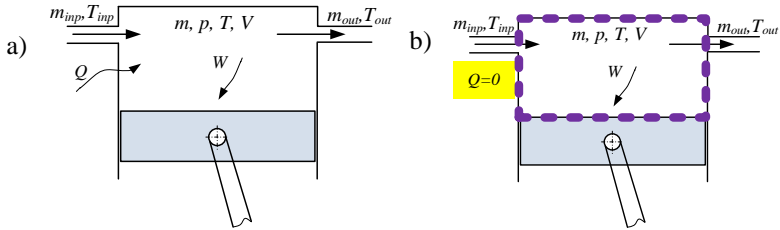
$$T_r(x) = x(T_h - T_{co})/l_r + T_{co} \quad (3)$$

Analizując rysunek 1 można zapisać zależność na masę gazu roboczego znajdującego się w regeneratorze:

$$m_r = \frac{A_r l_r}{R} \int_0^{l_r} p \frac{1}{(T_h - T_c)x + T_{co} l_r} dx = p \frac{V_r}{R(T_h - T_{co})} \ln \frac{T_h}{T_{co}} \quad (4)$$

Podstawiając do równania (3) zależność $m_r = pV_r/T_r R$ otrzymujemy zależność opisującą temperaturę na regeneratorze:

$$T_r = (T_h - T_{co}) / \ln(T_h / T_{co}) \quad (5)$$



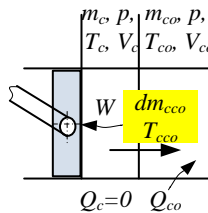
Rys. 2. Przerznię wymiany energii a) ogólna, b) dla procesów adiabatycznych

Równanie stanu dla tak rozważanego układu (Rys. 2a) można zapisać w postaci:

$$dQ + c_p T_{in} \frac{dm_{in}}{dt} - c_p T_{out} \frac{dm_{out}}{dt} = dW + c_v \frac{d}{dt}(mT) \quad (6)$$

W przypadku procesu adiabatycznego (Rys. 2b) równanie przyjmuje postać:

$$c_p \left(T_{in} \frac{dm_{in}}{dt} - T_{out} \frac{dm_{out}}{dt} \right) = dW + c_v \frac{d}{dt}(mT) \quad (7)$$



Rys. 3. Przepływ masy oraz wymiana ciepła między przestrzenią chłodnicy a przestrzenią sprężania (proces adiabatyczny)

Analizując wymianę ciepła zachodzącą pomiędzy przestrzenią sprężania V_c a przestrzenią chłodnicy (V_{co}) możemy zapisać zgodnie z rysunkiem 3:

$$-c_p T_{cco} dm_{cco} = dW + c_v d(m_c T_c) = p dV_c + c_v d(m_c T_c) \quad (8)$$

Wiedząc, że $dm_{cco} = -dm_c$ można zapisać:

$$c_p T_{cco} dm_c = pdV_c + c_v d(m_c T_c) = pdV_c + \frac{c_v}{R} (pdV_c + V_c dp) \quad (9)$$

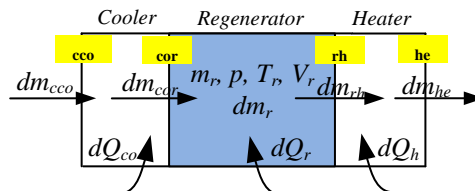
Wiedząc, że: $\begin{cases} \kappa = c_p / c_v \\ R = c_p - c_v \end{cases}$ otrzymujemy ostatecznie po prostych przekształceniach zależność na dm_c :

$$dm_c = \left(\frac{pdV_c}{T_{cco}} + \frac{V_c dp}{T_c \kappa} \right) \frac{1}{R} \quad (10)$$

Podobnie można zapisać dla dm_e :

$$dm_e = \left(\frac{pdV_e}{T_{he}} + \frac{V_e dp}{T_e \kappa} \right) \frac{1}{R} \quad (11)$$

Na rysunku 4 przedstawiono przepływ masy w punktach kontrolnych oraz zachodząca wymianę ciepła na wymiennikach ciepła.



Rys. 4. Przepływ masy oraz wymiana ciepła na wymiennikach ciepła (proces izotermiczny)

Wykorzystując uogólnioną zależność (6) oraz wiedząc, że $dW=0$, można zapisać zależność na wymianę ciepła na chłodnicy:

$$dQ_{co} + c_p (T_{cco} dm_{cco} - T_{rc} dm_{cor}) = c_v d(mT) = c_v \frac{dpV_{co}}{R} \quad (12)$$

W konsekwencji otrzymujemy:

$$dQ_{co} = c_v d(mT) = c_v \frac{dpV_{co}}{R} - c_p (T_{cco} dm_{cco} - T_{rc} dm_{cor}) \quad (13)$$

Podobnie można zapisać dla regeneratora:

$$dQ_r = c_v \frac{dpV_r}{R} - c_p (T_{cor} dm_{cor} - T_{rh} dm_{rh}) = c_v \frac{dpV_r}{R} + \frac{c_p}{R} (dp[V_c + V_{co} + V_h + V_{ex}] + p[dV_c + dV_{ex}]) \quad (14)$$

gdzie:

$$dm_{cor} = dm_{cco} - dm_{co} = -\frac{1}{RT_c} (dp[V_c + V_{co}] + p dV_c)$$

$$dm_{rh} = dm_e + dm_h = \frac{1}{RT_h} (dp[V_h + V_e] + p dV_e)$$

Zachodzącą wymianę ciepła na nagrzewnicy możemy zapisać w postaci:

$$dQ_h = c_v \frac{dpV_h}{R} - c_p (T_{rh} dm_{rh} - T_{he} dm_{he}) \quad (15)$$

gdzie:

$$dm_{he} = dm_e = \frac{p dV_e}{RT_{he}} + \frac{V_e dp}{RT_{he}}$$

Znając i wykorzystując równanie stanu można zapisać:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \Rightarrow dT = T \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dm}{m} \right) \quad (16)$$

W konsekwencji można zapisać zależność na zmianę temperatury w przestrzeniach sprężania:

$$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (17)$$

oraz rozprężania:

$$dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (18)$$

Aby znaleźć pochodną ciśnienia wracamy do równania (1) i różniczkujemy je otrzymując:

$$0 = dm_c + dm_e + dm_{co} + dm_r + dm_h = dm_c + dm_e + \frac{dp}{R} \left[\frac{V_{co}}{T_{co}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right] \quad (19)$$

Wstawiając zależność (10) oraz (11) do równania (19) otrzymujemy po prostych przekształceniach końcową postać zależności na dp :

$$dp = \frac{-p\kappa \left[\frac{dV_c}{T_{cco}} + \frac{dV_e}{T_{eh}} \right]}{\frac{V_c}{T_{coc}} + \frac{V_e}{T_{eh}} + \kappa \left[\frac{V_{co}}{T_{co}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right]} \quad (20)$$

Poszukiwane wartości T_{he} oraz T_{cco} muszą spełniać jednocześnie warunki:

$$\begin{cases} \text{Jeżeli } dm_{cco} > 0 \Rightarrow T_{cco} = T_c \text{ w przeciwnym razie } T_{cco} = T_{co} \\ \text{Jeżeli } dm_{he} > 0 \Rightarrow T_{he} = T_h \text{ w przeciwnym razie } T_{he} = T_e \end{cases} \quad (21)$$

3. Podsumowanie

W niniejszej pracy zaprezentowano kompleksowe wyprowadzenie zależności, które posłużą do modelowania matematycznego adiabatycznych procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga.

Literatura:

1. Cinar C., Yucesu S., Topgul T., Okur M.: Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure, Applied Energy Vol. 81, pp. 351–357, 2005.
2. Shazly J.H., Hafez A.Z., El Shenawy E.T., Eteiba M.B.: Simulation, design and thermal analysis of a solar Stirling engine using MATLAB, Energy Conversion and Management, Vol. 79, pp. 626–639, 2014.
3. Martini W.R.: Stirling Engine Design Manual. National Aeronautics and Space

- Administration (NASA); CR-168088,1983.
4. Cheng C.H., Yang H. S.: Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. *Energy* Vol. 36, pp. 5899-5908, 2011.
 5. Thombarea D.G., Verma S.K.: Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 12, pp. 1–38, 2008.
 6. Chen W. L., Wong K. L., Chang Y. F.: A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential c-type Stirling engine, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 75, 145–155, 2014.
 7. Organ A.J. *The Regenerator and the Stirling Engine*. Mechanical Engineering Publications Limited, 1997.
 8. Cheng, C., H., Yang, H., S., Keong, L. Theoretical and experimental study of a 300W beta-type Stirling engine. *Energy*, Vol. 59, pp. 590–599, 2013.
 9. Urieli I., Berchowitz D.M. *Stirling cycle engine analysis*. Adam Hilger Ltd. Bristol 1984.
 10. Shoureshi R. *Analysis and design of Stirling Engines for Waste-Heat Recovery*. Massachusetts Institute of Technology, June 1981.
 11. Walter G. *Stirling Engines*. Oxford University Press, New York, 1980.
 12. Berchowitz D. M. *Stirling cycle engine design and optimisation*., Doctor of Philosophy Thesis, Ohio, August 1986.
 13. Żmudzki S. *Silniki Stirlinga (Stirling Engines)*. WNT Warsaw, 1993.
 14. Babelahi M., Sayyaadi H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. *Applied Energy* 2015; 141: 143–159.

Analiza izotermicznych procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga

(Isothermal analysis of the thermodynamic processes taking place in the Stirling engine)

Adrian Chmielewski^{1,}*

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: a.chmielewski@mechatronika.net.pl

1. Wprowadzenie

W niniejszej pracy skupiono się na izotermicznej analizie termodynamicznej dla silnika Stirlinga. Silnik Stirlinga jest maszyną cieplną spalania zewnętrznego wykorzystującą ciepło dostarczane z zewnątrz. Działa w zamkniętym cyklu termodynamicznym z okresowym izotermicznym i izochorycznym sprężaniem oraz rozprężaniem gazu roboczego w komorze roboczej przy określonej różnicy temperatur między dolnym i górnym źródłem ciepła [1, 2]. Niezwykle istotna jest predykcja pracy [3] takiego silnika z wykorzystaniem analizy termodynamicznej. Prekursorami analiz termodynamicznych i opisów matematycznych dla silników Stirlinga byli Walter [4], Urieli [5], Berchowitz [6], Shoureshi [7], Organ [8], Martini [9], Żmudzi [10]. W teoretycznych analizach termodynamicznych, gdzie występuje doskonała regeneracja ciepła sprawność termiczna idealnego zamkniętego cyklu Stirlinga jest równa sprawności obiegu Carnota [4-11]. Podwyższenie sprawności obiegu jest możliwe poprzez zwiększenie różnicy temperatur między dolnym a górnym źródłem ciepła, którą można wywołać przez m.in: obniżenie temperatury dolnego źródła ciepła bądź podniesieniem temperatury górnego źródła ciepła przy stałej temperaturze dolnego źródła ciepła. Podniesienie temperatury górnego źródła jest ograniczone przez właściwości wytrzymałościowe wysokotemperaturowych wymienników ciepła. Przechodząc do technik prowadzenia analiz dla silników Stirlinga należy podkreślić, że są one dzielone według nomenklatury Martiniego na analizy od zerowego do czwartego rzędu [4-1]. W tych modelach matematycznych cały silnik jest dzielony na kilka bądź kilkanaście sekcji (objętości kontrolnych), są to zatem praktycznie modele zero- lub jedno-wymiarowe [4-16]. Sama analiza procesów termodynamicznych może być prowadzona w różnych stopniach trudności i różnych uproszczeniach od najprostszych: izotermicznych analiz [4-11] (stałe wartości temperatur w przestrzeniach kontrolnych), adiabatycznych analiz [4-9] (brak wymiany ciepła w

przestrzeniach sprężania i rozprężania), quasi adiabatycznych aż do bardziej zaawansowanych rozważań politropowych [16].

W niniejszej pracy w rozdziale 2 skupiono się na podstawach teoretycznych i opisie idealnych izotermicznych procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga.

2. Analiza izotermiczna procesów termodynamicznych

W niniejszym rozdziale zaprezentowano analizę izotermiczną procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga. Analizę przeprowadzono przy założeniu, że temperatura w przestrzeni chłodnicy (V_{co}) i w przestrzeni sprężania (V_c) jest sobie równa i stała $T_c = T_{co} = const$. Podobne założenie dla przemian izotermicznych występuje pomiędzy przestrzenią nagrzewnicy (V_h) a przestrzenią rozprężania (V_e) gdzie odpowiednio $T_h = T_e = const$. (Rys. 1).

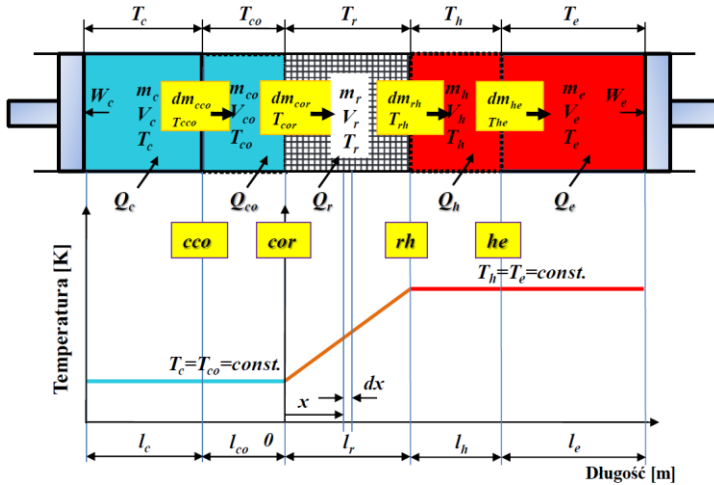
Na rysunku 1 zaprezentowano podział przestrzeni roboczej na sekcje, które odpowiadają objętością wymienników ciepła (V_{co} - objętość chłodnicy, V_r - objętość regeneratora oraz V_h - objętość nagrzewnicy). Całkowita masa gazu roboczego w przestrzeni roboczej jest stała, $m_t = const$. i jest sumą masy gazu roboczego znajdującego się w poszczególnych sekcjach, można to zapisać w postaci:

$$m_t = m_c + m_{co} + m_r + m_h + m_e \quad (1)$$

Wykorzystując równanie Clapeyrona $pV = mRT$ można zapisać zależność na zmianę ciśnienia w przestrzeni roboczej dla izotermicznych analiz:

$$p = \frac{m_t R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{co}}{T_{co}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} = \frac{m_t R}{\frac{1}{T_c} (V_c + V_{co}) + \frac{V_r}{T_r} + \frac{1}{T_h} (V_h + V_e)} \quad (2)$$

Na rysunku 1 zaprezentowano zmianę temperatur w wybranych sekcjach przestrzeni roboczej. W przypadku regeneratora, którego zadaniem jest akumulacja energii (odbieranie ciepła od gazu roboczego przy przetłaczaniu z nagrzewnicy oraz dostarczanie zakumulowanego ciepła we wkładzie podczas przetłaczania gazu roboczego z chłodnicy).



Rys. 1. Widok modelu symulacyjnego - Matlab&Simulink

Efektom procesu przetłaczania gazu roboczego jest zmiana temperatury na długości regeneratora l_r z temperatury T_c (od strony zimnej) do temperatury T_h od strony gorącej, co można zapisać w postaci:

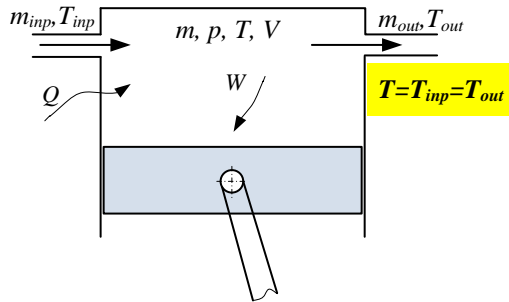
$$T_r(x) = x(T_h - T_c)/l_r + T_c \quad (3)$$

Analizując rysunek 1 można zapisać zależność na masę gazu roboczego znajdującego się w regeneratorze:

$$m_r = \frac{A_r l_r}{R} \int_0^{l_r} p \frac{1}{(T_h - T_c)x + T_c l_r} dx = p \frac{V_r}{R(T_h - T_c)} \ln \frac{T_h}{T_c} \quad (4)$$

Podstawiając do równania (3) zależność $m_r = pV_r/T_r R$ otrzymujemy zależność opisującą temperaturę na regeneratorze:

$$T_r = (T_h - T_c) / \ln(T_h / T_c) \quad (5)$$



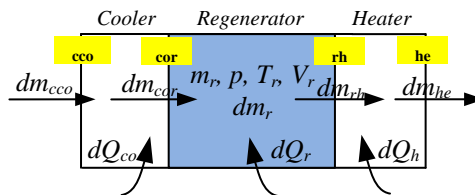
Rys. 2. Przestrzeń wymiany energii dla procesów izotermicznych

Równanie stanu dla tak rozważanego układu (Rys. 2) można zapisać w postaci:

$$dQ + c_p (T_{in} dm_{in} - c_p T_{out} dm_{out}) = dW + c_v d(mT) \quad (6)$$

Wiedząc, że $T = T_{in} = T_{out}$ można zapisać:

$$dQ + c_p T \underbrace{(dm_{in} - dm_{out})}_{dm} = pdV + c_v d(mT) \quad (7)$$



Rys. 3. Przepływ masy oraz wymiana ciepła na wymiennikach ciepła

Analizując wymianę ciepła na wymiennikach ciepła (nagrzewnica, chłodnica) (Rys. 3) wiadomo, że $pdV = 0$ zatem zależność (6) przyjmuje postać:

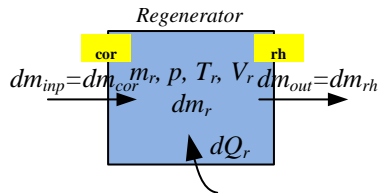
$$dQ + c_p T dm = c_v d(mT) \Rightarrow dQ = dmT \underbrace{(c_v - c_p)}_{-R} \quad (8)$$

Wiedząc, że $dm = V dp / RT$ można zapisać dla chłodnicy:

$$dQ_{co} = -V_{co} dp \quad (9)$$

oraz dla nagrzewnicy:

$$dQ_h = -V_h dp \quad (10)$$



Rys. 4. Przepływ masy oraz wymiana ciepła na regeneratorsze

W przypadku regeneratorsza wiadomo że:

$$dm_r = dm_{inp} - dm_{out} = dm_{cor} - dm_{rh} \quad (11)$$

Odpowiednio dm_{cor} wynosi:

$$dm_{cor} = -dm_c - dm_{co} = -\frac{1}{RT_c} (pdV_c + dp[V_c + V_{co}]) \quad (12)$$

Odpowiednio dm_{rh} wynosi:

$$dm_{rh} = dm_e + dm_h = \frac{1}{RT_h} (pdV_e + dp[V_e + V_h]) \quad (13)$$

Wymianę ciepła na regeneratorsze można zapisać w postaci:

$$dQ_r = c_v dm_r T_r - c_p (T_c dm_{cor} - T_h dm_{rh}) \quad (14)$$

Po implementacji zależności (11-13) do (14) i prostych przekształceniach otrzymujemy:

$$dQ_r = \frac{1}{R} [c_v V_r dp + c_p [dp(V_c + V_{co} + V_h + V_e) + p(dV_e + dV_c)]] \quad (15)$$

Ostatnią niewiadomą jest pochodna ciśnienia, którą można wyznaczyć różniczkując zależność (1):

$$0 = dm_c + dm_e + dm_h + dm_{co} + dm_r = dm_c + dm_e + \frac{dp}{R} \left[\frac{V_h}{T_h} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_c}{T_c} \right] \quad (16)$$

Odpowiednio dm_c wynosi:

$$dm_c = \frac{pdV_c}{RT_c} + \frac{V_c dp}{RT_c} \quad (17)$$

Odpowiednio dm_e wynosi:

$$dm_e = \frac{pdV_e}{RT_e} + \frac{V_e dp}{RT_e} \quad (18)$$

Wstawiając zależności (17) oraz (18) do zależności (16), wiedząc że $\tau = T_c / T_h$ po prostych przekształceniach otrzymujemy zależność na dp :

$$dp = - \frac{p[dV_c + \tau dV_e]}{V_c + V_{co} + \frac{\tau}{1-\tau} \ln\left(\frac{1}{\tau}\right) V_r + \tau(V_h + V_e)} = - \frac{p[dV_c + \tau dV_e]}{V_c + V_{co} + \tau \left[\frac{1}{1-\tau} \ln\left(\frac{1}{\tau}\right) V_r + (V_h + V_e) \right]} \quad (19)$$

3. Podsumowanie

W niniejszej pracy zaprezentowano kompleksowe wyprowadzenie zależności, które posłużą do modelowania matematycznego izotermicznych procesów termodynamicznych zachodzących w silniku Stirlinga. Wyniki niniejszych analiz zostaną w przyszłości rozszerzone w zaawansowanym kombinowanym quasi-adiabaticznym modelu wykorzystującym dynamiczny model układu tłokowo - korbowego [17] oraz wyniki badań eksperymentalnych [11, 18] silnika Stirlinga typu Alfa.

Literatura:

1. Cinar C., Yucesu S., Topgul T., Okur M.: Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure, *Applied Energy* Vol. 81, pp. 351–357, 2005.
2. Shazly J.H., Hafez A.Z., El Shenawy E.T., Eteiba M.B.: Simulation, design and thermal analysis of a solar Stirling engine using MATLAB, *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, pp. 626–639, 2014.
3. Chmielewski A., Gontarz S., Gumiński R., Mączak J., Szulim P. Analiza wpływu parametrów eksploatacyjnych na drgania układu mikrogeneracyjnego. *Przegląd Elektrotechniczny* 2016 (In print).
4. Walter G. *Stirling Engines*. Oxford University Press, New York, 1980.
5. Urieli I., Berchowitz D.M. *Stirling cycle engine analysis*. Adam Hilger Ltd. Bristol 1984.
6. Berchowitz D. M. *Stirling cycle engine design and optimisation.*, Doctor of Philosophy Thesis, Ohio, August 1986.
7. Shoureshi R. *Analysis and design of Stirling Engines for Waste-Heat Recovery*. Massachusetts Institute of Technology, June 1981.
8. Organ A.J. *The Regenerator and the Stirling Engine*. Mechanical Engineering Publications Limited, 1997.
9. Martini W.R.: *Stirling Engine Design Manual*. National Aeronautics and Space Administration (NASA); CR-168088, 1983.
10. Żmudzki S. *Silniki Stirlinga (Stirling Engines)*. WNT Warsaw, 1993.
11. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S., Szulim P., Experimental research and application possibilities of microcogeneration system with Stirling engine, *Journal of Power Technologies*, 95 (Polish Energy Mix) (2015), 14–22
12. Chen W. L., Wong K. L., Chang Y. F.: A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential c-type Stirling engine, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 75, 145–155, 2014.
13. Cheng C.H., Yang H. S.: Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. *Energy* Vol. 36, pp. 5899–5908, 2011.
14. Thombarea D.G., Verma S.K.: Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 12, pp. 1–38, 2008.
15. Cheng, C., H., Yang, H., S., Keong, L. Theoretical and experimental study of a 300W beta-type Stirling engine. *Energy*, Vol. 59, pp. 590–599, 2013.
16. Babaelahi M., Sayyaadi H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. *Applied Energy* 2015; 141: 143–159.
17. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S. Chosen properties of a dynamic model of crankshaft assembly with three degrees of freedom. *20th International Conference On Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, IEEE, pp. 1038-1043, 2015. ISBN: 978-1-4799-8700.
18. Chmielewski A., Gumiński R., Mączak J., Szulim P. Model-based research on the micro cogeneration system with Stirling engine. *Journal of Power Technologies* 2016 (In Print).

Modelowo wsparte badania układu mikrokogeneracyjnego z silnikiem Stirlinga

(Model based research of micro-cogeneration system with a Stirling engine)

Adrian Chmielewski^{1,*}, Robert Gumiński¹, Jędrzej Mączak¹

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: a.chmielewski@mechatronika.net.pl

1. Wprowadzenie

Perspektywa 2030 [1-3] zakłada nowe cele dotyczące poszanowania energii dla krajów członkowskich Unii Europejskiej do których zaliczono m.in: wzrost efektywności energetycznej do 27%, wzrost udziału OZE [1, 2] na rynku energii do 27% oraz ograniczenie emisji CO₂ do blisko 40% [1-3]. Poprawa efektywności energetycznej upatrywana jest w rozwoju źródeł generacji rozproszonej [4-7] (ang. *distributed generation*). W wielu źródłach generacji rozproszonej [4, 6] zmiana postaci energii chemicznej (np: energia paliwa– silniki spalania wewnętrznego lub energia czynnika roboczego np: silniki Stirlinga [8-18]) na energię mechaniczną następuje przy wykorzystaniu różnych mechanizmów roboczych (m.in: tłokowo-korbowy, romboidalny, ze skośną tarczą a także kombinowane). Najczęściej spotykanym w praktyce silnikowej mechanizmem przeniesienia napędu jest układ tłokowo–korbowy [19-21].

W prezentowanej pracy przedstawiono model geometryczny, analityczny także symulacyjny mechanizmu tłokowo korbowego o trzech stopniach swobody silnika Stirlinga typu Alfa. Model dynamiczny połączono z izotermicznym submodelem wymiany ciepła w przestrzeni roboczej (Rys. 4).

Należy dodać, że podobne prace prowadzili autorzy [12, 14, 17-20]. W pracy [12] przedstawiono dynamiczny model silnika Stirlinga, którego kluczowym elementem był układ tłokowo korbowy. Model zmiany dynamiki układu tłokowo korbowego połączony został z modelem termodynamicznym II rzędu, który uwzględnia straty energii oraz ciepła występujące w silniku [12].

Jak już wspomniano w kontekście coraz większego zainteresowania układami kogeneracji rozproszonej oraz mikrokogeneracji rozproszonej [4] do której zaliczane są m.in: silniki Stirlinga [8-18, 21-44] powstaje potrzeba optymalizacji (poprawienia sprawności) i racjonalności zagospodarowania ciepła odpadowego, bezpowrotnie traconego. Zasadnym jest zatem przygotowanie zadań dotyczących optymalizacji

parametrów pracy silnika Stirlinga [24-31]. Do tego celu zostanie wykorzystany prezentowany w niniejszej pracy model dynamiczny takiego silnika.

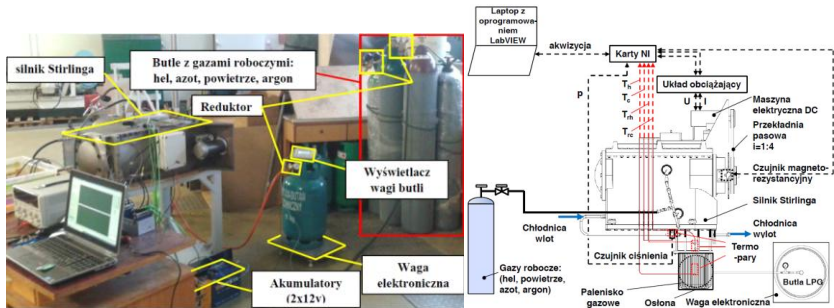
Przygotowany model układu tłokowo-korbowego zostanie w przyszłości rozbudowany o kolejne części składowe m.in: model quasi-adiabaticzny wymiany ciepła [32, 33] podczas realizacji obiegu cieplnego w celu wiernego opisanie procesów zachodzących w rzeczywistym silniku oraz model optymalizacji [22-31] parametrów geometrycznych (w zależności od potrzeb funkcją celu może być maksimum sprawności ogólnej, mocy użytecznej bądź też minimum przyrostu entropii podczas realizacji procesów wymiany ciepła). W zależności od parametrów wejściowych adaptacyjność pracy modelu zapewni wielowarstwowa sieć neuronowa [34] bądź też Fuzzy Logic [37]. Takie podejście pozwoli na zbadanie wpływu wybranych parametrów pracy i ich optymalizację w celu uzyskania maksymalnej sprawności i przełożenia tej wiedzy na obiekt rzeczywisty.

W niniejszej pracy zaprezentowano także równania różniczkowe opisujące model dynamiczny układu tłokowo korbowego, które sprzężono z równaniami różniczkowymi opisującymi izotermiczną wymianę ciepła w przestrzeni roboczej. Prekursorami opisu matematycznego wymiany ciepła w przestrzeni roboczej byli Urieli i Berchowitz [22, 25] oraz Walter [24] a także Organ [42] i Shoureshi [23], w Polsce prekursorem modelowania matematycznego procesów termodynamicznych w silniku Stirlinga był Żmudzki [43]. Niestety ich modele nie uwzględniały dynamiki układu tłokowo-korbowego, która ma bardzo duże znaczenie w stanach nieustalonych np: podczas rozruchu silnika Stirlinga [21].

W niniejszej pracy na podstawie bilansu energii w przestrzeniach kontrolnych zasymulowano zmianę takich parametrów jak: praca teoretyczna, moc teoretyczna. Wyniki symulacji zmian ciśnienia w cylindrze zwalidowano z badaniami stanowiskowymi.

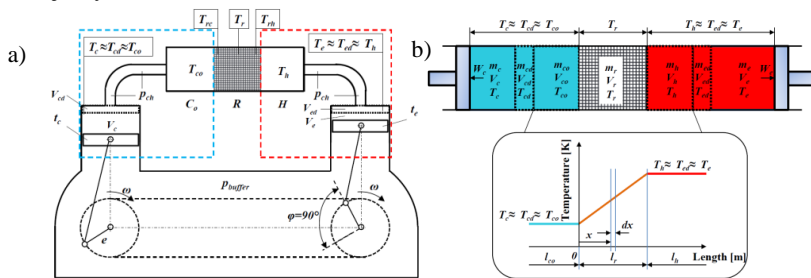
2. Opis stanowiska badawczego

Stanowisko laboratoryjne na którym przeprowadzono badania, składało się z: silnika Stirlinga jednostronnego działania typu Alfa (Rys. 1), przekładni pasowej o przełożeniu $i=1:4$ pomiędzy silnikiem Stirlinga a silnikiem elektrycznym prądu stałego DC (moc znamionowa silnika elektrycznego 500 W), czujników pomiarowych (przetwornik ciśnienia umieszczony w cylindrze zimnym, czujnik magneto – indukcyjny, termopar pomiarowych– rysunek 2 (typu K umieszczonych w: przestrzeni sprężania (V_c) gdzie panuje temperatura T_c , rozprężania T_e gdzie panuje temperatura T_e oraz na regeneratorze (R) od strony chłodnicy gdzie panuje temperatura T_{rc} oraz od strony nagrzewnicy gdzie panuje temperatura T_{rh}), układu obciążającego do 550 Watów (układ obciążający – pracował jako regulowane źródło prądowe), kart National Instruments oraz oprogramowania Labview do rejestracji wybranych parametrów. Do rozruchu układu mikrokogeneracyjnego z silnikiem Stirlinga posłużyły 2 szeregowo połączone akumulatory kwasowo-olowiowe 12 V (Forse 55Ah).



Rys. 1. Stanowisko badawcze [8, 9, 11]

Gazy robocze, którym był azot dostarczano z butli (Rys. 1) do przestrzeni buforowej p_{buffer} oraz przestrzeni roboczej p_{ch} . Podczas badań rejestrowane były równoległe temperatury w przestrzeni sprężania T_{Co} , rozprężania T_e , na regeneratorze od strony zimnej T_{rc} oraz gorącej T_{rh} (Rys. 2a) oraz prędkość obrotowa silnika Stirlinga (która przeliczona została na prędkość obrotową silnika elektrycznego przy znanym przełożeniu pomiędzy silnikiem elektrycznym a silnikiem Stirlinga), prąd zadawany układowi obciążającemu, napięcie na silniku elektrycznym oraz ciśnienie w cylindrze zimnym (przestrzeń sprężania). Na rysunku 2 przedstawiono schemat budowy silnika Stirlinga (Rys. 2a) oraz ilustrację zmian temperatury w przestrzeni roboczej (Rys. 2b).



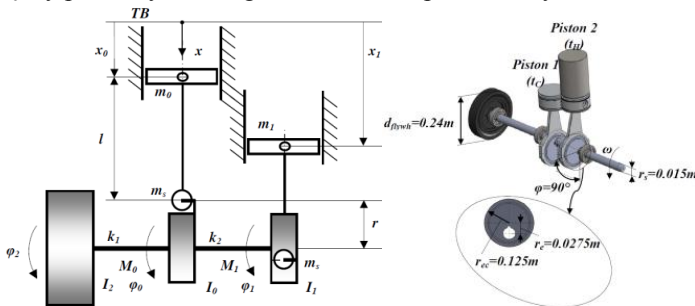
Rys. 2. Schemat rzeczywistego silnika Stirlinga oraz ilustracja zmiany temperatury w przestrzeni roboczej [8]

Przesunięcie kątowe między tłokiem pracującym w przestrzeni sprężania (t_c), a tłokiem pracującym w przestrzeni rozprężania (t_e) wynosi 90° . Na rysunku 2a zilustrowano zmianę temperatury w przestrzeni roboczej. Przyjęto, że temperatura dolnego źródła w przybliżeniu panuje w przestrzeni sprężania, w przestrzeni martwej nad tłokiem oraz w przestrzeni chłodnicy, co oznacza, że $T_c \approx T_{cd} \approx T_{co}$. Podobne

uproszczenie przyjęto dla górnego źródła ciepła. Założono, że w przybliżeniu temperatury w przestrzeni rozprężania V_e , przestrzeni martwej nad tłokiem V_{ed} pracującym w przestrzeni rozprężania oraz przestrzeni nagrzewnicy V_h są równe, co oznacza, że $T_h \approx T_{ed} \approx T_e$. Wiadomo, że temperatura T_r na długości regeneratora l_r zawiera się pomiędzy temperaturą dolnego T_c i górnego T_h źródła ciepła (w przybliżeniu jest to zależność liniowa).

2.1 Model dynamiczny układu tłokowo-korbowego oraz model izotermicznej wymiany ciepła- rozważania teoretyczne

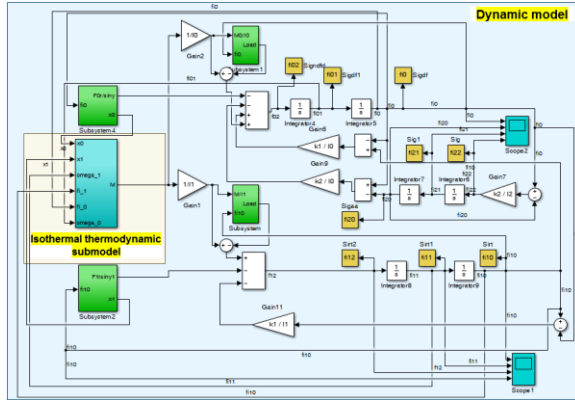
Model przedstawiony w niniejszej pracy dotyczy układu tłokowo-korbowego stosowanego m.in: w silniku Stirlinga. Geometria przedstawionego układu-tłokowo korbowego różni się od geometrii układu tłokowo-korbowego silnika spalinowego tym, że w układzie dwucylindrowego silnika spalinowego wykorbienia są obrócone względem siebie o kąt 180° , natomiast w rozważanym układzie kąt między wykorbieniami cylindra gorącego i zimnego wynosi 90° . Na rysunku 3 przedstawiony został model geometryczny, który zakłada statyczną redukcję mas korbowodu. Podobne założenia przyjęto w pracach [19-21]. Rozpatrywany model fizyczny posiada trzy stopnie swobody. Koło zamachowe jest połączone z wałem elementem sprężystym o sztywności k_1 (odcinek koło zamachowe-pierwszy tłok). Na dalszym odcinku między pierwszym a drugim tłokiem wał posiada sztywność k_2 .



Rys. 3. Model układu tłokowo-korbowego [21]

3. Model symulacyjny

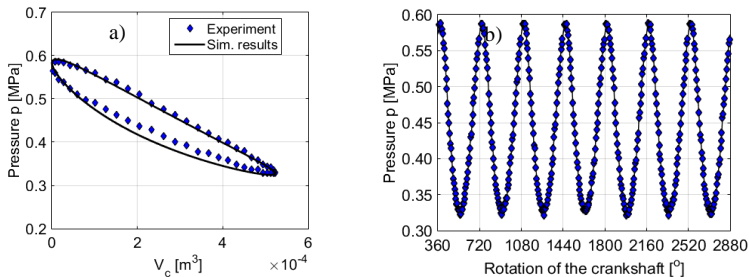
Na podstawie zależności zamieszczonych w [45-47] zbudowany został model symulacyjny (Rys. 4) opisujący dynamikę układu tłokowo-korbowego o trzech stopniach swobody a także izotermiczny model termodynamiczny wymiany ciepła w przestrzeni roboczej.



Rys. 4. Model symulacyjny wykonany w programie Matlab&Simulink

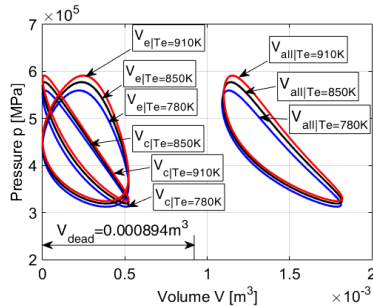
4. Wyniki symulacji oraz badań stanowiskowych

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi zamknięte zmian ciśnienia (Rys. 5a) oraz przebieg otwarty (Rys. 5b). Zmiana ciśnienia względem ciśnienia średniego dla azotu $p=0.45\text{MPa}$ wynosi $\pm 0.13\text{MPa}$. Przebieg indykatorowy zamknięty z badań oraz z modelu są zbliżone. Na rysunku Rys. 5b zaprezentowano otwarty przebieg ciśnienia uzyskany z badań stanowiskowych. Amplituda oscylacji dla przebiegu otwartego ciśnienia z badań oraz z modelu są zbliżone (Rys.11b) w stanach ustalonych.



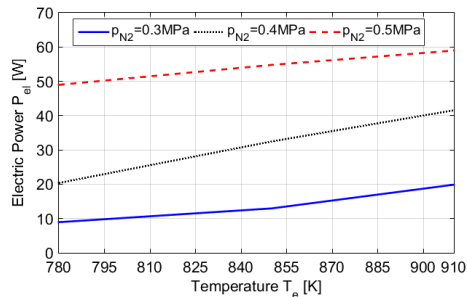
Rys. 5. Przebieg zamknięty zmian ciśnienia- porównanie wyników uzyskanych z modelu oraz badań a), przebieg otwarty zmian ciśnienia- uzyskany z badań b)

Na rysunku 10 zaprezentowano przebiegi $p(V)$ zmian objętości przestrzeni roboczej V_c tłoka zimnego (t_c), V_e gorącego (t_h) i ich sumy - objętości całkowitej (V_{all}) podczas realizacji cyklu roboczego uzyskane z modelu symulacyjnego. Podobne rezultaty przy zmianie ciśnienia uzyskano z badań co zaprezentowano w pracy [8]. Z rysunku 6 wynika, że wraz ze wzrostem temperatury górnego źródła ciepła wzrasta średnie ciśnienie gazu roboczego.



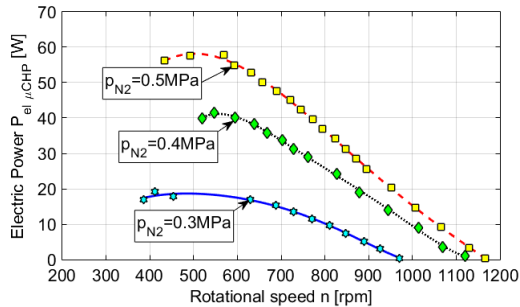
Rys. 6. Wpływ temperatury górnego źródła ciepła na przebieg $p(V)$

Z analizy wpływu temperatury górnego źródła ciepła z badań (Rys. 7) wynika, że wraz ze wzrostem różnicy temperatur ($T_c = const.$ i wzroście temperatury T_e) wzrasta wartość mocy elektrycznej. Dla azotu przy $p = 0.5 \text{ MPa}$ przy zmianie z $T_e = 780 \text{ K}$ do $T_e = 910 \text{ K}$ następuje wzrost mocy elektrycznej o blisko 10W.



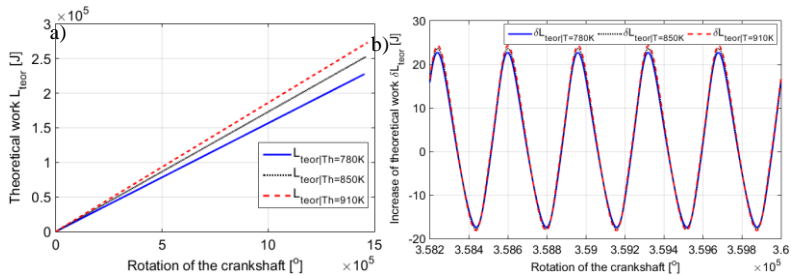
Rys. 7. Wpływ temperatury górnego źródła ciepła na wartość mocy układu μCHP

Na rysunku 8 zaprezentowano wpływ zmiany ciśnienia na wartość mocy elektrycznej układu μCHP . W przypadku azotu dla ciśnienia $p = 0.3 \text{ MPa}$, wartość mocy maksymalnej wyniosła 19.77 W przy $n = 412.25 \text{ obr/min}$. Analizując przebiegi przedstawione na rysunku 8 można dostrzec, że wzrostowi ciśnienia od 0.3 do 0.5 MPa towarzyszy także wzrost prędkości obrotowej. Dla $p = 0.4 \text{ MPa}$ i $T_e = 910 \text{ K}$ moc elektryczna wyniosła 41.5 W przy $n = 546.7 \text{ obr/min}$.



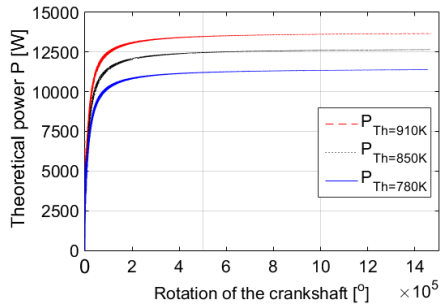
Rys. 8. Wpływ zmiany ciśnienia na wartość mocy elektrycznej układu μ CHP

Na rysunku 9 przedstawiono wpływ temperatury górnego źródła na pracę teoretyczną L_{teor} oraz przyrost pracy teoretycznej δL_{teor} . Praca teoretyczna w funkcji obrotu wału korbowego rośnie. Z analizy rysunku 9a wynika, że wraz ze wzrostem różnicy temperatur (wzrost T_e przy $T_c=const.$) praca rośnie szybciej. Najwyższa spośród rozważanych przypadków, amplituda przyrostu pracy teoretycznej występuje dla $T_e=910K$ i wynosi $43J/obrót$ ($-18.1; +24.3$) wału korbowego (360°).



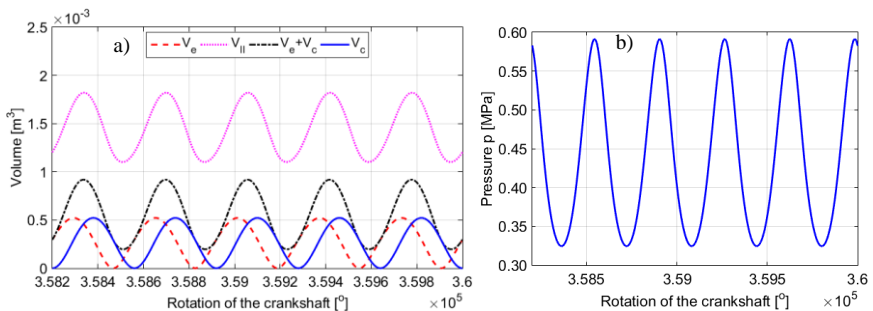
Rys. 9. Wpływ temperatury górnego źródła na: pracę teoretyczną L_{teor} a), przyrost pracy teoretycznej δL_{teor} b)

Na rysunku 10 zaprezentowano wpływ temperatury górnego źródła ciepła na wartość mocy teoretycznej. Wraz ze wzrostem temperatury górnego źródła ciepła (T_h) rośnie wartość mocy teoretycznej, dla $T_h=910K$ moc teoretyczna wynosi $13.5kW$ (wzrost o $2.12kW$ względem temperatury $T_h=780K$). Należy podkreślić, że przebiegi uzyskane z modelu nie uwzględniają strat, które występują w rzeczywistym obiekcie. Niniejsze wyniki uzyskane z modelu symulacyjnego należy traktować jako wskazówki przy równoległym przeprowadzaniu badań.



Rys. 10. Wpływ temperatury górnego źródła ciepła na moc teoretyczną

Rysunek 11a przedstawia zmianę objętości w przestrzeni sprężania (V_c), rozprężania (V_e), sumy tych przestrzeni ($V_e + V_c$) a także zmianę całkowitej objętości w przestrzeni roboczej (V_{all}) która uwzględnia także sumę objętości martwych V_{dead} . Na rysunku 11b zaprezentowano zmianę ciśnienia symulowanego w stanie ustalonym (gdy średnia prędkość kątowna jest ustalona). Charakter zmian ciśnienia symulowanego jest zbliżony do przebiegu uzyskanego z badań (Rys. 5b).



Rys. 11. Przebiegi objętości w funkcji obrotu wału korbowego a), przebieg otwarty zmian ciśnienia b)

5. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono teoretyczne rozważania dotyczące izotermicznej wymiany ciepła w przestrzeni roboczej silnika Stirlinga. Zaprezentowano model analityczny i symulacyjny układu tłokowo-korbowego oraz zaprezentowano wybrane wyniki symulacji układu tłokowo-korbowego o trzech stopniach swobody. Model dynamiczny układu tłokowo-korbowego sprzężono z modelem termodynamicznym, który opisuje izotermiczną wymianę ciepła w przestrzeni roboczej rozpatrywanego silnika Stirlinga. W pracy zaprezentowano przebiegi takich parametrów

dynamicznych jak przyspieszenie kątowe oraz prędkość kąтова, praca teoretyczna, moc teoretyczna oraz parametrów, których zmiany analizowano po ustaleniu przez układ określonej prędkości kątowej, były to m.in: przebieg ciśnienia w przestrzeni roboczej, przepływ masy w wybranych objętościach kontrolnych oraz zmiany objętości kontrolnych w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Zmianę ciśnienia w cylindrze zimnym (V_c) porównano z wynikami badań. Przedstawiono także wpływ temperatury górnego źródła ciepła na teoretyczny wykres zamknięty $p(V)$ oraz przyrost pracy i mocy teoretycznej. Symulacje przeprowadzono dla takich samych warunków termodynamicznych w jakich prowadzono badania.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji można stwierdzić, że izotermiczny model wymiany ciepła dosyć dobrze opisuje zmianę ciśnienia w cylindrze. Autorzy w przyszłych pracach naukowych będą rozważać procesy adiabatycznej i quasi-adiabatycznej wymiany ciepła w cylindrze z uwzględnieniem strat występujących w rzeczywistym silniku Stirlinga. Warto podkreślić, że zarówno rozważania teoretyczne jak również badania stanowiskowe potwierdziły możliwość regulowania osiągow silnika Stirlinga poprzez zmianę masy gazu roboczego w przestrzeni roboczej oraz temperaturę górnego źródła ciepła (przy stałej temperaturze T_c). Przedstawione w niniejszej pracy badania stanowiskowe dla azotu wykazały, że wzrost temperatury z 780K do 910K dla $p=0.4\text{MPa}$ powoduje przyrost mocy elektrycznej o ponad 20W.

W przypadku modelu wzrostowi temperatury górnego źródła ciepła towarzyszył także wzrost średniego ciśnienia gazu roboczego w komorze roboczej.

Literatura:

1. EUCO 169/14 Conclusions – 23/24 October 2014 {<http://www.consilium.europa.eu/> – accessed 25.09.2015}.
2. Knopf B., Nahmmacher P., Schmid E. The European renewable energy target for 2030 – An impact assessment of the electricity sector. *Energy Policy* 85 (2015) 50–60.
3. DeLlano-Paz F., Calvo-Silvosa A., Antelo S. I., Soares I. The European low-carbon mix for 2030: The role of renewable energy sources in an environmentally and socially efficient approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 48 (2015) 49–61.
4. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S., Szulim P. Aspekty wsparcia i rozwoju mikrokogeneracji rozproszonej na terenie Polski, *Rynek Energii*, 2014, nr 5 (114), pp. 94–101. [In Polish]
5. Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EC.
6. Milewski J., Szablowski Ł., Kuta J. Control strategy for an Internal Combustion engine fuelled by Natural Gas operating in Distributed Generation. *Energy Procedia*, Vol 14, 2012, pp. 1478-1483, doi:10.1016/j.egypro.2011.12.1120.

7. Milewski J., Wołowicz M., Bernat R., Szablowski Ł., Lewandowski J. Variant analysis of the structure and parameters of SOFC hybrid systems, *Applied Mechanics and Materials* Vol. 437 (2013) pp 306-312, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.437.306.
8. Chmielewski A., Gumiński R., Lubikowski K., Mączak J., Szulim P. Badania układu mikrokogeneracyjnego z silnikiem Stirlinga. Część I. (Research on the micro cogeneration system with Stirling engine. Part I). *Rynek Energii* 2015; 119(4): 42-48. [In Polish]
9. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S., Szulim P. Experimental research and application possibilities of microcogeneration system with Stirling engine. *Journal of Power Technologies* 2015; 95 (Polish Energy Mix): 14-22.
10. Chmielewski A., Gumiński R., Lubikowski K., Mączak J., Szulim P. Badania układu mikrokogeneracyjnego z silnikiem Stirlinga. Część II. (Research on the micro cogeneration system with Stirling engine. Part II). *Rynek Energii* 2015; 120(5): 53-60. [In Polish]
11. Li, T., Tang, D., W., Li, Z., Du, J., Zhou, T., Jia, Y. Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system. *Applied Thermal Engineering* Vol. 33-34, pp. 119-123, 2012.
12. Cheng, C., H., Yang, H. S., Zhou, B. Y., Chen, Y. C., Wang, Y. J. Dynamic simulation of thermal-lag Stirling engines. *Applied Energy* Vol. 108, pp. 466-476, 2013.
13. Cheng, C., H., Yang, H., S., Keong, L. Theoretical and experimental study of a 300W beta-type Stirling engine. *Energy*, Vol. 59, pp. 590-599, 2013.
14. R. A. Margarita, M. Santillán On the dynamical vs. thermodynamical performance of a β -type Stirling engine *Physica A*, Vol. 409 pp. 162-174, 2014.
15. Xiao, G., Chen, C., Shi, B., Cen, K., Ni, M. Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, pp. 1-7, 2014.
16. L.S. Scollo, P.E.Valdez, S.R. Santamarina, M.R. Chini, J.H. Baron "Twin cylinder alpha stirling engine combined model and prototype redesign," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, pp. 1988-1996, 2013.
17. C.H. Cheng, Y.J. Yu. Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models," *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 714-725, 2011.
18. C.H. Cheng, Y.J. Yu. Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism," *Renewable Energy*, Vol. 37, pp.161-173, 2012.
19. Jankowski, A., Jeż, M., Świder, A. Investigation of non-linear dynamics of crankshaft assembly. *Journal of Kones*, Vol. 5, No 1-2, pp. 217-227, 2000.
20. Jeż, M., Świder, A. Analiza drgań nieliniowych jednocylindrowego silnika tłokowego. *Journal of Kones*, Vol 8, No 3-4, pp. 98-105, 2001. (In polish).
21. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S. Chosen properties of a dynamic model of crankshaft assembly with three degrees of freedom. 20th International Conference On Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), IEEE, pp. 1038-1043, 2015. ISBN: 978-1-4799-8700.
22. Urieli I., Berchowitz D.M. Stirling cycle engine analysis. Adam Hilger Ltd. Bristol 1984.

23. Shoureshi R. Analysis and design of Stirling Engines for Waste-Heat Recovery. Massachusetts Institute of Technology, June 1981.
24. Walter G. Stirling Engines. Oxford University Press, New York, 1980.
25. Berchowitz D. M. Stirling cycle engine design and optimisation., Doctor of Philosophy Thesis, Ohio, August 1986.
26. Campos M.C., Vargas J.V.C., Ordonez J.C. Thermodynamic optimization of a Stirling engine. *Energy* 44 (2012) 902-910.
27. Toghyani S., Kasaeian A., Ahmadi M. H. Multi-objective optimization of Stirling engine using non-ideal adiabatic method. *Energy Conversion and Management* 80 (2014) 54–62.
28. Toghyani S., Kasaeian A., Hashemabadi S. H., Salimi M. Multi-objective optimization of GPU3 Stirling engine using third order analysis. *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 521–529.
29. Babaelahi M., Sayyaadi H. Simple-II: A new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. *Energy* 69 (2014) 873-890.
30. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S.B. Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy* 33 (2008) 2134–2144.
31. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S. B. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy* 2008; 33: 1100–1114.
32. Parlak N., Wagner A., Elsner M., Soyhan H. S. Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable Energy* 34 (2009) 266–273.
33. Babaelahi M., Sayyaadi H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. *Applied Energy* 2015; 141: 143–159.
34. Ahmadi M. H., Ahmadi M. A., Sadatsakkak S. A., Feidt M. Connectionist intelligent model estimates output power and torque of stirling engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015; 50: 871–883.
35. Sala F., Invernizzi C., Garcia D., Gonzalez M.A., Prieto J.I. Preliminary design criteria of Stirling engines taking into account real gas effects. *Applied Thermal Engineering* 2015; 89: 978–989.
36. Paul C. J., Engeda A. Modeling a complete Stirling engine. *Energy* 2015; 80: 85–97.
37. Alcan P., Balin A., Bashligil H. Fuzzy multicriteria selection among cogeneration systems: A real case application. *Energy and Buildings* 2013;67: 624–634.
38. Cheng C.H., Yang H.S. Theoretical model for predicting thermodynamic behavior of thermal-lag Stirling engine. *Energy* 49 (2013) 218-228.
39. Araoz J. A., Salomon M., Alejo L., Fransson T. H. Non-ideal Stirling engine thermodynamic model suitable for the integration into overall energy systems. *Applied Thermal Engineering* 73 (2014) 205-221.
40. Sala F., Invernizzi C. M. Low temperature Stirling engines pressurised with real gas effects. *Energy* 75 (2014) 225-236.
41. Formosa F., Despesse G. Analytical model for Stirling cycle machine design. *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1855–1863.
42. Organ A.J. The Regenerator and the Stirling Engine. Mechanical Engineering Publications Limited, 1997.

43. Żmudzki S. Silniki Stirlinga (Stirling Engines). WNT Warsaw, 1993.
44. Gheith R., Aloui F., Nasrallah S. B. Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine. *Applied Energy* 2015; 139: 272–280.
45. Chmielewski A., Gumiński R., Mączak J., Szulim P. Model-based research on the micro cogeneration system with Stirling engine. *Journal of Power Technologies* 2016 [In Print].
46. Chmielewski A., Gumiński R., Mączak J. 3 DOF dynamic model of the piston-crankshaft system of the Stirling engine. *Proceedings of DSTA'2015 Dynamical Systems - Theory and Applications* 2015 [In Print].
47. Chmielewski A., Gumiński R., Radkowski S. Chosen properties of a dynamic model of crankshaft assembly with three degrees of freedom. *20th International Conference On Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), IEEE*, pp. 1038-1043, 2015. ISBN: 978-1-4799-8700.

Badania elektrochemicznych magazynów energii

Adrian Chmielewski^{1,}, Przemysław Szulim¹*

¹ Politechnika Warszawska SiMR Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: a.chmielewski@mechatronika.net.pl

1. Wprowadzenie

W kontekście pakietu klimatycznego 2020 [1-8] na państwa członkowskie Unii Europejskiej są narzucane określone obowiązki dotyczące m.in: zwiększenia udziału OZE na rynku energii do blisko 20%, poprawy efektywności energetycznej (do blisko 20%) oraz ograniczenia emisji CO₂ do atmosfery (20%). Obecnie nakreślane są ramy polityki energetycznej UE w perspektywie 2030 oraz 2050 [4]. W perspektywie 2030 [4] określone zostały nowe cele do których zaliczamy m.in: wzrost efektywności energetycznej do 27%, wzrost udziału OZE do 27% oraz ograniczenie emisji CO₂ do blisko 40%. Wymienione cele będą miały diametralny wpływ na rozwój technologii, które w kontekście Polski wpłyną na konkurencyjność jej gospodarki. Jednym z bardzo istotnych elementów poprawy efektywności energetycznej jest rozwój technologii magazynowania energii elektrycznej. Wyróżniane są różne metody jej magazynowania m.in: w ogniwach odwracalnych II rodzaju, bezwładnikach, superkondensatorach, cewkach magnetycznych, układach szczytowo-pompowych czy też w podziemnych wyrobiskach skalnych, gdzie wtłoczone sprężone powietrze może być powtórnie wykorzystane do napędu np: maszyn. Równocześnie zmierzając w kierunku liberalizacji rynku energii, wsparcia dla prosumentów w przyszłości obserwowany będzie wzrost zainteresowania pojazdami elektrycznymi [9-22], które stanowiąc będą integralną część generacji rozproszonej [9-10]. Obecnie w Polsce prawie nie mówi się o regulacjach normujących masowe wprowadzenie takich pojazdów do użytku. Ograniczenia przy masowym wprowadzenia stawiają m.in: cena baterii trakcyjnych oraz ich żywotność. Oczywiście prostą odpowiedzią na pytanie dotyczące ceny baterii będzie wzrost popytu na nie- co nastąpić może tylko w sprzyjających warunkach ekonomicznych.

Na wiele pytań dotyczących eksploatacji baterii trakcyjnych odpowiadają badania dynamicznej pracy baterii w zadanym cyklu obciążeniowym. Wybrane studium badań baterii trakcyjnych zawarto w niniejszej pracy. W rozdziale 2 zaprezentowano budowę stanowiska. W rozdziale 3 zaprezentowano przebiegi prądowe, napięciowe a także przebiegi przyrostu temperatury uzyskane z badań stanowiskowych.

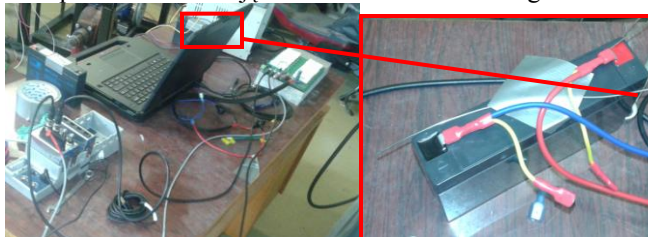
2. Budowa stanowiska badawczego

Stanowisko Badawcze składało się z układu obciążającego, termopar pomiarowych typu K, szczęk prądowych, kart NI oraz oprogramowania napisanego w programie Labview. Układ do zadawania obciążeń został zrealizowany w oparciu o programowalne źródła prądowe. Schemat elektryczny urządzenia został pokazany na poniższym rysunku. Jest to typowa aplikacja w której jeden zespół zwielokrotniono 16-krotnie w celu powiększenia obciążalności prądowej urządzenia. Uproszczony schemat pojedynczego modułu przedstawiono na powyższym rysunku. Tranzystor MOS-FET o dużej obciążalności wykorzystany został do regulacji prądu ze źródła jakim w tym przypadku był silnik DC. Taki układ wymaga by znak napięcia na zaciskach był stały co było zapewnione. Jak się okazało układ nie miał tendencji do wzbudzenia. Rezystor pomiarowy został dobrany tak, by pojedyncze ogniwo pozwalało zadać maksymalne obciążenie na poziomie 10A. Łączna maksymalna obciążalność wynosiła 160A. Maksymalna moc z jaką źródło mogło odebrać nie została określona. Zależnie od warunków chłodzenia z powodzeniem udawało się wytracić na urządzeniu moce na poziomie 500W. Zaletą urządzenia zrealizowanego w oparciu o źródła prądowe jest automatyczne dostrajanie się do zmiennych warunków pracy źródła obciążanego.



Rys. 1 Schemat oraz zdjęcie układu do zadawania obciążeń

Na rysunku 2 zaprezentowano zdjęcie stanowiska badawczego.



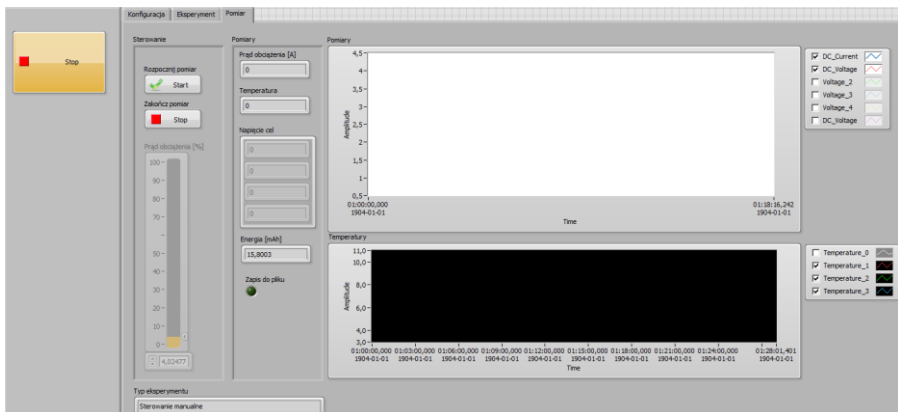
Rys. 2. Widok stanowiska badawczego podczas rozładowania akumulatora

Rysunek 3 przedstawia zdjęcie cęg prądowych, które posłużyły do pomiaru natężenia prądu podczas ładowania akumulatora.



Rys. 3. Wykorzystanie cęg prądowych podczas ładowania ogniwa

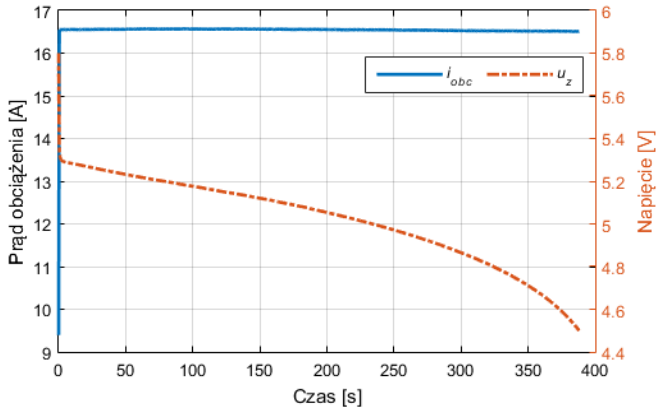
Na rysunku 5 zaprezentowano pulpit programu, który służył do zadawania wybranych parametrów cyklu obciążeniowego. Program umożliwiał zadawanie zmiennego obciążenia w czasie (dynamiczny pomiar).



Rys. 5. Widok aplikacji stworzonej w LabVIEW do rejestracji wybranych parametrów

3. Wyniki badań stanowiskowych

Na rysunku 6 zaprezentowano zmianę napięcia na zaciskach ogniwa przy zadanym prądzie obciążenia. Prąd ma wartość stałą w czasie. Po 388 sekundach przy prądzie 16.6A następuje całkowite wyładowanie ogniwa do wartości 4.5V. Pojemność nominalna ogniwa wynosiła 7.2Ah.



Rys. 6. Przebiegi napięcia na zaciskach akumulatora oraz prądu obciążenia

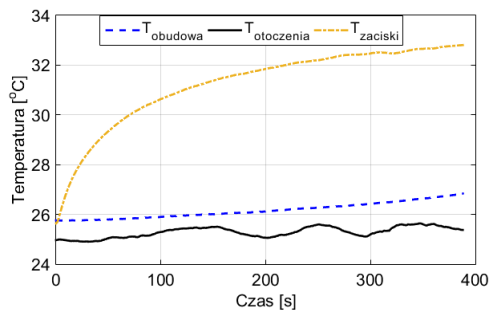
Warto zwrócić uwagę, że pracy ogniwa towarzyszy przyrost temperatury ogniwa wynika to bezpośrednio z prawa Joule'a - Lenza:

$$W = Q = Pt = UIt = RI^2t \quad (1)$$

gdzie:

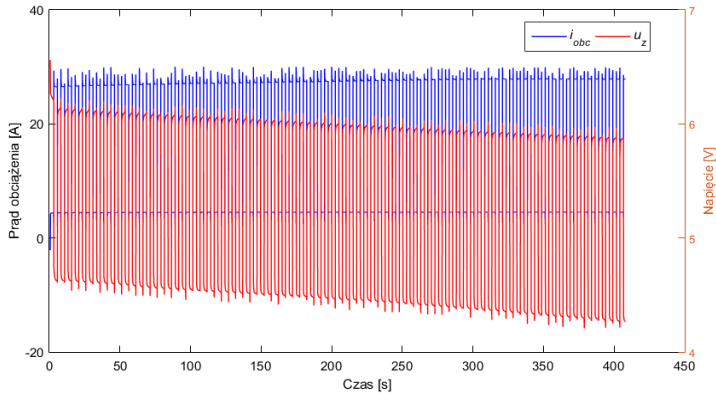
U - napięcie, t - czas, I -natężenie prądu, P - moc.

Oczywiście opisywane zjawisko przy przesyłaniu energii i jej przetworzeniu to nic innego jak strata, ponieważ w przypadku obciążania akumulatora chwilowymi wartościami prądu rzędu 3.5-4C wymagane jest chłodzenie tego akumulatora czego efektem jest dostarczenie dodatkowej porcji energii z zewnątrz.

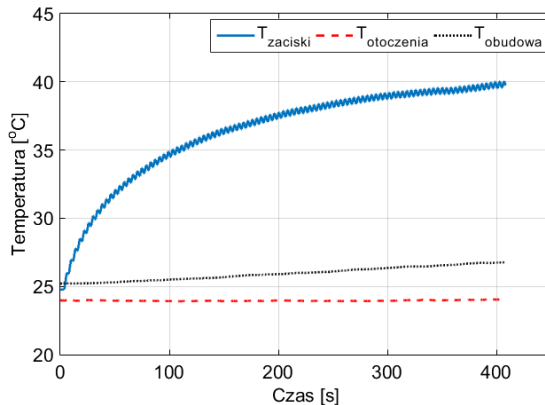


Rys. 7. Zmiany temperatury w przy stałym prądzie obciążenia ($i_{obc}=16.6A$)

Niezwykle istotny zarówno z poznawczego punktu widzenia jak również punktu widzenia technicznego jest cykl dynamiczny pracy akumulatora (Rys. 8, 9).



Rys. 7. Zmiany temperatury w przy stałym prądzie obciążenia ($i_{obc}=16.6A$)



Rys. 7. Zmiany temperatury w przy stałym prądzie obciążenia ($i_{obc}=16.6A$)

4. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawione zostały wyniki badań dynamicznej oraz statycznej pracy baterii trakcyjnych w zadanym cyklu obciążeniowym.

Literatura:

1. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing

- Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC.
2. Directive 2009/28/EC of the council of 23 april 2009, on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC.
 3. Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EEC.
 4. CO EUR 13 CONCL 5 (*Ramy polityki klimatyczno-energetycznej do roku 2030*), Bruksela 24 października 2014.
 5. Bolük G., Mert M. *Fossil & renewable energy consumption, GHGs (greenhouse gases) and economic growth: Evidence from a panel of EU (European Union) countries*. Elsevier, Energy, Vol. 74, pp. 439–446, 2014.
 6. Cornelius M. et. al. *Increasing energy- and greenhouse gas-saving behaviors among adolescents: a school-based cluster-randomized controlled trial*, Springer, Energy efficiency, No. 7, pp.217–242, 2014.
 7. Kim J. D., Rahimi M.: *Future energy loads for a large-scale adoption of electric vehicles in the city of Los Angeles: Impacts on greenhouse gas (GHG) emissions*. Elsevier, Energy Policy, Vol. 73, pp. 620–630, 2014.
 8. Tycho A.B. Smit, Hu J., Harmsen R. *Unravelling projected energy savings in 2020 of EU Member States using decomposition analyses*. Elsevier, Energy Policy, Vol. 74, pp.271–285, 2014.
 9. Information about Smart Grids {<http://www.renewableenergyfocus.com/view/5691/uk-rolls-out-smart-meters-and-smart-grids/>}-access 12th of October 2014.
 10. Information about Smart house {<http://spend40.com/fascinating-smart-house-technology/awesome-5-smart-grid-pilot-programs-smart-power-grid-case-studies-as-well-as-a-home-linked-to-excel/>}-access 13th of October 2014.
 11. Luo Y., Tan D.: *Study on the Dynamics of the In-Wheel Motor System*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 61, No. 8, pp. 3510-3518, 2012.
 12. Monti F.: *Hybrid and electric vehicles*. Politecnico Di Torino 2010.
 13. PISOITA G.: *Electric and Hybrid Vehicle*, Elsevier, Oxford 2010.
 14. Rajashekara K.: History of electric vehicles in General Motors. IEEE, pp.447-454, 1993.
 15. Sakai S., Sado H., Hori Y.: *New Skid Avoidance Method for Electric Vehicle with Independently Controlled 4 In-Wheel Motors*. IEEE, ISIE 99, pp. 934-939, 1999.
 16. Sakai S., Hori Y. *Advanced motion control of electric vehicle with fast minor feedback loops: basic experiments using the 4-wheel motored EV „UOT Electric March II”*. JSAE Review, Vol. 22, pp. 527-536, 2001.
 17. Szumanowski A.: *Design of Planetary Plug-in Hybrid Powertrain and Its Control Strategy*. Shenzhen, China, 2010.
 18. Tesla motors webside {<http://www.teslamotors.com/incentives/UK> } access 12th of October 2014.
 19. Wang J., Wang Q., Jin L., Song C.: Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering, Elsevier, Mechatronics, Vol.21, pp.63-76, 2011.
 20. Zhang G. , Zhang H. , Houyu L.: *The Driving Control of Pure Electric Vehicle*. Elsevier, Procedia Environmental Sciences, pp. 433-438, 2011.

21. Zhang L., Jabbari F., Brown T., Samuelsen S.: Coordinating plug-in electric vehicle charging with electric grid: Valley filling and target load following. Elsevier, Journal of Power Sources, Vol. 267, pp.584-597, 2014.
22. Wang B., Xu M., Yang L.: Study on the economic and environmental benefits of different EV powertrain topologies. Elsevier, Energy Conversion and Management, Vol. 86, pp. 916-926, 2014.

Conception of pneumatic-hydraulic powertrain

Rafał Czok¹, Sebastian Broł¹

¹ Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych

*Kontakt e-mail: s.brol@po.opole.pl

1. Introduction

In these days many solutions in powertrain design exists. They exploiting a variety of means for generating torque for propelling the vehicles and machines. Currently the internal combustion engine dominate the market but there are also alternative forms of propulsion such as electric and hybrid vehicles. The last ones incorporating different torque sources. On road it can be found beside electric hybrid vehicles (EHV)[2] also hydraulic hybrid vehicles (HHV) [1]. Moreover the researchers struggle with pneumatic engine as secondary power source[3]. One of promising technology is hydraulic hybrid. In these area a Shaw's [4] work adds an interesting approach utilizing so known 'pneumatic to hydraulic energy transformer' to drive vehicle or machinery. Idea of Shaw's work was to merge together two technologies, the pneumatic and hydraulic in such way, that it create some possibilities to cancel disadvantages of each other.

The Shaw's 'transformer' conception uses cyclic short-duration conversions of pneumatic and hydraulic pressures. Since in his paper he discussed only the operation of single conversion and pneumatic energy supply from relatively low pressure network, a work was taken by the Authors to explore the possibility of exploiting such transformer (Fig. 1.) in wheeled vehicle. This task needs analysing some variants of designs.

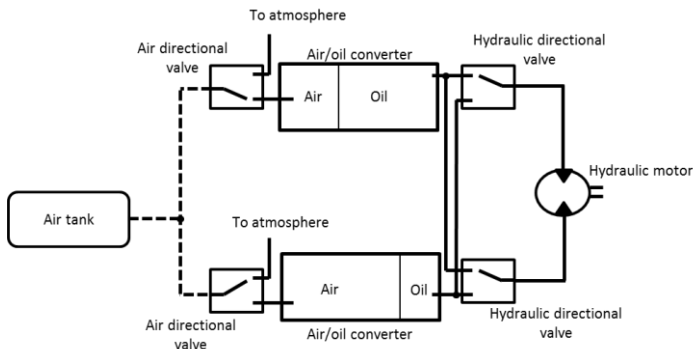


Fig. 1. Diagram of pneumatic-hydraulic drive system [4]

2. Control system

For his system Shaw proposed two pneumatic and hydraulic transformers with set of on/off valves for control. This system work very well in controlled laboratory conditions under constant load and supplied from relatively low pressure compressed gas network.

In this article Authors discuss three alternate variants of system designs. They are as follows:

- 1) Consisting compressed gas container.
- 2) Consisting of two bladder type accumulators without interconnection.
- 3) Consisting of two bladder type accumulators with interconnection.

3. Summary

The analysis of transformer systems showed that the most convenient solution according to energy transformation among analysed variants is system with interconnection between both accumulators.

Literature:

1. Lin T., Wang Q., Hu B.,Gong W.: *Development of hybrid powered hydraulic construction machinery*, Automation in Construction Vol. 19, pp. 11-19, 2010
2. Marc N., Prada E., Sciarretta A., Anwer S., Vangraefschepe F., Badin F., Charlet A., Higelin P.: *Sizing and fuel consumption evaluation methodology for hybrid light duty vehicles*. World Electric Vehicle Journal Vol. 4 - ISSN 2032-6653, pp. 249-258, 2010
3. Saidur R., Rahim N.A., Hasanuzzaman M.: *A review on compressed-air energy use and energy savings*, Elsevier, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010), pp. 1135–1153,
4. Shaw D., Yu J., Chieh Ch.: *Design of a Hydraulic Motor System Driven by Compressed Air*, Energies Vol. 6, pp. 3149-3166, 2013.

Silnik reluktancyjny w stanie uszkodzenia

Jakub Lorencki^{1,}*

¹ Politechnika Warszawska SiMR IP

*Kontakt e-mail: j.lorencki@simr.pw.edu.pl

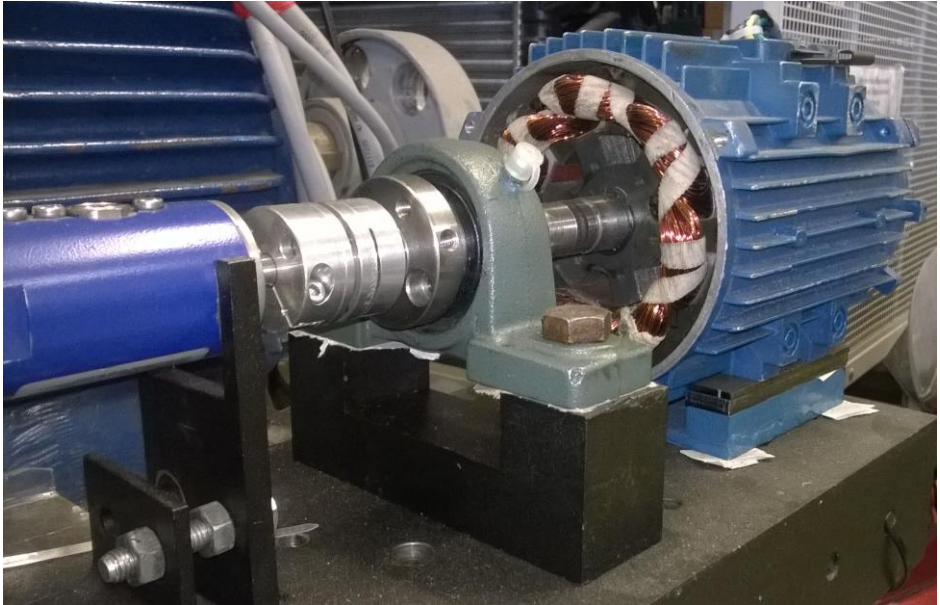
1. Wprowadzenie

W tej pracy przedstawionych jest kilka mechanicznych uszkodzeń silnika reluktancyjnego (SRM Switched Reluctance Motor) przeprowadzonych na specjalnym stanowisku badawczym do tego zaprojektowanym. Uszkodzenia te zostaną odpowiednio zidentyfikowane i opisywane. Podobne eksperymenty można znaleźć w badaniach w silniku bezszczotkowym z magnesami stałymi (BLDC) w pracach [1][2]

2. Badania

Silnik reluktancyjny przełączalny (SRM) jest to silnik elektryczny bezszczotkowy sterowany elektronicznie. Wykonany jest z żelaza i dzięki swojej trwałej konstrukcji może być stosowany w miejscach, gdzie odporność na uszkodzenia jest niezmiernie istotna. Silnik ten z powodzeniem może być także stosowany w pojazdach elektrycznych czy hybrydowych, które są coraz popularniejsze.

Jednak jak każdy rodzaj silnika elektrycznego jest on podatny na pewne uszkodzenia mechaniczne i dwa tego typu uszkodzenia zostały zadane na stanowisku badawczym (Rys. 1). Jest to ekscentryczność dynamiczna i niewyważenie wału wirnika. Mierzone sygnały pochodziły z czujników przyspieszeń i prądu. Do celów badawczych wyniki są podane w formie wykresu widmowego. Następnie wynik widma z uszkodzeniem będzie porównany z wynikiem bez uszkodzenia i odpowiednie wnioski są przedstawione na temat charakteru tych zjawisk.



Rys. 1. Silnik reluktancyjny (SRM) na stanowisku pomiarowym

Literatura:

1. Szulim P., Gontarz S., Radkowski S., *Analysis of the magnetic field in the space focused on diagnostic inference*. Proceedings of the 10th European Conference on Magnetic Sensors and Actuators, Wien, 06-09.07.2014.
2. Radkowski S., Szulim P., *The use of diagnostic information to the energy-optimal path planning of autonomous vehicle*. Logistic and Transportation, Vol 21.

Control system pneumatic-hydraulic powertrain of the vehicle

Piotr Mróz^{1,}, Sebastian Brol^{1,*}*

¹ Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych,

*Kontakt e-mail: s.brol@po.opole.pl

1. Introduction

There are many known propulsion systems for land vehicles such as electric, internal combustion, pneumatic and hydraulic. At these days hydraulic propulsion are also incorporated in hybrid road vehicles [2]. Hydraulic propulsion system was extensively used also earlier in heavy duty machines and special and specialized vehicles.

An intriguing approach assuming utilizing so known ‘pneumatic to hydraulic energy transformer’ to drive vehicle or machinery was introduced by Shaw in 2013 year. Idea of Shaw’s invention was to merge together two technologies, the pneumatic and hydraulic in such way, that it create some possibilities to cancel disadvantages of each other.

Conception of Shaw’s ‘transformer’ uses cyclic short-duration energy conversions. Since in his paper he discussed only the operation of single conversion and also pneumatic energy supply from relatively low pressure network, a work was taken by the Authors to explore the possibility of exploiting such transformer (Fig. 1.) in wheeled vehicle. This task needs rethinking of control system.

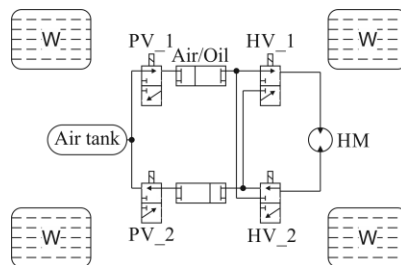


Fig. 1. Diagram of pneumatic-hydraulic drive system [4]

Where:

PV_1,

PV_2 – pneumatic valve,

HV_1, HV_2 – hydraulic valve,

HM – hydraulic motor/pump,

W – wheels,

2. Control system

For his transformer Shaw proposed system of on/off valves for control both compressed gas displacement an hydraulic fluid movement. This system work very well in controlled laboratory conditions under constant load.

In this article Authors discuss three alternate control system designs with emphasis on controllability torque supply and vehicle operation. They are as follows:

- 4) Consisting only selected type of on-off valves.
- 5) Consisting of on-off valves and proportional hydraulic valves.
- 6) Consisting of on-off valves and proportional hydraulic and pneumatic valves.

3. Summary

The analysis of transformer systems showed that the best solution according to energy transformation is system with both proportional and on-off valves. This system is also expensive. For optimization purposes the second variant may be taken into account as well.

Literature:

1. Creutzig F., Papson A., Schipper L., Kammen D.: *Economic and environmental evaluation of compressed-air cars*, Environ. Res. Lett. 4 (2009), pp. 1-9,
2. Pawelski Z.: *Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu*, Monografie, Łódź (2000).
3. Saidur R., Rahim N.A., Hasanuzzaman M.: *A review on compressed-air energy use and energy savings*, Elsevier, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010), pp. 1135–1153,
4. Shaw D., Yu J., Chieh Ch.: *Design of a Hydraulic Motor System Driven by Compressed Air*, Energies Vol. 6, pp. 3149-3166, 2013.

Badania wpływu zawartości wody w bioetanolu na parametry eksploatacyjne silnika spalinowego

Artur Małecki¹, Tomasz Mydlowski^{1,}, Robert Gumiński¹, Krzysztof Bogdziński¹, Jacek Dybala¹*

¹ Politechnika Warszawska SiMR IP

*Kontakt e-mail: t.mydlowski@mechatronika.net.pl

1. Bioetanol jako paliwo

Bioetanol (alkohol etylowy) jest stosowany m.in. jako paliwo alternatywne do silników o zapłonie iskrowym (benzynowych). Właściwości fizyczne tego paliwa nie odbiegają w znacznym stopniu od benzyny, co stanowi o atrakcyjności tego paliwa. Dzięki temu modyfikacje układu zasilania (wtryskowego) silnika benzynowego przystosowywanego do zasilania bioetanołem są ograniczone do minimum, a często sprowadzają się jedynie do modyfikacji oprogramowania sterownika zarządzającego pracą silnika. Dodatkowym atutem omawianego paliwa jest wyższa w odniesieniu do benzyny liczba oktanowa, wynosząca 108,6 [1].

2. Woda w bioetanolu

Etanol, w przeciwieństwie do benzyny doskonale rozpuszcza się w wodzie. Co więcej absorbuje on wodę z powietrza atmosferycznego. Istnieje więc duże zagrożenie, że pewna ilość wody przedostanie się do tego paliwa na etapie dystrybucji, magazynowania, lub podczas eksploatacji pojazdu.

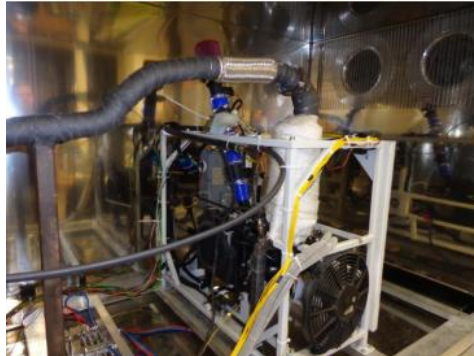
Powyższy fakt, był motywacją do przeprowadzenia badań, które jednoznacznie przedstawiły wpływ zawartości wody w etanolu na parametry eksploatacyjne silnika spalinowego takie jak moc, moment obrotowy, zużycie paliwa, sprawność, średnie i maksymalne ciśnienie indykowane oraz emisja substancji toksycznych.

3. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na jednocyldrowym czterosurowym chłodzonym cieczą silniku Honda NHX110 wyposażonym w pośredni wtrysk paliwa. Silnik ten połączono ze stanowiskiem hamownianym [2] i umieszczono w komorze klimatycznej (rys. 1) zapewniającej niezmiennie, zadane warunki (temperatura i wilgotność) podczas badań.

W celu przeprowadzenia badań układ zarządzania pracą silnika zmodernizowano w oparciu o programowalny sterownik ECU Master EMU [3]. Dzięki temu możliwe jest zadawanie dowolnych parametrów sterowania i praca silnika, co pozwoliło na rozszerzenie spektrum badań (tzn. możliwa była praca silnika zasilanego mieszaniną o

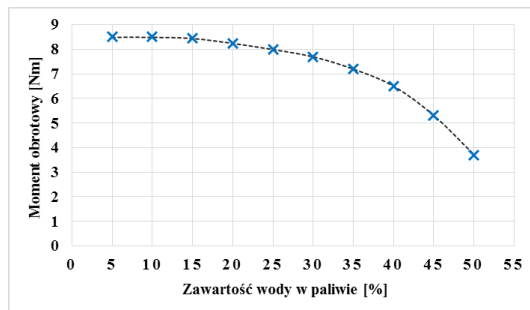
zawartości 50% obj. alkoholu etylowego). Podczas badań sterownik programowano w taki sposób, aby niezależnie od składu mieszanki zasilaającej silnik utrzymywać współczynnik nadmiaru powietrza równy jedności.



Rys. 1. Silnik badawczy umieszczony w komorze klimatycznej.

4. Wyniki badań

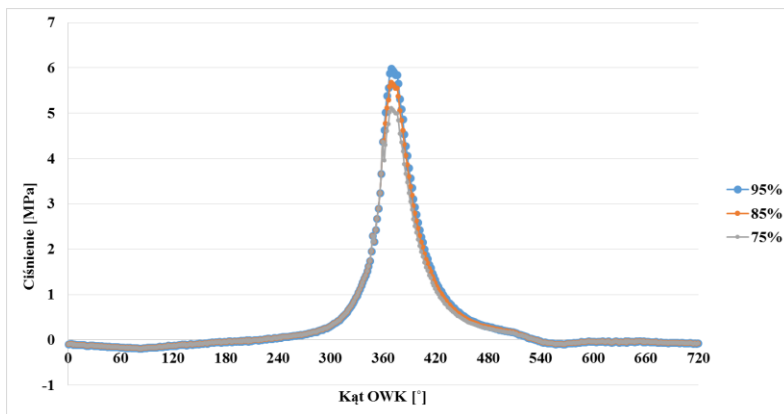
Wpływ zawartości wody, na moment obrotowy badanego silnika przedstawiono na rysunku 2. Na uwagę zasługuje przede wszystkim brak istotnego wpływu na ten parametr i sprawność ogólną silnika pojawienia się w etanolu do 15% wody. Oczywistym jest fakt wzrostu (jednostkowego i godzinowego) zużycia paliwa, związanym ze zmniejszeniem wartości opałowej paliwa spowodowanej obecnością wody. Dalsze zwiększanie udziału wody w paliwie, przyczyniło się do coraz większego spadku parametrów na wale korbowym silnika.



Rys. 2. Wpływ zawartości wody w paliwie na moment obrotowy silnika.

Wraz ze wzrostem zawartości wody w paliwie zaobserwowano również redukcję emisji tlenków azotu. Ma to związek ze zmniejszeniem się szczytowego ciśnienia podczas spalania, a więc także i temperatury [4]. Porównanie wykresów

indykatorowych uzyskanych przy zasilaniu silnika mieszaninami woda-etanol o różnych proporcjach przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wykres indykatorowy silnika przy zasilaniu paliwem o zawartości: a) 95% etanolu, b) 85% etanolu, c) 75% etanolu.

5. Podsumowanie

Badania stanowiskowe wykazały nieznaczny wpływ zawartości wody w bioetanolu na moc i sprawność silnika w zakresie do 15% zawartości objętościowej wody. Powyżej tej wartości parametry eksploatacyjne ulegają istotnemu pogarszaniu wraz ze zwiększaniem udziału wody w paliwie. Jednostkowe zużycie paliwa zwiększa się proporcjonalnie do zmniejszania się wartości opałowej paliwa (wraz ze wzrostem udziału wody w bioetanolu) oraz do spadku sprawności ogólnej silnika.

Literatura:

1. Daniel R. et. al. *Combustion performance of 2,5-dimethylfuran blends using dual-injection compared to direct-injection in an SI engine* Applied Energy Vol. 98, pp. 59–68, 2012
2. Dyała J., Mydłowski T., Małecki A., Bogdziński K., *Stanowisko hamowniane do badań silników spalinowych o małych mocach* Combustion Engines 162(3), pp. 996-1000, 2015
3. Mydłowski T., Biskup K., Jasiński M. *Wykorzystanie urządzenia ECUMaster EMU do sterowania silników o ZI ZN IP 5/86/2011*
4. Pillier L., Idir M., Molet J., Matynia A., de Persis S. *Experimental study and modelling of NOx formation in high pressure counter-flow premixed CH4/air flames* Fuel Vol.150, Pages 394–407, 2015.

Badania autonomicznego robota rolniczego za pomocą modelu MBS

Roman Rogacki¹, Jan Szczepaniak¹, Jacek Wojciechowski¹, Jarosław Mac^{1,}*

¹ Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

* Kontakt e-mail: jmac@pimr.poznan.pl

Streszczenie

W Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu, wspólnie z Instytutem Pojazdów Politechniki Warszawskiej oraz Przedsiębiorstwem Wielobranżowym PROMAR z Poznania podjęto działania mające na celu zaprojektowanie autonomicznego robota polowego przeznaczonego do siewu i pielęgnacji upraw szeroko-rzędowych.

Projektowany robot ma być urządzeniem autonomicznym. W sposób automatyczny będzie wykonywał operacje siewu, pielenia oraz selektywnego oprysku upraw takich roślin jak buraki cukrowe lub kukurydza. Robot będzie działał w zróżnicowanych warunkach terenowych i pogodowych. Poruszać się będzie po drogach polnych i polach uprawnych, a zatem będzie musiał pokonywać błoto, piasek, kałuże oraz unikać przeszkód takich jak koleiny, nierówności na drogach oraz kamienie. Osiągnięcie tego założenia wymaga opracowania odpowiedniego układu jezdnego, układu sterowania oraz algorytmów sterowania autonomicznego w zakresie trakcji i realizacji procesów agrotechnicznych.

Przy opracowaniu koncepcji układu nośnego oraz układu zawieszenia istotnym kryterium jest kierowalność oraz stabilność ruchu, co wynika z konieczności precyzyjnego pozycjonowania roślin przy wykorzystaniu systemu GPS oraz analizy obrazu. Po przeprowadzonym przeglądzie dotychczasowych rozwiązań pojazdów stosowanych przy uprawach rzędowych oraz zagonowych, podjęto decyzję o tym, że na wstępnym etapie projektu przyjęty zostanie układ z ramą scaloną z czterema kierowanymi kołami napędowymi lub układ z ramą łamaną. Ostateczny wybór rozwiązania zostanie określony po przeprowadzeniu symulacji ruchu robota w środowisku wirtualnym.

W prezentacji przedstawiono wyniki symulacji robota polowego poruszającego się po terenie, gdzie występują różnego rodzaju przeszkody. W czasie badań sprawdzano wrażliwość układu jezdnego na zakłócenia i ich wpływ na zmianę wyznaczonej trajektorii ruchu. Wyniki tak opracowanego i przetestowanego modelu posłużą do weryfikacji algorytmów sterowania układem jezdnym robota.

Propozycja identyfikacji śladów pochodzących z włamań metodą skanu 3D oraz zdjęć mikroskopowych 3D

Krzysztof Szczurowski¹, Lukasz Kurkus^{1,}, Michał Trojgo¹, Damian Walczak¹, Lukasz Zieliński¹*

¹ Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych,
Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: lukasz.kurkus@gmail.com

1. Wprowadzenie

Istotnym problemem podczas opisu miejsca przestępstwa jest trwałość i dokładność zapisu materiałów dowodowych. W przypadku włamań do mieszkań jednym z najważniejszych śladów pozostawianych przez włamywacza są, uszkodzone wkładki zamka drzwi. Policyjne bazy danych są opisywane w prosty sposób, dotyczący głównie opisu oraz załączenia fotografii 2D uszkodzonego elementu. W kryminalistyce niezbędne jest analizowanie śladów pozostawionych przez włamywaczy oraz szybka identyfikacja, grupowanie sprawcy przestępstw.

2. Problem badawczy i metoda badawcza

Głównym problemem jest właściwe i dokładne zbudowanie bazy danych oraz opracowanie algorytmu związanego z identyfikacją porównawczą śladów. Możemy wysnuć wnioski, że jeden przestępca posługuje się jednym narzędziem wykorzystywanymi podczas otwierania drzwi mieszkań. Posiadając określone dane oraz matematyczny opis uszkodzenia powstałego w wyniku złamania wkładki mamy możliwość łatwego identyfikowania grupy lub osoby dokonywującej przestępstwo. Istnieje jednak trudność w prawidłowym opisanu wcześniej wspomnianych uszkodzeń. Aby stworzyć bazę danych potrzebujemy odpowiedniego źródła informacji. Jedną z takich informacji może być model trójwymiarowy wkładki z widocznymi uszkodzeniami. Pozostaje pytanie dotyczące właściwej interpretacji i opisu matematycznego takiego modelu. Kolejnym sposobem analizy są zdjęcia wykonywane metodą symulacji 3D za pomocą mikroskopu. Posiadając szereg zdjęć możemy poddać je odpowiedniej obróbce oraz analizie obrazu. Każdy charakterystyczny znak może zostać opisany w swój jedyny niepowtarzalny kod oraz zostać zaaplikowany do bazy danych. Metoda analizy obrazu daje nam duże możliwości związane z filtracją nie istotnych informacji oraz zapisu tylko danych dotyczących konkretnego narzędzia lub znaku.

Using the surrounding magnetic field in the diagnosis of BLDC motors

Przemysław Szulim^{1,}, Stanisław Radkowski¹*

¹ Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Pojazdów

*Kontakt e-mail: p.szulim@mechatronika.net.pl

1. Introduction

The conscientious analysis of an investigated object is a fundamental step in appropriate diagnosis. This is important not only for the proper study of a problem but also for more advanced signal analysis. Diagnosis of Brushless DC (BLDC) motors is an interesting scientific task for which many methods have been adopted from asynchronous motor diagnosis. The most intensively developed methods are still CSA (Current Signal Analysis) methods [1], [2], Vibrations analysis methods [3][4] and Flux Leakage methods [5]. To better understand the influence of faults on diagnostic symptoms, motor models are widely developed. Interesting analyses can be found in the literature [2], [6]–[9]. All faults related to BLDC motors can be distinguished as electric and mechanical faults. To better understand the impact of faults on diagnostic symptoms, it is appropriate to build adequate models. An important drawback of many works is the high degree of approximation applied to the modeling of the motor and associated faults. This approach does lead to a simpler form of the problem description, which could yield significantly positive results, but in most cases, this is not sufficient to explain important phenomena. An interesting approach to the modeling of BLDC motors has been developed over the last 40 years, mainly for motor design. In [10], [11], one can find a two-dimensional approach to analyze the magnetic field in the air-gap region of BLDC motors. Important works were presented in [12]–[15], in which the authors prepared the first comprehensive magnetic model of a motor considering field form Permanent Magnets (PM) and stator coils. Effects of the stator slots were also included via so-called relative permeance functions. Subsequent works dealt with the problem of considering stator slots. The results of these investigations can be found in works such as [12]–[15], in which the authors developed the so-called sub-domain model, wherein the domains referred to the air region created by the geometry of the stator slots. Significant contributions are also presented in [20], [21], where the influence of eccentricity on the field distribution was investigated. Future work considering this effect was also developed for the sub-domain model [22]–[24]. Nevertheless, the authors could not find complete models that include all important phenomena. Moreover, the effects of commutation and load

pulsation were also not modeled. This has motivated the authors to build a complete model of work for BLDC motors that can allow the simulation of work conditions and the influence of the presence of current harmonics. In addition, the possibility of using an external magnetic field as a source of diagnostic information was the second aim of this work. The influence of mechanical faults such as eccentricity and demagnetization was considered in this work.

References:

1. A. Tashakori and M. Ektesabi, ‘Fault diagnosis of in-wheel BLDC motor drive for electric vehicle application’, *Intell. Veh. Symp. IV 2013 IEEE*, pp. 925–930, Jun. 2013.
2. M. Blödt, P. Granjon, B. Raison, and J. Regnier, ‘Mechanical fault detection in induction motor drives through stator current monitoring-theory and application examples’, *Fault Detect.*, pp. 451–488, 2010.
3. Jun-Kyu Park, Kyung-Tae Kim, Byeong-Woo Kim, and Jin Hur, ‘Characteristic analysis of Inter-turn Fault in IPM and SPM-type BLDC motor’, *Veh. Power Propuls. Conf. VPPC 2012 IEEE*, pp. 176–180, Oct. 2012.
4. J. Dybała and A. Gałęzia, ‘A Novel Method of Gearbox Health Vibration Monitoring Using Empirical Mode Decomposition’, in *Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations*, G. Dalpiaz, R. Rubini, G. D’Elia, M. Cocconcelli, F. Chaari, R. Zimroz, W. Bartelmus, and M. Haddar, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 2014, pp. 225–234.
5. D. Belkhaty, R. Romary, M. El Adnani, R. Corton, and J. F. Brudny, ‘Fault diagnosis in induction motors using radial magnetic field measurement with an antenna’, *Meas. Sci. Technol.*, vol. 14, no. 9, p. 1695, 2003.
6. M. BLODT, *Condition Monitoring of Mechanical Faults in Variable Speed Induction Motor*. DEA Genie Electrique de l’Institut National Polytechnique de Grenoble.
7. S. Nandi and H. A. Toliyat, ‘Condition monitoring and fault diagnosis of electrical machines-a review’, in *Industry Applications Conference, 1999. Thirty-Fourth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 1999 IEEE*, 1999, vol. 1, pp. 197–204.
8. H. E. Toliyat and S. Nandi, *Electric Machines, Modeling, Condition monitoring and Fault Diagnosis*. CRC Press, 2005.
9. Kyung-Tae Kim, Jin Hur, and Gyu-Hong Kang, ‘Inter-turn fault analysis of IPM type BLDC motor using fault impedance modeling’, *Power Electron. ECCE Asia ICPE ECCE 2011 IEEE 8th Int. Conf. On*, pp. 2216–2224, May 2011.
10. N. Boules, ‘Two-dimensional field analysis of cylindrical machines with permanent magnet excitation’, *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, no. 5, pp. 1267–1277, 1984.
11. N. Boules, ‘Prediction of no-load flux density distribution in permanent magnet machines’, *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, no. 3, pp. 633–643, 1985.
12. Z. Q. Zhu, D. Howe, E. Bolte, and B. Ackermann, ‘Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet DC motors. I. Open-circuit field’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 29, no. 1, pp. 124–135, 1993.

13. Z. Q. Zhu and D. Howe, ‘Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet DC motors. II. Armature-reaction field’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 29, no. 1, pp. 136–142, 1993.
14. Z. Q. Zhu and D. Howe, ‘Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet DC motors. III. Effect of stator slotting’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 29, no. 1, pp. 143–151, 1993.
15. Z. Q. Zhu and D. Howe, ‘Instantaneous magnetic field distribution in permanent magnet brushless DC motors. IV. Magnetic field on load’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 29, no. 1, pp. 152–158, 1993.
16. Z. Q. Zhu, D. Howe, and C. C. Chan, ‘Improved analytical model for predicting the magnetic field distribution in brushless permanent-magnet machines’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 38, no. 1, pp. 229–238, 2002.
17. Z. J. Liu and J. T. Li, ‘Analytical Solution of Air-Gap Field in Permanent-Magnet Motors Taking Into Account the Effect of Pole Transition Over Slots’, *IEEE Trans. Magn.*, vol. 43, no. 10, pp. 3872–3883, Oct. 2007.
18. T. Lubin, S. Mezani, and A. Rezzoug, ‘Exact Analytical Method for Magnetic Field Computation in the Air Gap of Cylindrical Electrical Machines Considering Slotting Effects’, *IEEE Trans. Magn.*, vol. 46, no. 4, pp. 1092–1099, 2010.
19. Z. Q. Zhu, L. J. Wu, and Z. P. Xia, ‘An Accurate Subdomain Model for Magnetic Field Computation in Slotted Surface-Mounted Permanent-Magnet Machines’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 46, no. 4, pp. 1100–1115, Apr. 2010.
20. U. Kim and D. K. Lieu, ‘Magnetic field calculation in permanent magnet motors with rotor eccentricity: without slotting effect’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 34, no. 4, pp. 2243–2252, 1998.
21. U. Kim and D. K. Lieu, ‘Magnetic field calculation in permanent magnet motors with rotor eccentricity: with slotting effect considered’, *Magn. IEEE Trans. On*, vol. 34, no. 4, pp. 2253–2266, 1998.
22. J. T. Li, Z. J. Liu, and L. H. A. Nay, ‘Effect of Radial Magnetic Forces in Permanent Magnet Motors With Rotor Eccentricity’, *IEEE Trans. Magn.*, vol. 43, no. 6, pp. 2525–2527, Jun. 2007.
23. J. Fu and C. Zhu, ‘Subdomain Model for Predicting Magnetic Field in Slotted Surface Mounted Permanent-Magnet Machines With Rotor Eccentricity’, *IEEE Trans. Magn.*, vol. 48, no. 5, pp. 1906–1917, May 2012.
24. S. Radkowski and M. Jasinski, ‘Use of Condition Monitoring in the Proactive Maintenance Strategy’, in *Engineering Asset Management - Systems, Professional Practices and Certification*, P. W. Tse, J. Mathew, K. Wong, R. Lam, and C. N. Ko, Eds. Springer International Publishing, 2015, pp. 601–610.

Porównanie kalibracji wtryskiwacza LPG dokonanej w różnych warunkach pracy silnika dwupaliwowego

Walczak Damian^{1,}, Zieliński Łukasz^{1,*}*

¹ Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Pojazdów

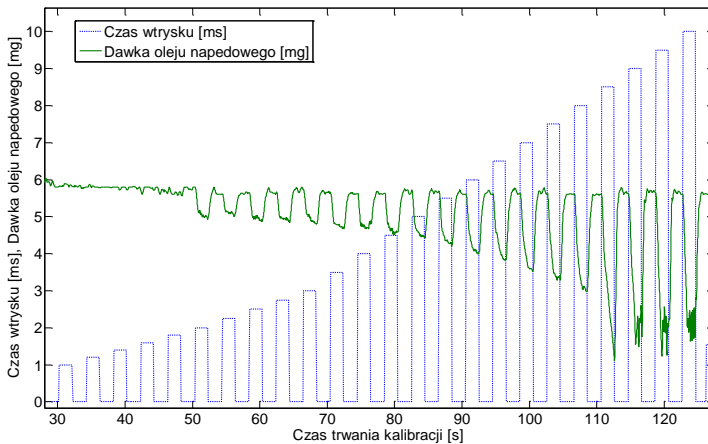
*Kontakt e-mail: .walczak@mechatronika.net.pl,
lzielinski@mechatronika.net.pl

1. Wprowadzenie

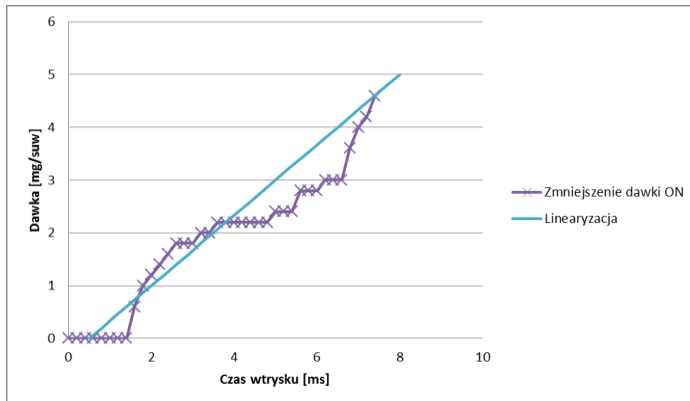
Ważnym elementem każdego systemu wtryskowego jest opisanie zależności dawki paliwa od parametrów zasilania wtryskiwacza. Fabryczne systemy sterowania mają zapisane w pamięci parametry wtryskiwaczy. W sterownikach wtrysku LPG dla silników z zapłonem iskrowym są zapisane dane kalibracyjne dla kilku różnych rodzajów wtryskiwaczy. W systemach do silników z zapłonem samoczynnym przeprowadza się kalibrację wtryskiwaczy na pracującym silniku w celu określenia parametrów wtryskiwaczy oleju napędowego. Kalibracja przeprowadzana jest dla różnych prędkości obrotowych oraz różnych obciążeń silnika.

2. Kalibracja wtryskiwacza podczas pracy na biegu jałowym

Najprostsza kalibracja wtrysku LPG jest realizowana podczas pracy na biegu jałowym. Podczas takiej kalibracji zakłada się, że olej napędowy jest zastępowany masowo przez LPG w proporcji 1:1. Na wykresie (Rys. 1) przedstawiono dawkę oraz czas wysterowania wtryskiwacza podczas kalibracji. Na tej podstawie można wyznaczyć charakterystykę zastępowania oleju napędowego (Rys. 2).



Rys. 1. Zmiana dawka oleju napędowego oraz czasu wysterowania wtryskiwacza podczas procesu kalibracji na biegu jałowym.



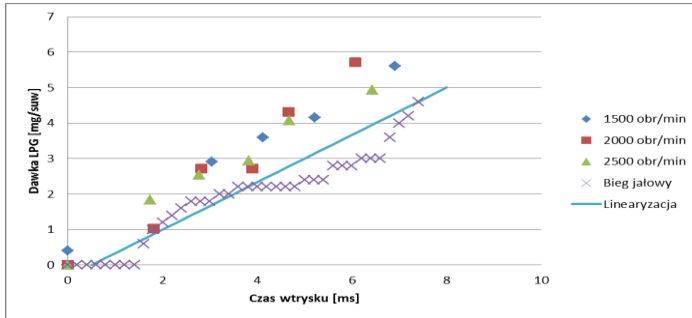
Rys. 2. Charakterystyka zastępowania oleju napędowego przez LPG w funkcji czasu otwarcia wtryskiwacz LPG.

Na podstawie powyższej charakterystyki wyznaczono podstawowe parametry wtryskiwacza:

- teoretyczny wydatek wtryskiwacza $q_f = 0,67 \text{ mg/ms}$,
- zwłoka otwarcia wtryskiwacza $T_{in} = 0,5 \text{ ms}$.

Parametry te zapisano w pamięci sterownika dodatku LPG do silnika z zapłonem samoczynnym. Jednym z elementów przeprowadzonych badań na hamowaniu

podwoziowej była próba wykonania kalibracji podczas pracy na wyższych prędkościach obrotowych oraz przy większych obciążeniach. Wyniki porównawcze przedstawiono na poniższym wykresie (Rys. 3)



Rys.2. Porównanie wyników kalibracji dla różnych prędkości obrotowych.

3. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazały rozbieżności pomiędzy kalibracją wtryskiwacza podczas pracy na biegu jałowym oraz podczas pracy w warunkach średnich prędkości obrotowych przy porównywalnym obciążeniu silnika. Do poprawnej kalibracji wtryskiwacza podczas pracy silnika niezbędna jest hamowania obciążeniowa, umożliwiająca utrzymanie stałej prędkości obrotowej lub stałego momentu hamującego.

Literatura:

1. Walczak D., „Prototyp układu sterowania dodatkiem LPG do silnika ZS wykorzystujący sieć CAN pojazdu”, Praca inżynierska, Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Warszawa 2015.

Analysis and conception of hydraulic – pneumatic hybrid powertrain

Przemysław Winiarski¹, Sebastian Brol^{1,}*

¹ Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych

*Kontakt e-mail: s.brol@po.opole.pl

1. Introduction

In this article a concept of control and design of hybrid powertrain is shown, which consists of internal combustion engine and hydraulic-pneumatic system. The paper presents literature survey in this topic, foundation and factors which were taken into account during considerations and conceptual work.

There are considerable number of hybrid vehicles exploited these days. In many of them the electrical engine is utilized as secondary power unit to recuperate energy. Beside electric hybrid vehicles also hydraulic hybrid vehicles are entering the market. It is recognized as a promising technology because of high ability to recuperate energy and low mass of components compared to electric hybrids. Many car manufacturers were involved in developing and design of HHV. For example the Peugeot & Citroen Hybrid Air [2], UPS Hydraulic Hybrid Vehicle [4] or MAN TGM HHV [5]. The typical disadvantage of such system in today's applications is relatively low range on hydraulic motor [1].

2. Description of conception

In this work the Authors will present a hybrid vehicle conception with use as a secondary unit a pneumatic – hydraulic power plant. It is based on compressed gas work, which generates pressure for moving hydraulic fluid to supply hydraulic engine as discussed in [3]. Further the hydraulic engine cooperate with IC engine in typical parallel hybrid arrangement.

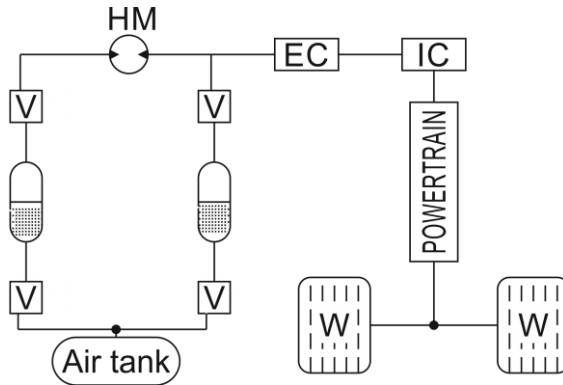


Fig. 1. Diagram of hybrid pneumatic-hydraulic drive system,

Where:

V – valve,

HM – hydraulic motor/pump,

W – wheels,

EC – electromagnetic clutch,

IC – internal combustion engine.

3. Summary

The pneumatic-hydraulic hybrid may be an alternative for HHV. It promises larger range when operating on hydraulic motor. The capabilities in energy recuperation and conversion will be an subject of present work.

Literatura:

1. Merkisz J., Pielecha I.: *Alternatywne napędy pojazdów*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2003.
2. Strona internetowa Peugeot: <http://www.peugeot.com/en/news/peugeot-technologies-introducing-efficient-euro-6-engines-and-the-208-hybrid-air-2l-demonstrator>,
3. Shaw D., Yu J., Chieh C.: *Design of hydraulic motor system driven by compressed air*. Energies, 2013.
4. Strona internetowa: <http://archive.epa.gov/midwestcleandiesel/web/pdf/hydraulic-hybrid5.pdf>
5. Stecki J., Matheson P.: *Advances in automotive hydraulic Hybrid drives*, Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, TSUKUBA 2005, November 7-10, 2005.

Ladies and Gentlemen, dear colleagues,

We will invite you to the VIII International Conference *“Vehicles and Heavy Machinery Mechatronic Systems”*, which will take place in November 25, 2016. We would also like to inform you that we will seek a higher profile of our conference, we will expanding a list of journals, in which will be published conference materials.

We will invite you to the XIV International Technical Systems Degradation Conference March 30- April 2, 2016 in Liptovsky Mikulas (Slovakia).

More information on the website:

<http://www.konferencje.mechatronika.info.pl/>



Sincerely
Organizing committee