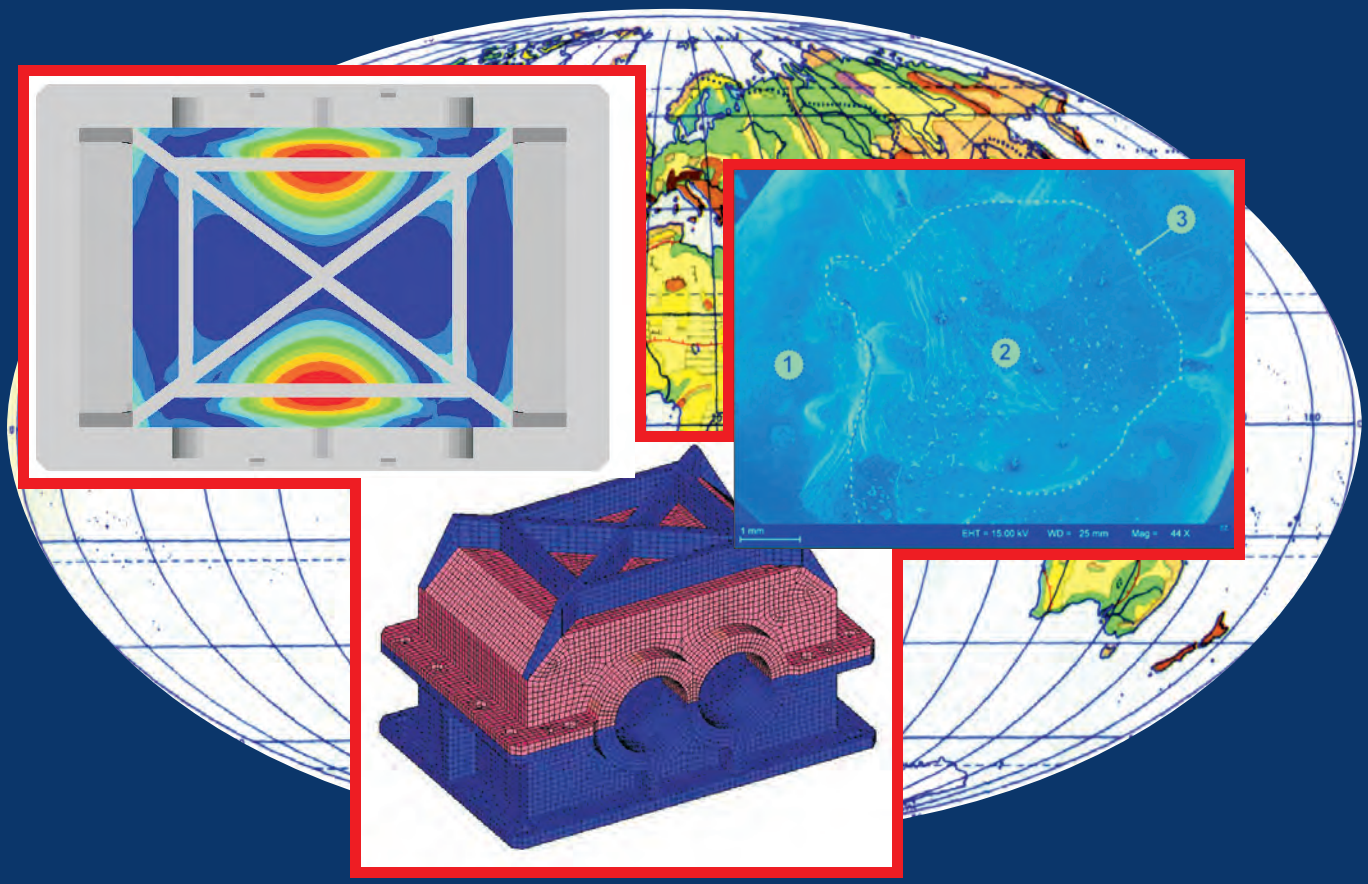
Nr 2 (50)/2011

ISSN 1507-2711

Cena: 25 z³ (w tym 5% VAT)

EKSPLOATACJA I NIEZAWODNOŚĆ

MAINTENANCE AND RELIABILITY



Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne (Warszawa)

POLISH MAINTENANCE SOCIETY (WARSAW)

Scientific Board

Professor Andrzej Niewczas, PhD, DSc (Eng)

Chair of Scientific Board
President of the Board of the Polish Maintenance Society

Professor Holm Altenbach, PhD, DSc (Eng)
Martin Luther Universität, Halle - Wittenberg, Germany

Senior Brig. Gen. Professor Zoja Bednarek, PhD, DSc (Eng)
The Main School of Fire Service, Warsaw

Associate Professor Jan Dąbrowski, PhD, DSc (Eng)
Białystok Technical University, Białystok

Professor Sławczo Denczew, PhD, DSc (Eng)
Warsaw University of Technology, School of Technical and Social Sciences in Płock

Professor Miłosz P. Wnuk
University of Wisconsin - Milwaukee, USA

Professor Andrzej Kusz, PhD, DSc (Eng)
University of Life Sciences in Lublin

Professor Štefan Liščak
Żylinska Universita, Żylina, Slovak Republic

Professor Vaclav Legat
Czech University of Agriculture, Prague, Czech Republic

Professor Jerzy Merkisz, PhD, DSc (Eng)
Poznań University of Technology, Poznań

Professor Gilbert De Mey
University of Ghent, Belgium

Associate Professor Zdzisław Chłopek, PhD, DSc (Eng)
Warsaw University of Technology, Warsaw

Dr Ilia Frenkel
Shamoon College of Engineering, Beer Sheva, Israel

Associate Professor Tomasz Nowakowski, PhD, DSc (Eng)
Wrocław University of Technology, Wrocław

Professor Leonas Povilas Lingaitis
Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania

Professor Stanisław Radkowski, PhD, DSc (Eng)
Warsaw University of Technology, Warsaw

Professor Marek Orkisz, PhD, DSc (Eng)
Rzeszów University of Technology, Rzeszów

Professor Stanisław Piasecki, PhD, DSc (Eng)
Systems Research Institute of the Polish Academy of Sciences, Warsaw

Professor Leszek Piaseczny, PhD, DSc (Eng)
Polish Naval Academy, Gdynia

Professor Andrzej Seweryn, PhD, DSc (Eng)
Białystok Technical University, Białystok

Professor Zbigniew Smalko, PhD, DSc (Eng)
Air Force Institute of Technology, Warsaw

Professor Andrzej Sobiesiak
University of Windsor, Canada

Professor Marian Szczerek, PhD, DSc (Eng)
Institute for Sustainable Technologies, Radom

Professor Katsumi Tanaka
Kyoto University, Kyoto, Japan

Professor Jan Szybka, PhD, DSc (Eng)
AGH University of Science and Technology, Cracow

Professor Irina Yatskiv
Riga Transport and Telecommunication Institute, Latvia

Co-financed by the Minister of Science and Higher Education

The Journal is indexed and abstracted in the Journal Citation Reports (JCR Science Edition), Scopus, Science Citation Index Expanded (SciSearch®) and Index Copernicus International.

The Quarterly appears on the list of journals credited with a high impact factor by the Polish Ministry of Science and Higher Education and is indexed in the Polish Technical Journal Contents database – BAZTECH and the database of the Digital Library Federation.

All the scientific articles have received two positive reviews from independent reviewers.

Editorial staff:	Dariusz Mazurkiewicz, PhD Eng (Editor-in-Chief, Secretary of the Scientific Board) Anna Rudawska, PhD Eng (Editorial secretary) Leszek Semotiuk, PhD Eng (Typesetting and text makeup) Krzysztof Olszewski, PhD Eng (Webmaster)
Publisher:	Polish Maintenance Society, Warsaw
Scientific patronage:	Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
Address for correspondence:	"Eksploatacja i Niezawodność" - Editorial Office 20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 36, Poland e-mail: office@ein.org.pl http://www.ein.org.pl
Circulation:	550 copies

Nauka i Technika

Zhong HAN, Jianmin GAO, Liudong XING, Fumin CHEN

Optymalna alokacja zasobów zapewniająca bezpieczeństwo w złożonych rozproszonych systemach elektromechanicznych
Optimal resource allocation for safety in distributed complex electromechanical systems ... 4

Antoni ŚWIĆ, Wiktor TARANENKO, Jakub SZABELSKI

Modelowanie układów dynamicznych szlifowania wałów o małej sztywności
Modelling dynamic systems of low-rigid shaft grinding ... 13

Daniel PIENIAK, Agata M. NIEWCZAS, Andrzej NIEWCZAS, Jarosław BIENIAŚ

Analiza prawdopodobieństwa przetrwania i niezawodności układu ząb - wypełnienie kompozytowe
Analysis of survival probability and reliability of the tooth-composite filling system ... 25

Yi REN, Bo SUN, Qiang FENG, Shengkui ZENG

Ontologiczne wielowidokowe modelowanie uszkodzeń wspierające zintegrowany rozwój produktu i procesów
Ontological multi-view failure modeling for IPPD ... 35

Andrzej WILK, Henryk MADEJ, Tomasz FIGLUS

Analiza możliwości obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej
Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing ... 42

Jerzy MERKISZ, Sławomir TARKOWSKI

Wybrane aspekty wykorzystania pokładowych urządzeń rejestrujących w pojazdach samochodowych
Selected aspects of using deck recorders in automotive vehicles ... 50

Norbert CHAMIER-GLISZCZYŃSKI

Środowiskowe aspekty eksploatacji środków transportu. Etap wycofanie z eksploatacji środków transportu
Environmental Aspects of Maintenance of Transport Means. End-of Life Stage of Transport Means ... 59

Leon PROCHOWSKI

Analiza toru ruchu samochodu po uderzeniu w barierę betonową
The analysis of a car motion path after collision with a concrete barrier ... 72

Marcin KACPRZAK, Piotr KULINOWSKI, Dariusz WĘDRYCHOWICZ

Informatyczny system zarządzania procesem eksploatacji górniczych przenośników taśmowych
Computerized information system used for management of mining belt conveyors operation ... 81

HAN Z., GAO J., XING L., CHEN F.: **Optymalna alokacja zasobów zapewniająca bezpieczeństwo w złożonych rozproszonych systemach elektromechanicznych;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 4-12.

Istniejące strategie optymalnej alokacji zasobów służące zapewnieniu bezpieczeństwa systemów skupiają się głównie na systemach szeregowo-równoległych lub na systemach, które można przekształcić w modele szeregowo-równoległe. Jednakże, w przypadku niektórych złożonych rozproszonych systemów elektromechanicznych, przetworzenie na model szeregowo-równoległy może być bardzo trudne lub wręcz niemożliwe. Dodatkowo, z powodu złożoności relacji sprzężeń w fizycznej strukturze tego rodzaju systemów, bezpieczeństwo niektórych jednostek systemowych jest niemierzalne. W niniejszym artykule przedstawiono nową metodę optymalnej alokacji zasobów gwarantującą maksymalne bezpieczeństwo złożonych rozproszonych systemów elektromechanicznych o strukturze innej niż szeregowo-równoległa. Metoda ta oparta jest na sieciach złożonych i wykorzystuje dynamiczne programowanie bazujące na zbiorach ścieżek. Jako miarę bezpieczeństwa systemu zastosowano pojęcie hierarchii bezpieczeństwa, zdefiniowane jako funkcja dwóch parametrów bezpieczeństwa: strat z tytułu awarii oraz prawdopodobieństwa awarii. Dla zilustrowania proponowanej metody i weryfikacji jej przydatności i możliwości zastosowania, przedstawiono przykład rzeczywistego systemu.

HAN Z., GAO J., XING L., CHEN F.: **Optimal resource allocation for safety in distributed complex electromechanical systems;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 4-12.

Existing optimal resource allocation for system safety mainly concentrates on series/parallel systems or systems that can be converted into series/parallel models. However, for some distributed complex electromechanical systems, it is very difficult or even impossible to refine them into a series/parallel model; in addition, the safety of some system units is immeasurable because of the coupling relationship complexity in the system composition structure. In this paper, a novel method based on complex networks and path set-based dynamic programming is proposed for the optimal resource allocation for maximal safety of distributed complex electromechanical systems with non-series-parallel structures. As a measurement of the system safety, safety importance is defined, which is a function of two safety feature parameters, accident loss and accident probability. A practical system is taken as an example to illustrate and verify the feasibility and applicability of the proposed method.

ŚWIĆ A., TARANENKO W., SZABELSKI J.: **Modelowanie układów dynamicznych szlifowania wałów o małej sztywności;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 13-24.

Przedstawiono opracowany model uogólniony i cząstkowy szlifowania. Utworzono uogólniony schemat strukturalny układu dynamicznego w przypadku walcowego szlifowania oscylacyjnego wałków o małej sztywności. Zaprezentowano również model matematyczny układu technologicznego przy szlifowaniu wgłębnym wałków sprężyście odkształcalnych o małej sztywności. Modele matematyczne układu dynamicznego szlifowania wałków o małej sztywności w stanie sprężyście- odkształcalnym przedstawiono w postaci siedmiopoziomowej struktury hierarchicznej.

ŚWIĆ A., TARANENKO W., SZABELSKI J.: **Modelling dynamic systems of low-rigid shaft grinding;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 13-24.

The generalized and partial mathematical model of grinding is introduced. The structural pattern of dynamic system of low-rigid shafts oscillatory grinding as well as mathematical model of technological system of low-rigid shafts plunge grinding are presented. Mathematical models of dynamic system of low-rigid shafts grinding are presented as 7-layer structured diagram.

PIENIAK D., NIEWCZAS A.M., NIEWCZAS A., BIENIAŚ J.: **Analiza prawdopodobieństwa przetrwania i niezawodności układu ząb - wypełnienie kompozytowe;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 25-34.

Ocenie niezawodności poddano układ biomechaniczny ząb–wypełnienie kompozytowe (kompozyt polimerowy z mikrowypełniaczem). Próbki zębów z wypełnieniami wykonanymi na powierzchni żującej zębów poddano obciążeniom mechanicznym symulującym warunki środowiska jamy ustnej. Badania przeprowadzono w laboratorium na symulatorze żucia. Miarą zużycia wypełnień była szczelina brzeżna, którą oceniano w przekroju podłużnym zęba wykorzystując mikroskop optyczny oraz na powierzchni żucia, wykorzystując skaningowy mikroskop elektronowy (SEM). Wyniki pomiarów uporządkowano w zależności od strefy pomiaru szczeliny oraz w zależności od liczby cykli zmęczeniowych. Obliczano parametry rozkładu statystycznego rozmiarów geometrycznych szczeliny brzeżnej wykorzystując testy Kolmogorova–Smirnova oraz Shapiro-Wilka. Do oceny różnic wykorzystano analizę wariancji ANOVA oraz test post hoc. Wyznaczono przebieg funkcji niezawodności przyjmując model Weibulla. Oceniono ryzyko uszkodzenia oraz prawdopodobieństwo przetrwania badanego układu.

PIENIAK D., NIEWCZAS A.M., NIEWCZAS A., BIENIAŚ J.: **Analysis of survival probability and reliability of the tooth-composite filling system;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 25-34.

The bio-mechanical tooth-composite filling system (polymer composite with microfiller) has been evaluated with respect to its reliability. The tooth specimens with prepared fillings on the tooth chewing surface were submitted to mechanical and thermal loads simulating natural conditions in the oral cavity. The research was carried out in the laboratory scale on the mastication simulator. A marginal fissure width was a measurement of the filling's wear, and it was investigated both in the longitudinal section with the use of optical microscope as well as on the chewing surface with the use of scanning electron microscope (SEM). The results of measurements were grouped according to the zone of the fissure measurement and to the number of fatigue tests performed. Statistical distribution parameters of geometrical size of the marginal fissure were calculated based on the Kolmogorov-Smirnov and Shapiro-Wilk tests. ANOVA variation analysis and post hoc test was used to assess the differences. The reliability function was determined with the use of Weibull model. The risk of damage and survival likelihood was evaluated introducing authors' criterion of the limit state of the tooth – filling system.

REN Y., , SUN B., FENG Q., ZENG S.: **Ontologiczne wielowidokowe modelowanie uszkodzeń wspierające zintegrowany rozwój produktu i procesów;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 35-41.

Inżynieria niezawodności zajmuje się prowadzeniem licznych działań w zakresie technologii uszkodzeń i zarządzania uszkodzeniami w ciągu całego cyklu rozwoju produktu. Stopniowa identyfikacja uszkodzeń oraz ciągła poprawa niezawodności jest możliwa tylko wtedy, gdy działania te zostaną skutecznie zintegrowane, przy syntetycznym uwzględnieniu szeregu istotnych danych dotyczących uszkodzeń. Obecna praktyka inżynieryjna nie pozwala na efektywną wymianę i ponowne wykorzystanie danych i wiedzy pochodzących z różnych faz rozwoju produktu. Ciągle jeszcze napotyka się trudności dotyczące interoperacyjności różnych działań ukierunkowanych na utrzymanie niezawodności. W artykule opracowano model ontologii uszkodzeń obejmujący modele ontologii uszkodzeń globalnych, funkcjonalnych i sprzętowych. Za sprawą tego modelu ontologicznego, działania niezawodnościowe stają się spójną częścią zintegrowanego rozwoju produktu i procesów (IPPD). Proponowany model uwzględnia ewolucję wiedzy na temat uszkodzenia w ciągu poszczególnych faz rozwoju. Na podstawie prezentowanego modelu ontologicznego stworzono środowisko inżynierii niezawodności oparte na platformie PLM (Zarządzanie Cyklem Życia Produktu) pozwalające zweryfikować poprawność i możliwość zastosowania omawianego modelu.

REN Y., , SUN B., FENG Q., ZENG S.: **Ontological multi-view failure modeling for IPPD;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 35-41.

Reliability engineering includes series of failure focused technology and management activities running throughout the entire product development cycle. Only these activities are effectively integrated and numerous relevant failure data is synthetically applied, the intent for progressively identifying failure and continuously improving reliability can be obtained. In current engineering practice, the reliability data and knowledge produced in different development phases cannot be efficiently shared and reused. There still exist difficulties in interoperating between different reliability activities. This paper establishes the failure ontology models that contain global failure ontology model, functional failure ontology model and hardware failure ontology model. In virtue of this ontology model, the reliability activities are seamlessly integrated into the integrated product and process development (IPPD). In this model, the evolution process of failure cognition during each development phases is considered. Base on this ontology model, a reliability engineering environment is constructed with the support of PLM (Product Lifecycle Management) platform to verify the ontology model's correctness and applicability.

WILK A., MADEJ H., FIGLUS T.: A**naliza możliwości obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 42-49.

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, których celem jest obniżenie emisji hałasu przekładni zębatej podczas eksploatacji, poprzez odpowiedni dobór użebrowania jej korpusu. Analizowano wpływ położenia oraz kształtu dodatkowego użebrowania na zmiany postaci drgań górnej płyty korpusu oraz na jej wibroaktywność. Na podstawie prowadzonych symulacji z wykorzystaniem MES, wyznaczono taki kształt dodatkowego użebrowania, którego wymiary zapewniają obniżenie wibroaktywności korpusu, a tym samym uciążliwości dla środowiska, przy niewielkim wzroście masy przekładni.

MERKISZ J., TARKOWSKI S.: **Wybrane aspekty wykorzystania pokładowych urządzeń rejestrujących w pojazdach samochodowych;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 50-58.

Zgodnie z intencja przedstawioną w Białej Księdze Transportu, na terenie Unii Europejskiej podejmowane są inicjatywy związane z poprawą poziomu bezpieczeństwa transportu, oraz ze zmniejszeniem liczby ofiar śmiertelnych wypadków. Jedną z takich inicjatyw jest wykorzystanie pokładowych rejestratorów parametrów ruchu, montowanych w pojazdach samochodowych. W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia związane z pracą, oraz propozycją sposobu inicjowania rejestracji danych przez urządzenia działające w oparciu o standardy stosowane w Unii Europejskiej, następnie wymagania te porównano z procedurami wykorzystywanymi w Stanach Zjednoczonych.

CHAMIER-GLISZCZYŃSKI N.: **Środowiskowe aspekty eksploatacji środków transportu. Etap wycofanie z eksploatacji środków transportu;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 59-71.

Artykuł zawiera rozwinięcie koncepcji analizy wpływu na środowisko obiektów technicznych w postaci środków transportu. Podano w nim przykład analizy środowiskowej ostatniego etapu cyklu życia, którym jest etap wycofanie z eksploatacji zużytego środka transportu. W celu przeprowadzenia szczegółowej analizy całego etapy zbudowano system recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji, w którym wyróżniono proces odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji. Założenia tego procesu wykorzystano w przeprowadzonych badaniach doświadczalnych w stacji demontażu. Równocześnie otrzymane wyniki z badań doświadczalnych porównano z wynikami badań optymalizacyjnych odzysku elementów i materiałów z samochodów wycofanych z eksploatacji.

PROCHOWSKI L.: **Analiza toru ruchu samochodu po uderzeniu w barierę betonową;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 72-80.

Analizie poddano przebieg toru ruchu samochodu po uderzeniu w betonową barierę drogową. Tor ruchu samochodu w fazie po zderzeniowej jest istotnym wskaźnikiem wypełniania funkcji ochronnej przez barierę. Wykorzystano tu model dynamiki procesu zderzenia i deformacji samochodu uderzającego w barierę oraz ruchu tej bariery. Model przedstawiono w pracy [7]. Przeprowadzono obliczenia, które pokazały wpływ kąta uderzenia i energii uderzenia na tor ruchu samochodu po zakończeniu fazy kontaktu z barierą. Obliczenia wykonano z uwzględnieniem skutków ustawiania barier na różnych podłożach. Rozważono ruch samochodów kategorii M1 (segment handlowy B i C), czyli najczęściej występujących na drogach. Podczas analizy wyników obliczeń brano pod uwagę kąt odejścia toru ruchu samochodu, mierzony bezpośrednio po zakończeniu fazy kontaktu pojazdu z barierą. Oddzielnej ocenie poddano odległość toru ruchu środka masy samochodu od krawędzi bariery w jej położeniu statycznym. Dokonano analitycznej aproksymacji wyników obliczeń i uzyskano zależności wielkości charakteryzujących przebieg toru ruchu samochodu od kąta i energii uderzenia w barierę.

KACPRZAK M., KULINOWSKI P., WĘDRYCHOWICZ D.: **Informatyczny system zarządzania procesem eksploatacji górniczych przenośników taśmowych;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 81-93.

W obecnych realiach funkcjonowania gospodarki w celu minimalizacji kosztów obserwuje się tendencję do maksymalizacji wykorzystania potencjału eksploatacyjnego urządzeń, z jednoczesnym ograniczeniem ryzyka powstawania kosztownych awarii. Takie podejście związane jest z koniecznością opisu procesu eksploatacji modelami matematycznymi, które z kolei wymagają zbierania materiału informacyjnego z procesu eksploatacji. Artykuł dotyczy opisu systemu BCE (Belt Conveyor Editor), którego zadaniem jest realizowanie zarówno zbierania danych, a także ich wykorzystania do wspomagania zarządzania systemem transportowym. Autorzy opisują, budowę, funkcjonowanie oraz informacje jakie mogą zostać uzyskane w wyniku działania systemu BCE, przedstawiają również plany związane z jego dalszym rozwojem.

WILK A., MADEJ H., FIGLUS T.: **Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 42-49.

The article presents the results of simulation tests, the aim of which is to reduce the noise emission of the gearbox during operation by appropriate selection of the housing ribbing. The effect was analyzed of the position and shape of additional ribs on changes of the forms of vibration of the upper housing plate and on its vibroactivity. On the basis of the conducted simulations using FEM, such a shape of the additional ribbing has been determined whose dimensions ensure a reduction of the vibroactivity of the housing and, at the same time, a reduction of nuisance to the environment, with a minor increase in the gearbox weight.

MERKISZ J., TARKOWSKI S.: **Selected aspects of using deck recorders in automotive vehicles;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 50-58

According to the intention introduced in the White Paper on Transport, on the territory of the European Union, initiatives associated with the improvement of the level of transport safety and with the reduction of death toll in accidents are taken. The use of deck recorders of movement parameters installed in automotive vehicles is one of such initiatives. In the article, selected issues associated with their functioning and proposing the way to initiate the registration of data by the devices based on the standards applied in the European Union are presented, next the requirements are compared with the procedures used in the United States.

CHAMIER-GLISZCZYŃSKI N.: **Environmental Aspects of Maintenance of Transport Means. End-of Life Stage of Transport Means;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 59-71.

The present article includes a development of the concepts of the environmental impact of technical objects in the form of means of transport. It includes an example of an environmental analysis of the final stage of the life cycle, i.e. end-of life transport means. For the purpose of a detailed analysis of the whole stage, a recycling system was built of end-of life vehicles, which includes the recovery process of components and materials from an end-of life vehicle. The guidelines for this process were used in experimental tests that were carried out in a disassembly stations. At the same time, the results obtained from the experimental tests were compared with the result of optimization examinations of the recovery of components and materials from end-of life vehicles.

PROCHOWSKI L.: **The analysis of a car motion path after collision with a concrete barrier;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 72-80.

A course of a car motion path after collision with a concrete road barrier has been analyzed. A car motion path at the postimpact stage makes a significant index of the protective function fulfilled by a barrier. A model of the impact process dynamics and deformation of a car hitting the barrier as well as the barrier motion have been used in this work. That model is presented in [7]. Calculations have been carried out that indicated the influence of the impact angle and impact energy on the car motion path after completion of the barrier contact stage. Calculations have been carried out considering the effects of placing the barrier on different types of the ground. Motion of the M1 category cars has been considered (commercial segment B and C), that is the most common cars on the roads. During the analysis of computation results, the car path deflection angle, measured just after the end of the car and barrier contact stage, has been considered. A separate evaluation of the distance between the motion path of the centre of the car mass and the edge of the barrier in its static position, has been performed. Analytical approximation of results has been performed and dependences of values characterizing the course of the car motion path on the impact angle and the impact energy have been obtained.

KACPRZAK M., KULINOWSKI P., WĘDRYCHOWICZ D.: **Computerized information system used for management of mining belt conveyors operation;** Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2011; 2: 81-93.

In current cost reduction-based economical conditions, a tendency of the most economical machine exploitation, including limitation of cost-consuming machine break downs risk, is observed. Such attitude is related with necessity of exploitation process description based on mathematical models, which in turn call for collection of exploitation process data. System BCE (Belt Conveyor Editor), which both collects the data and uses them for transport system management, has been described in the present study. The authors described the system structure and operation, including information, which can be obtained in result of the BCE system operation. Future plans related with the system development have also been described.

Zhong HAN
Jianmin GAO
Liudong XING
Fumin CHEN

OPTYMALNA ALOKACJA ZASOBÓW ZAPEWNIAJĄCA BEZPIECZEŃSTWO W ZŁOŻONYCH ROZPROSZONYCH SYSTEMACH ELEKTROMECHANICZNYCH

OPTIMAL RESOURCE ALLOCATION FOR SAFETY IN DISTRIBUTED COMPLEX ELECTROMECHANICAL SYSTEMS

Istniejące strategie optymalnej alokacji zasobów służące zapewnieniu bezpieczeństwa systemów skupiają się głównie na systemach szeregowo-równoległych lub na systemach, które można przekształcić w modele szeregowo-równoległe. Jednakże, w przypadku niektórych złożonych rozproszonych systemów elektromechanicznych, przetworzenie na model szeregowo-równoległy może być bardzo trudne lub wręcz niemożliwe. Dodatkowo, z powodu złożoności relacji sprzężeń w fizycznej strukturze tego rodzaju systemów, bezpieczeństwo niektórych jednostek systemowych jest niemierzalne. W niniejszym artykule przedstawiono nową metodę optymalnej alokacji zasobów gwarantującą maksymalne bezpieczeństwo złożonych rozproszonych systemów elektromechanicznych o strukturze innej niż szeregowo-równoległa. Metoda ta oparta jest na sieciach złożonych i wykorzystuje dynamiczne programowanie bazujące na zbiorach ścieżek. Jako miarę bezpieczeństwa systemu zastosowano pojęcie hierarchii bezpieczeństwa, zdefiniowane jako funkcja dwóch parametrów bezpieczeństwa: strat z tytułu awarii oraz prawdopodobieństwa awarii. Dla zilustrowania proponowanej metody i weryfikacji jej przydatności i możliwości zastosowania, przedstawiono przykład rzeczywistego systemu.

Słowa kluczowe: *straty z tytułu awarii, prawdopodobieństwo awarii, sieć złożona, system złożony, programowanie dynamiczne, optymalna alokacja zasobów, hierarchia bezpieczeństwa, bezpieczeństwo systemu.*

Existing optimal resource allocation for system safety mainly concentrates on series/parallel systems or systems that can be converted into series/parallel models. However, for some distributed complex electromechanical systems, it is very difficult or even impossible to refine them into a series/parallel model; in addition, the safety of some system units is immeasurable because of the coupling relationship complexity in the system composition structure. In this paper, a novel method based on complex networks and path set-based dynamic programming is proposed for the optimal resource allocation for maximal safety of distributed complex electromechanical systems with non-series-parallel structures. As a measurement of the system safety, safety importance is defined, which is a function of two safety feature parameters - accident loss and accident probability. A practical system is taken as an example to illustrate and verify the feasibility and applicability of the proposed method.

Keywords: *accident loss, accident probability, complex network, complex system, dynamic programming, optimal resource allocation, safety importance, system safety.*

1. Introduction

Due to the frequent accidents that have happened recently, safety has become a very critical problem for Distributed Complex Electromechanical Systems (DCES). Optimal resource allocation is an effective means to improve the system safety given limited resources. Considerable research efforts have been expended in the optimal resource allocation for system safety. Most of the work concentrates on systems with series structure, parallel structure, or combined series/parallel structure [1-2]. In some work, for example [18-20, 25, 28, 30], the weak points of the system are first identified and the vulnerability is evaluated. The optimal resource allocation is then carried out according to the level of vulnerability [32, 34]. In [8, 15, 17, 21, 26, 29, 33], safety control and resource allocation are performed in light of states or stages of life cycle of the system. In [4-5, 7, 11, 16, 23, 31, 36], the optimal configuration strategies are applied to solve the safety problems for complex systems, mostly discrete manufacturing systems and information systems. In these works, algorithms such as the genetic algorithm, ant colony algorithm, fuzzy random variables, cubic algorithm and particle algorithm were adopted.

However, those methods cannot be (at least directly) applied to solve the optimal resource allocation problem for the safety of the DCES because of the following reasons: 1) the series/parallel models are not sufficient to describe the DCES with complex network structure [24]; 2) most of the existing safety strategies are effective only when being applied to the simple coupling systems, and the evaluation of the system safety is not synthetically and systematically studied [30]. When being applied to the DCES with complex coupling, these strategies may cause erroneous, unbalanced, or inefficient resource allocation; and 3) the existing methods heavily depend on analytical models, which can be efficiently applied to information systems, discrete manufacturing systems and so on. But they typically cannot model a DCES with complex network structure accurately, thus the results from the resource allocation can be invalid [18, 31].

Therefore, in this paper, a novel method of the optimal resource allocation is presented for the safety of the DCES. The method integrates the complex network model, the newly-defined safety importance measure, and the dynamic programming to realize the optimal resource allocation.

The remainder of the paper is organized as follows. Section 2 summarizes the previous results from the literature on the analysis models and then introduces an extended model with the complex network structure. Section 3 defines several parameters for characterizing the safety of distributed complex electromechanical systems (DCES). Section 4 presents our methods for optimal resource allocation in DCES. Section 5 uses an example of a process system to illustrate the whole process of the optimal resource allocation. Finally, conclusions and some directions for future work are discussed.

2. System modeling for distributed complex electromechanical systems

2.1. Related work

The purpose of the optimal resource allocation is to minimize investment and maximize the safety of the system. Strategies of the optimal resource allocation depend on the system structure analysis model. Existing work concentrates on systems with series structure, parallel structure, or combined series/parallel structure. In a series structure, all elements are connected one by one in a sequence as shown in fig. 1. In a parallel system, all elements are connected in juxtaposition, as shown in fig. 2. Some elements of a series structure can be parallel subsystems, forming a series-parallel system; similarly, some elements of a parallel structure can be series subsystems, forming a parallel-series system. For both series-parallel and parallel-series systems, they are also referred to as k-out-of-n systems. For example, the optimal sequential testing procedure was developed for k-out-of-n systems with equal testing costs and general costs for all components in [3, 12]; and it was then generalized for minimizing testing cost in [13]. Later on, heuristic sequential inspection procedures were introduced for minimizing inspection costs of k-out-of-n systems while decreasing the average malfunction probability [9], [10]. In [10], a discrete-valued function and a statistical classification procedure were adopted; in [31], probability distributions, in particular, component failure probabilities were adopted. Recently, in [1] more complicated system structures with both parallel and series subsystems similar to a networked system (fig. 3) were studied and closed-form results were derived.

Tab. 1. Symbols and explanation

Symbol	Explanation
G	graph
W	accident losses
w_i	the i^{th} specific accident loss in W
S	reliability system
s_i	the i^{th} specific element in S
P	accident probability
p_i	accident probability of element i
F	safety importance
F_i	safety importance of element i
C, B	investment cost
x_i	amount of investment in element i
X	specific investment cost
E	edge set
V, T, Γ_i	node set
$D(i, j)$	distance between nodes, i, j
v_i	node i
$F_k(x)$	safety importance increase of k elements after investment amount x
$f_i(j)$	safety importance increase of the k^{th} element after investment amount j

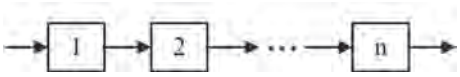


Fig. 1. Series model

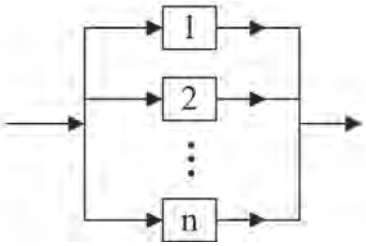


Fig. 2. Parallel model

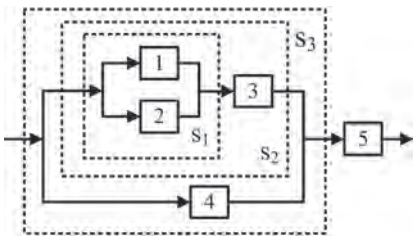


Fig. 3. An example of a series-parallel combined model

2.2. Extension to systems with complex network structures

As mentioned in Section 1, the series/parallel models are not sufficient to describe the DCES with complex coupling. In reality, there exist strong and weak couplings which form complex relationships between the numerous elements in the DCES. Hence, an object-oriented method is used to develop a complex network model for describing the complex relationships existing in the DCES.

Specifically, a complex system is physically divided into various independent objects O_i, which can be a subsystem, a piece of equipment, or a part. By independent we means that there are no common elements shared by any two objects, that is, $O_i \cap O_j = \varphi$. Then the logical multi-medium (such as material flow, energy flow, control flow, information flow) couplings/relationships between these objects are identified. The objects and their relationships constitute an object set and a relationship set, respectively, which are utilized to build a network model of the actual system. Each object is represented by a node, and each relationship is represented by an edge in a network model. Every node has its own inherent attributes (for example, voltage, temperature, pressure) and action modes (for example, transformation), and it can interact with other nodes according to the relationships between them. Every edge in the network model is associated with a parameter called coupling strength between the objects. According to the degree of the coupling strength, we have strong and weak connections. The coupling strength can be quantified as weight, which can be current, probability, capacity. The nodes, edges, and their associated parameters provide a tool for the safety analysis of DCES.

A network model of the DCES can be represented by a graph *G (V, E, R)*, where *V* represents a set of nodes (objects), *E* represents a set of edges (relationships), and *R* represents the relationship strengths. Note that the parameters associated with the nodes are not considered in this paper. fig. 4 illustrates an example of complex network models. Such models cannot be refined into a series structure, a parallel structure, or a combined series/parallel structure.

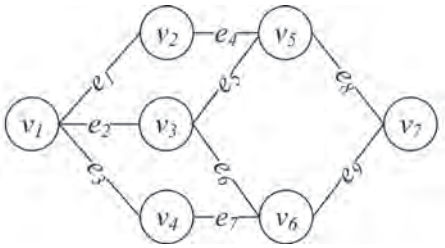


Fig. 4. Complex network model

3. Safety parameters for DCES

3.1. Safety factor analysis

A safe system means that there are no casualties, asset losses, or environment pollution when the system is in operation or fails. To guarantee the safety of a DCES, it is necessary to evaluate malfunctions and existing risks in an objective and comprehensive manner. In addition, based on the safety standard in industry, reasonable controlling methods and preventive measures against the malfunctions or risks must be determined according to outcomes from them.

The system safety is relative and random because the occurrence of accidents is random and the consequence of the accidents can be catastrophic or negligible. Therefore, the occurrence of an accident can be regarded as a random event, which follows a probability distribution. In this section, based on the relative and random features of accidents, two parameters of *accident loss* and *accident probability* are introduced to measure the safety aspect of the DCES. Methods of obtaining those parameters are different for different application environments. Typically they can be obtained based on test data, expert data, literature data, simulation data or statistical data in history [5, 22].

3.2. Accident loss

Accident loss denoted by W of a system S (or an element) is used to describe the serious degree of consequence from the occurrence of an accident. The method to calculate the accident loss is based on value accounting [6], which converts all losses and effects brought by the occurrence of an accident into monetary loss (W_m) and non-monetary loss (W_n). That is,

$$W = W_m + W_n \tag{1}$$

The monetary loss means the loss that can be calculated in theory, and it can be further divided into personnel casualty (W_1), financial loss (W_2), and environmental pollution (W_3). The non-monetary losses can be further divided into loss of the stop production (W_4), yield reduction (W_5), work loss (W_6), and resource loss (W_7). Thus, Equation (1) can be elaborated as:

$$W = (W_1 + W_2 + W_3) + (W_4 + W_5 + W_6 + W_7) = \sum_{k=1}^{7} W_k \tag{2}$$

In general, the accident loss W can involve m different kinds of losses, and it can represent as:

$$W = \sum_{k=1}^{m} W_k \tag{3}$$

Typically, n samples of accident loss for the same element will be collected and an average of those losses will be calculated and used in the optimal resource allocation of DCES. Let W_{ij} represent the value of W_i in the j^{th} sample/accident of the element. All the W_{ij} form an $m \times n$ matrix as shown in Equation (4):

$$M_W = (W_{ij})_{m \times n} \tag{4}$$

Then the expectation of the accident loss can be evaluated as:

$$\overline{W} = (n)^{-1} \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} W_{ij} \quad (i = 1, 2 \ldots m;\ j = 1, 2 \ldots n) \tag{5}$$

3.3. Accident probability

Accident probability denoted by P of a system S (or an element) is used to describe the occurrence frequency or possibility of accident events. For DCES, the grey prediction theory is a suitable method for estimating the accident probability [27, 35]. Assuming that sequence statistics of the accident probability is the timing statistics with equal interval. The row vector in (6) represents the original sequence which is composed of probabilities of accidents occurring in n consecutive and equal intervals:

$$p^{(0)} = [p^{(0)}(1), p^{(0)}(2), \cdots, p^{(0)}(n)] \tag{6}$$

This initial grey vector is then treated with a generation operation given in Equation (7):

$$P^{(1)}(k) = \sum_{i=1}^{k} P^{(0)}(i) \qquad k = 1, 2 \cdots n \tag{7}$$

Equation (8) shows the resultant one-accumulative sequence:

$$p^{(1)} = [p^{(1)}(1), p^{(1)}(2), \cdots, p^{(1)}(n)] \tag{8}$$

The data generated by accumulation are fitted and approximated to obtain a continuous function $p^{(1)}(t)$ in the form of Equation (9). Equation (10) shows the discrete solution to Equation (9), for estimating the probability of accidents occurring in future times (n+1, n+2, ...). The parameters a and u can be obtained using the least square method.

$$\frac{dp^{(1)}(t)}{dt} + ap^{(1)}(t) = u \tag{9}$$

$$p^{(1)}(k+1) = (p^{(0)}(1) - \frac{u}{a})e^{-ak} + \frac{u}{a} \quad k = 1, 2 \ldots n \tag{10}$$

To verify the accuracy of Equation (10), a reverse subtractive process will be used to generate a subtractive sequence, which will be compared with the original sequence. If the difference between the two sequences exceeds a threshold value, the initial value of $p^{(0)}(1)$ will be adjusted and the whole process will be repeated.

3.4. Safety importance

Traditionally, considerable efforts were expended on the core elements of the system to improve their safety because the failure of those core elements causes larger loss than the failure of other minor elements does. As a result, the accident probability for the core elements is very low. On the other hand, little attention was paid to the minor elements; the accident probability for those minor elements can be so high that the total system loss resulting from the frequent accidents is high. In other words, minor accidents occurring with high-frequency but small-scale/loss can have similar impact on the system safety as the major accidents occurring on the core elements with low-frequency but large-scale/loss. Therefore, the traditional system safety parameter that focuses mainly on the accident loss $W(S)$ is not sufficient for evaluating the overall system safety.

In Equation (11) we define safety importance (denoted by F) for a system S as a function of accident loss (W) and accident probability (P) described in the last two subsections.

$$F(S) = W(S) \cdot P(S) \tag{11}$$

Such safety importance parameter allows us to objectively and reasonably evaluate the safety situation of real systems. And it is used as the evaluation metric in our resource allocation solution.

4. Optimal allocation strategies

4.1. Optimization methods

According to the network characteristic of DCES, the optimization methods adopted should be feasible and dynamic, *i.e.*, can adapt to various disturbances and state changes from the system. Two common classes of methods that can meet the above requirement, and thus can be used for solving the optimal resource allocation problem for DCES safety: dynamic programming and genetic algorithm. Below is a brief comparison between those two methods:

- From *structure* point of view, dynamic programming is suitable for cases when the network model is known; the genetic algorithm is suitable for cases when the network model is unknown.
- From *accuracy* point of view, dynamic programming can obtain the exact solution; but the genetic algorithm can only obtain the approximate solution.
- From *resource (CPU time and memory) consumption* point of view, because the discrete points of the state variable have to be saved into the computer memory in the deducing process, dynamic programming has a great advantage when the quantity of data is not very large; the genetic algorithm has a great advantage when the quantity of data is very large.
- From *computational efficiency* point of view, dynamic programming is faster than the genetic algorithm.

Considering *pros* and *cons* of the two methods and the features of DCES, the dynamic programming method is selected as the optimization method used in this work. The principle of dynamic programming is briefed via an example of network model in fig. 5.

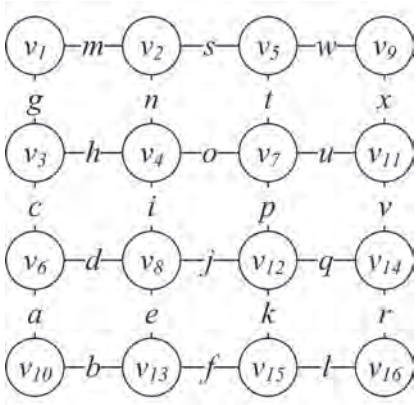


Fig. 5. An illustrated model for dynamic programming

Fig. 5 illustrates a network system with 16 nodes and 24 edges. The letter associated with each edge represents the distance between two adjacent nodes. There are totally 20 different paths from node v_1 to node v_{16} in the network. An optimization problem is to find the longest distance path from node v_1 to node v_{16}.

According to the principle of dynamic programming, the distance from node i to target node T on the longest path can be determined using the following formula:

$$w(i,T) = \max_{j \in \Gamma_i} \{w(i,j) + w(j,T)\} \tag{12}$$

Where, $\Gamma i = \{j \mid (i, j) \in E, j \in V\}$, and E and V represent the edge set and the node set respectively in fig. 5. Hence according to the iterative calculation in Equation (12), the optimal solution can be obtained step by step.

4.2. Optimal allocation modeling

In this subsection, we formulate the optimal resource allocation problem for the maximal safety of DCES. Assume a DCES system S consists of n elements: S_1, S_2... S_n. These elements may be equipment, software, or a work model. All allocation elements are viewed as the system's assets, and then the allocation processes can be regarded as reorganization of assets. Different types of assets have different attributes, and thus the same amount of investments for different assets/elements may lead to different gains in the overall system safety. Let x_i represent the allocated amount of investment for the i^{th} element S_i in terms of RMB. $f_i(x_i)$ is a function representing the increase in the safety importance when the amount of x_i is invested in element S_i, which is obtained based on Equation (11). Let B represent the total budget of the actual investment. The problem is how to allocate the system resources to increase the whole system safety the most while the total investment cost is within the budget limit. Such optimization problem can be formulated using the following equation:

$$\begin{cases} \max y = \sum_{i=1}^{n} f_i(x_i) \\ s.t. \ \sum_{i=1}^{n} x_i \le B \\ x_i \ge 0, i = 1, 2, \cdots, n \end{cases} \tag{13}$$

This problem can be regarded as a multi-stage decision making problem, and thus can be solved using the dynamic programming technique to find the optimal solution. It is assumed that $F_k(x)$ is the maximal safety importance that is obtained by the total investment x on the first k elements in the allocation. Therefore, according to the optimal principle, the following recursive equation is obtained:

$$\begin{cases} F_1(x) = f_1(x) \\ F_k(x) = \max\limits_{0 \le x_k \le x} \{f_k(x_k) + F_{k-1}(x - x_k)\} \quad k = 2, 3, \cdots, n \\ 0 \le x \le B \end{cases} \tag{14}$$

In Equation (14), $F_n(B)$ is the optimal solution in question, i.e., the maximal increase in the safety importance of the system.

4.3. Optimal allocation process

Traditional approaches to optimal allocation typically adopt a test strategy which searches the element that is easy to malfunction and to be diagnosed and involves the least cost [1], [27]. More specifically, a test sequence is first determined according to the position of an element in the system structure. System elements are then tested according to the determined order for identifying the system state (operation or failures). Relevant cost and failure probability are produced for testing each element of the system. The problem is to determine the optimal inspection procedure for identifying the system state at minimal expected inspection cost. The results from the optimal inspection procedure are then used for the optimal allocation process. Those approaches are often applied to the series/parallel or combined series/parallel systems; they cannot be applied to the complex systems such as DCES with non-series-parallel structure. In this section, we introduce a novel optimization process for systems with complex network structures.

Briefly speaking, the proposed optimization process involves identifying the path sets between the source node and the destination node in the network model, evaluating the safety importance of each path sets, and allocating resources to each path using dynamic programming while considering the balance of safety among different paths. Next we elaborate the optimization process in a seven-step process.

1) In a complex system network, there can be multiple distinct paths between the source node and the destination node, and different subsets of the system elements are involved on different paths. All the elements on the same path form a path set, denoted by V_i, i = 1, 2, ..., m where m represents the total number of path sets. And define $V = \bigcup_{i=1}^{m} V_i$ (i = 1, 2, ..., m). Also define SN to be the sequence number with the initial value of 1.
2) The safety importance for each path set is then computed as the sum of the safety importance of elements constituting the path set. Assuming that a path set V_i contains n_i system elements. Let F_i represent the safety importance of V_i, and f_{ij} represent the safety importance of a component in V_i. Then we have:

$$F_i = \sum_{j=1}^{n_i} f_{ij} \qquad i = 1, 2 \cdots m \tag{15}$$

3) The path set with the maximal safety importance is identified among all path sets in $\boldsymbol{V}$ and is assigned the sequence number SN.
4) The intersection operation is carried out between the present maximal path set V_{max} and all other path sets V_j identified in Step 1. The result is saved in a temporary set variable T:

$$T = V_{max} \cap V_j \tag{16}$$

5) Each non-maximal path set V_j is updated by subtracting the temporary set T, and its safety importance is updated correspondingly:

$$V_j = V_j - T \tag{17}$$

$$F_j = F_j - F_T \tag{18}$$

6) Let $V = V - \{V_{max}\}$ and SN=SN+1. If V is not NULL, then go to Step 3.
7) According to the balance rule of safety importance, the investment cost C_i in each path set V_i is computed as the follow:

$$C_i = B * F_i / F \tag{19}$$

Where, F is the total safety importance of the system, F_i is the updated safety importance of each path set after Step 6.

After the total investment cost for each path set C_i is decided, the dynamic programming approach explained in Section 4.2 is used to allocate the resource to elements within each set.

5. An example

5.1. Example descriptions

A fuel process system is used as an example to illustrate the method of the optimal resource allocation for system safety presented in previous sections. This system uses pipes to transport oil and vapor to the reactor and a burning reaction happens to

provide energy. The schematic diagram of the system structure is shown in fig. 6. Fig. 7 illustrates the corresponding network model, which is composed of 9 nodes and 10 couplings relationships. Each node represents a different facility that can perform functions such as oil supply, vapor supply, heat exchange, and waste oil disposal.

The safety problems of the process systems are mainly caused by the aging, corrosion, abrasion, and fatigue of the equipment. In this example, accident losses are mainly determined by the cost of the equipment. The computation of the accident loss is focused on the equipment replacement, maintenance, and repair. Accident probabilities are mostly obtained based on documentations and/or experts' experiences. Table 2 shows the accident loss and accident probability for each element of the example process system, which are obtained through the statistic method and data analysis on a large amount of history data.

According to equation (11) and the data in table 2, the safety importance of the nine elements in the process system can be obtained, and their values are given in table 3.

According to the seven-step procedure for optimal resource allocation in Section 4.3, there are four path sets for the example system and at the end of Step 6, those four path sets are updated as:

$$V_1 = \{v_2, v_5, v_7, v_9\};\ V_2 = \{v_1, v_4, v_8\};\ V_3 = \{v_3\};\ V_4 = \{v_6\}.$$

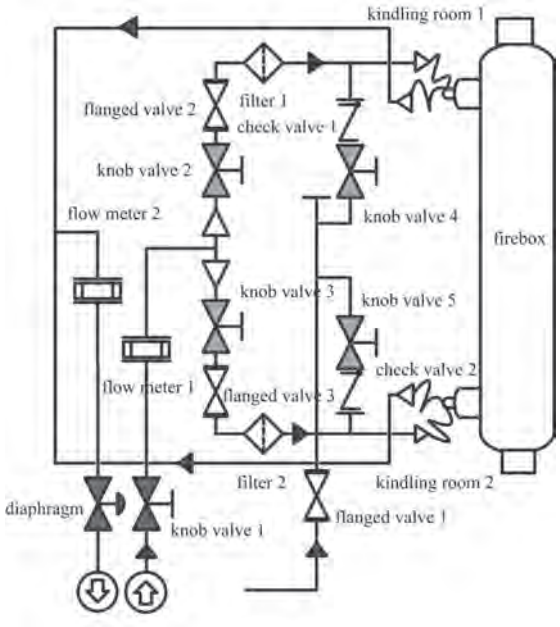


Fig. 6. Schematic diagram of a process system

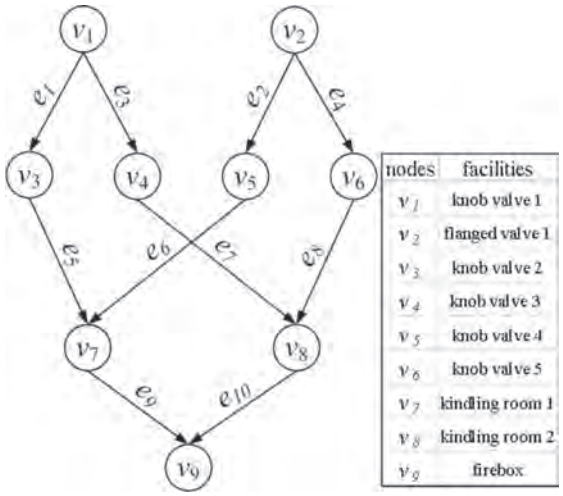


Fig. 7. Network model of the process system

*Tab. 2. Elements, accident losses (*10000 RMB), and accident probabilities (‰)*

Elements	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5	v_6	v_7	v_8	v_9
Accident losses	2.8	3.2	2.8	2.8	2.8	2.8	2.05	2.0	6.0
Accident probabilities	0.03	0.03	0.026	0.021	0.031	0.024	0.04	0.035	0.015

Tab. 3. Element safety importance

Elements	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5	v_6	v_7	v_8	v_9
Safety importance	0.84	0.96	0.72	0.60	0.86	0.68	0.82	0.70	0.90

Tab. 4. Relationship among elements, amount of investment and safety importance

$f(j)$ / i \ j	1	2	3	4
1	4	5	6	7
2	0	2	4	7
3	1	2	4	9
4	5	6	6	8

The safety importance of each set is obtained as follows:

$$F_1=3.54;\ F_2=2.14;\ F_3=0.72;\ F_4=0.68.$$

Thus, the total safety importance of the entire system is $F=7.08$. Suppose that the total investment for the system safety is 80,000 RMB, the resource allocation of each set can be computed in terms of formula (19), and the results are given as follows:

$$C_1=40{,}000;\ C_2=24{,}000;\ C_3=8{,}000;\ C_4=8{,}000.$$

Now, take set V_1 as an example to illustrate the optimal allocation process for the elements within the set. Set V_1 includes 4 elements v_2, v_5, v_7, v_9, which are renumbered as v_1, v_2, v_3, v_4, respectively. The total investment cost for these elements of set V_1 for safety is C_1, which equals 40,000 RMB as computed previously. The safety increase that results from the investment obeys certain rules, and the value can typically be found using statistic analysis and grey estimation. Assuming that the investment cost is j units (10,000 RMB/unit), then the increase of the safety importance in element i is denoted by $f_i(j)$ (i, j = 1, 2, 3, 4). The values of $f_i(j)$ for set V_1 is given in table 4; and $f_i(0)$ = 0. At this stage, the task is to rationally allocate the investment budget C_1 = 40,000 RMB to the four elements of set V_1 for maximizing the safety importance of the entire set.

Applying Equation (13) to set V_1 with B=4, n=4, we obtain:

$$\begin{cases} \max y = \sum_{i=1}^{4} f_i(x_i) \\ s.t.\ \ \sum_{i=1}^{4} x_i = 4 \\ x_i \geq 0, i = 1,2,3,4 \end{cases}$$

$F_k(x)$ indicates the maximum increase of the safety importance caused by investing x on the first k elements in set V_i. $x_k(n)$ shows the amount of investment required by the k^{th} element in the nth step when the overall effect of the investments is optimal. Applying the recursive Equation (14) to set V_1, we obtain the following equations:

$$\begin{aligned} F_1(x) &= f_1(x) \\ F_2(x) &= \max_{0\leq x_2\leq x}\{f_2(x_2)+F_1(x-x_2)\} \\ F_3(x) &= \max_{0\leq x_3\leq x}\{f_3(x_3)+F_2(x-x_3)\} \\ F_4(x) &= \max_{0\leq x_4\leq x}\{f_4(x_4)+F_3(x-x_4)\} \end{aligned}$$

Consider a specific example, when $x=1$, then $F_2(1)$ can be calculated as:

$$\begin{aligned} F_2(1) &= \max_{0\leq x_2\leq x}\{f_2(x_2)+F_1(x-x_2)\} \\ &= \max\{f_2(0)+F_1(1), f_2(1)+F_1(0)\} \\ &= \max\{f_2(0)+f_1(1), f_2(1)+f_1(0)\} \\ &= \max\{0+4, 0+0\} = 4 \end{aligned}$$

The above calculation shows that when $x_2=0$, $F_2(1)=4$. x_2 is the investment on the second element, $x_1 = x - x_2$ is the investment on the first element for increasing the system safety. $F_2(1)=4$ means that the increase in safety importance is 4 when 10,000 RMB is allocated to the first element and 0 RMB is allocated to the second element. Similarly, values of other $F_i(j)$ and their corresponding parameters $x_k(n)$ can be derived and they are shown in table 5.

Tab. 5. Investment and safety importance

x	1	2	3	4
$F_1(x)$	4	5	6	7
$x_1(1)$	1	2	3	4
$F_2(x)$	4	5	6	8
$x_1(2)$	0	0	0,2	3
$F_3(x)$	4	5	6	9
$x_3(3)$	0	0,1	0,1,2	4
$F_4(x)$	5	9	10	11
$x_4(4)$	1	1	1,2	1

5.2. Results discussion

In table 5, $F_4(4)=11$ means that the maximal increase in the safety importance 11 can be obtained by investigating 40,000 RMB on the four elements in set V_1. To trace back the path that leads to the maximal safety increase, we check $x_4(4)$ in table 5. $x_4(4)=1$ means that the fourth element requires 10,000 RMB investment so that the maximal safety importance increase can be obtained. Then 30,000 RMB out of 40,000 RMB remains for the first three elements. Then we go back to check $F_3(3)$, which is 6 meaning that the maximal increase in the safety importance is 6 when 30,000 RMB is invested in the first three elements. Similarly we check $x_3(3) = 0, 1, 2$ meaning that the maximal value of 6 is obtained through three ways: no investment in the third element; or 10,000 RMB investments in the third element, or 20,000 RMB investment in this element. For illustration purpose, we discuss further about the latter two ways as follows.

In the second way, 10,000 RMB are invested in the third element and thus (30,000 - 10,000) = 20,000 RMB will be invested in the first and second elements. From table 4, we have $F_2(2)=5$. Correspondingly, $x_2(2)=0$ meaning that the investment on the second element is zero for maximal increase in safety importance. Thus, the investment on the first element is 20,000 RMB. Therefore,

$$x_1 = 2, x_2 = 0, x_3 = 1, x_4 = 1$$

In the third way, 20,000 RMB is invested in the third element, and thus 10,000 RMB remains to be invested in the first two elements. In table 4, $F_2(1) =4$. Correspondingly, $x_1(2)=0$ meaning that the investment on the first element is zero in the second step. Then, we check $F_1(1)=4$. Correspondingly, $x_1(1)=1$ meaning that the investment on the first element is 10,000 RMB. Therefore,

$$x_1 = 1, x_2 = 0, x_3 = 2, x_4 = 1$$

Similarly, the optimal resource allocation for other sets V_2, V_3, V_4 can be obtained by applying the dynamic programming procedure. Note that as shown though the example above, there can be multiple optimal solutions for each set.

6. Conclusions and future works

In this paper, we proposed a novel method based on complex networks and path set-based dynamic programming to solve the optimal resource allocation problem for distributed complex electromechanical systems with non-series-parallel

structures. Simple series, parallel, or combined series/parallel systems are special cases of the proposed method. A new concept of safety measure called safety importance was proposed and maximized during the optimal resource allocation process. Any safety is relative; absolute safety does not exist. However, the system risk could be continuously identified and the resources could be properly and efficiently allocated so that the accident probability and accident loss could be reduced. This method can effectively and rationally allocate the resources to the key points of the complex network at any stage in the system safety engineering. In the design stage, application of the proposed optimal resource allocation can save money; in the operation stage, the method can eliminate/reduce the potential risks in the system; in the maintenance stage, the method can offer optimal maintenance strategies and facilitate quick repair. In the future work, we will investigate other optimization approaches such as the genetic algorithm [7] for solving the optimal resource allocation problem for complex systems.

****

The work is supported by the National High Technology Research and Development Program of China (863 program) (Grant No.: 2006AA04Z441 and 2007AA04Z432), by the State Key Laboratory for Manufacturing Systems at Xi'an Jiaotong University. We need to express our thanks to Wei He Chemical LTD of Shaanxi of China for providing a practical environment and analytical data for us.

****

7. References

1. Azaiez M N, Bier V M. Optimal resource allocation for security in reliability systems. Eur J Oper Res 2007; 181(2): 773-786.
2. Bier V M, Nagaraj A, Abhichandani V. Protection of simple series and parallel systems with components of different values. Reliab Eng Syst Saf 2005; 87(3): 315-323.
3. Ben-Dov Y. Optimal testing procedures for special structures of coherent systems. Management Science 1981; 27(12): 1410–1420.
4. Chebouba A, Yalaoui F, Smati A, Amodeo L, Younsi K, Tairi A. Optimization of natural gas pipeline transportation using ant colony optimization. Comput Oper Res 2009; 36(6): 1916-1923.
5. Chen X, Zhou K, Aravena J. Probabilistic robustness analysis-risks, complexity, and algorithms. SIAM J Contr Optim 2008; 47(5): 2693-2723.
6. Chowdhury A A, Mielnik T C, Lawton L E, Sullivan M J, Katz A, Koval D O. System Reliability Worth Assessment Using the Customer Survey Approach. IEEE Tran Indus App 2009; 45(1): 317-322.
7. Coit D W, Smith A E. Reliability Optimization of Series-Parallel Systems Using a Genetic Algorithm. IEEE Trans Reliab 1996; 45(2): 254-266.
8. Colombo S, Demichela M. The systematic integration of human factors into safety analyses: An integrated engineering approach. Reliab Eng Syst Saf 2008; 93(12): 1911-1921.
9. Cox L, Chiu S, Sun X. Least-cost failure diagnosis in uncertain reliability systems. Reliability Engineering and System Safety 1996; 54(2-3): 203–216.
10. Cox L, Qiu Y, Kuehner W. Heuristic least-cost computation of discrete classification functions with uncertain argument values. Annals of Operations Research 1989; 2(1): 1-29.
11. HaiyangY, Chengbin C, Ėric C, Farouk Y. Reliability optimization of a redundant system with failure dependencies. Reliab Eng Syst Saf 2007; 92(12): 1627-1634.
12. Halpern J. Fault-testing of a k-out-of-n system. Operations Research 1974; 22(6): 1267-1271.
13. Halpern J. The sequential covering problem under uncertainty. INFOR 1977; 15: 76-93.
14. Hsu C I, Wen Y H. Application of Grey theory and multiobjective programming towards airline network design. European Journal of Operational Research 2000; 127(1): 44-68.
15. Kołowrocki K, Kwiatuszewska-Sarnecka B. Reliability and risk analysis of large systems with ageing components. Reliab Eng Syst Saf 2008; 93(12): 1821-1829.
16. Kunin I, Chernykh G, Kunin B. Optimal chaos control and discretization algorithms. Int J Eng Sci 2006; 44(1-2): 59-66.
17. Levitin G, Amari S V. Multi-state systems with multi-fault coverage. Reliab Eng Syst Saf 2008; 93(11): 1730-1739.
18. Levitin G, Lisnianski A. Optimizing survivability of vulnerable series–parallel multi-state systems. Reliab Eng Syst Saf 2003; 7(9): 319–331.
19. Levitin G. Optimal multilevel protection in series–parallel systems. Reliab Eng Syst Saf 2003; 81(1): 93-102.
20. Lisnianski A, Levitin G, Ben-Haim H. Structure optimization of multi-state system with time redundancy. Reliab Eng Syst Saf 2000; 67(2): 103-112.
21. Li W, Zou M J. Optimal design of multi-state weighted k-out-of-n systems based on component design. Reliab Eng Syst Saf 2008; 93(11): 1673-1681.
22. Ljiljana B, Peter H, Mirka M. An Optimization Problem in Statistical Databases. SIAM J Discrete Math 2000; 13(3): 346-353.
23. Nagai H. Optimal strategies for risk-sensitive portfolio optimization problems for general factor models. SIAM J Contr Optim 2003; 41(6): 1779-1800.
24. Overkamp A, Van Schuppen JH. Maximal solutions in decentralized supervisory control. SIAM J Contr Optim 2000; 39(2): 492-511.
25. Petersson J. On continuity of the design-to-state mappings for trusses with variable topology. Int J Eng Sci 2001; 39(10): 1119-1141.

26. Ramirez-Marquez J E, Coit D W. Optimization of system reliability in the presence of common cause failures. Reliab Eng Syst Saf 2007; 92(10): 1421-1434.
27. Rus G, Palma R, Pérez-Aparicio J L. Optimal measurement setup for damage detection in piezoelectric plates. Int J Eng Sci; 2009; 47(4): 554-572.
28. Sarhan, Ammar M. Reliability equivalence factors of a general series–parallel system. Reliab Eng Syst Saf 2009; 94(2): 229-236.
29. Shevchuk P, Galapats B, Shevchuk V. Mathematical modelling of ageing and lifetime prediction of lacquer-paint coatings in sea water. Int J Eng Sci 2000; 38(17): 1869-1894.
30. Tang J. Mechanical system reliability analysis using a combination of graph theory and Boolean function. Reliab Eng Syst Saf 2001; 72(1): 21-30.
31. Tavakkoli-Moghaddam R, Safari J, Sassani F. Reliability optimization of series-parallel systems with a choice of redundancy strategies using a genetic algorithm. Reliab Eng Syst Saf 2008; 93(4): 550-556.
32. Xing L, Amari S V. Effective Component Importance Analysis for the Maintenance of Systems with Common-Cause Failures. Int J Reliab Qual Saf Eng 2007; 14(5): 459-478.
33. Xing L, Dai Y. A New Decision Diagram Based Method for Efficient Analysis on Multi-State Systems. IEEE Trans. Dependable and Secure Computing 2009; 6(3): 161-174.
34. Xing L. Reliability Evaluation of Phased-Mission Systems with Imperfect Fault Coverage and Common-Cause Failures. IEEE Trans Reliab 2007; 56(1): 58-68.
35. Wang YH, Dang YG, Li YQ, et al. An approach to increase prediction precision of GM(1,1) model based on optimization of the initial condition. Expert Systems with Application 2010; 37(8): 5640-5644.
36. Zeng Z, Veeravalli B. On the Design of Distributed Object Placement and Load Balancing Strategies in Large-Scale Networked Multimedia Storage Systems. IEEE Tran Knowl Da Eng 2008; 20(3): 369-382.

Dr. Zhong HAN
State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering
Xi'an Jiaotong University
Xi'an, 710049, P.R.China
Department of Electrical and Computer Engineering
University of Massachusetts Dartmouth
e-mail: hanyaozhong@sina.com
MA 02747, USA

Prof. Jianmin GAO
Asso. Prof. Fumin CHEN
State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering
Xi'an Jiaotong University
Xi'an, 710049, P.R.China
e-mail; gjm@mail.xjtu.edu.cn;.

Dr. Liudong XING
Department of Electrical and Computer Engineering
University of Massachusetts Dartmouth
MA 02747, USA
e-mail: lxing@umassd.edu

Antoni ŚWIĆ
Wiktor TARANENKO
Jakub SZABELSKI

MODELOWANIE UKŁADÓW DYNAMICZNYCH SZLIFOWANIA WAŁÓW O MAŁEJ SZTYWNOŚCI

MODELLING DYNAMIC SYSTEMS OF LOW-RIGID SHAFT GRINDING

Przedstawiono opracowany model uogólniony i cząstkowy szlifowania. Utworzono uogólniony schemat strukturalny układu dynamicznego w przypadku walcowego szlifowania oscylacyjnego wałków o małej sztywności. Zaprezentowano również model matematyczny układu technologicznego przy szlifowaniu wgłębnym wałków sprężyście odkształcalnych o małej sztywności. Modele matematyczne układu dynamicznego szlifowania wałków o małej sztywności w stanie sprężyście- odkształcalnym przedstawiono w postaci siedmiopoziomowej struktury hierarchicznej.

Słowa kluczowe: *modelowanie, model matematyczny, wał, obróbka ubytkowa, podejście systemowe.*

The generalized and partial mathematical model of grinding is introduced. The structural pattern of dynamic system of low-rigid shafts oscillatory grinding as well as mathematical model of technological system of low-rigid shafts plunge grinding are presented. Mathematical models of dynamic system of low-rigid shafts grinding are presented as 7-layer structured diagram.

Keywords*: Identification, mathematical model, shaft, machining, system analysis.*

1. Wprowadzenie

Zwiększenie niezawodności szlifowania, przy oddziaływaniu na układ technologiczny (*UT*) wielu zakłóceń, można uzyskać w wyniku zastosowania sterowania adaptacyjnego (*AC*). Specyfika obiektów i procesów złożonych na przykład przy szlifowaniu, nie jest uwarunkowana tylko właściwościami elementów składowych, lecz charakterem powiązań, między nimi, które w sposób decydujący oddziałują na strukturę układu sterowania automatycznego (*UAS)* lub *AC*.

Opracowano model uogólniony i cząstkowy szlifowania jako układu dynamicznego (*UD*). Układ dynamiczny procesu szlifowania jest układem technologicznym – *OUPN* tzn. obrabiarką wraz z realizowanym na niej procesem technologicznym (*PT*) obróbki [1]. Zaprezentowano schemat strukturalny układu dynamicznego w przypadku walcowego szlifowania oscylacyjnego wałków o małej sztywności.

W obiekcie sterowania istnieją obwody zamknięte, uwarunkowane specyfiką skrawania „po śladzie" i wpływem odkształceń sprężystych układu dynamicznego.

Przedstawiony układ równań umożliwia określenie transmitancji układu dynamicznego – obiektu sterowania, zarówno według oddziaływania sterującego, jak i zakłócającego. W oparciu o uogólniony schemat strukturalny otrzymano modele cząstkowe *UD*, w przypadku sprężystych oddziaływań regulacyjnych.

Na bazie modelu matematycznego układu technologicznego, przy szlifowaniu wgłębnym wałów sprężyście odkształcalnych o małej sztywności, przedstawionego w postaci układu równań operatorowych, utworzono schemat strukturalny układu technologicznego.

Modele matematyczne układu dynamicznego szlifowania wałków o małej sztywności w stanie sprężyście – odkształcalnym, przedstawiono w postaci struktury o VII poziomach hierarchicznych. Model uogólniony układu dynamicznego znajduje się na I – najwyższym poziomie hierarchicznym, natomiast

1. Introduction

Increasing the reliability of grinding under the influence of multiple interference on the technological system can be obtained using adaptive control (*AC*). The specification of complex objects and processes while for example grinding is not conditioned by properties of its components only but also by the type of relations between them, which in decisive way influence the structure of automatic (*ACS*) or adaptive control (*AC*) system.

The generalized and partial mathematical model of grinding as dynamic system (*DS*) were worked out. The dynamic system of the grinding process is a technological system – *MHWT* (Machine tool, Holder, Workpiece, Tool), i.e. a machine tool together with the realized technological process (*TP*) of machining [1]. The structural pattern of dynamic system of low-rigid shafts oscillatory grinding is presented.

There are closed circuits inside control object, determined by specification of machining after the trace and influence of elastic deformation of dynamic system.

Presented system of equations allows determining the transfer function of dynamic system – control object (*CO*), according to control influence and noise. Basing on generalized structural pattern, partial models of dynamic system were obtained for elastic control influence.

Using the mathematical model of dynamic system (for plunge grinding of elastic deformable, low-rigid shafts) presented as operational equations, the structural pattern of technological system was worked out.

Mathematical models (*MM*) of dynamic system of low-rigid shafts plunge grinding are presented as 7 layers structured diagram, where the generalized dynamic system is on 1st top layer and detailed, partial models on the bottom 7th layer.

Reaching the stability of automated control system for grinding low-rigid shafts is not a simple task, because param-

na VII – najniższym poziomie – rozmieszczone są cząstkowe modele układu dynamicznego obróbki.

Uzyskanie stabilności układu sterowania automatycznego, przy szlifowaniu wałków o małej sztywności, nie jest zadaniem łatwym, ponieważ parametry mogą ulegać znacznej zmianie nawet w trakcie cyklu obróbki jednej części, należy więc starannie określać urządzenia korygujące.

2. Identyfikacja UD szlifowania wzdłużnego wałów o małej sztywności

Schemat procesu powstawania wióra przy szlifowaniu wzdłużnym charakteryzuje się więzami sprężystymi w kierunkach promieniowym i osiowym, właściwymi w przypadku procesów skrawania (procesów kształtowania przekroju warstwy skrawanej), oraz oddziaływaniami zakłócającymi [9]. Jako wejściowe oddziaływania rozpatrywanego *UD* przyjęto: siłę rozciągającą F_{x1} - przy rozciąganiu osiowym; siłę rozciągającą F_{x1} i mimośród e - przy rozciąganiu nieosiowym i ściskaniu; momenty zginające M_1 i M_2 przyłożone do czół części. Zmiennymi wyjściowymi *UD* są poszczególne składowe forces F_p, F_f, F_c siły skrawania i odpowiadające im odkształcenia sprężyste *UD*: g_y, g_x, g_z.

Model uogólniony i cząstkowy *UD* szlifowania zbudowano przy następujących założeniach początkowych:

- proces technologiczny jest ciągły w trakcie obróbki jednej części, obróbka jest realizowana przy stałej prędkości skrawania $v_c = const$;
- ściernica pracuje w zasadzie w trybie samoostrzenia, przy zachowaniu praktycznie stałego poziomu możliwości skrawanych, a jej zużycie liniowe w ciągu cyklu obróbki jednej części jest nieznaczne i może być przyjęte jako równe zero;
- warunki początkowe są określane w momencie styku ściernicy z powierzchnią obrabianą i powstaniem napięcia w układzie technologicznym;
- uwzględniane są współczynniki wzmocnienia układu sprężystego K_y, K_x i liniowe odkształcenia sprężyste UT według współrzędnej Y i X w czasie oraz wzdłuż części obrabianych;
- właściwy proces skrawania jest nieinercyjny, uwzględniany jest wpływ „śladów" obróbki.

Siła skrawania i jej poszczególne składowe F_p, F_f, F_c,, przy założonej twardości materiału części obrabianej, są określane przez bieżące parametry sprowadzonego przekroju warstwy skrawanej *a(t)* i *b(t)*. Grubość warstwy *a(t)* to sprowadzona grubość wióra skrawanego, określana przez parametry niezliczonego zbioru mikrowiórów, zdejmowanych elementarnymi ziarnami ściernicy w bieżącym momencie [1, 10]. Przekrój warstwy skrawanej jest charakteryzowany bieżącymi wartościami sprowadzonej grubości warstwy *a(t)* i uśrednionymi wartościami głębokości skrawania *b(t)* na odcinku o długości *a(t)*, z uwzględnieniem odkształceń układu dynamicznego według współrzędnej *Y*, określanych na podstawie odpowiednich zależności [2, 4]. W procesie szlifowania, podobnie jak i toczenia, jest charakterystyczny wpływ śladów obróbki - tak zwane zjawisko skrawania „po śladzie". Polega ono na tym, że parametry warstwy skrawanej są określane przez położenie krawędzi skrawającej ściernicy w bieżącym momencie *t* oraz momencie $t - \tau$ – poprzednim obrocie półfabrykatu (w przypadeters can considerably vary even within a single cycle of machining, therefore the monitoring system needs to be set carefully.

2. Identification of DS of straight grinding of low-rigid shafts

The scheme of the process of formation of shaving in straight turning is characterized by elastic bonds in the radial and axial directions, characteristic of machining processes (processes of forming the cross-section of machined layer), and by interference effects [9]. As the input effects of the considered *DS* the following were adopted: tensile force F_{x1} in axial tension; tensile force F_{x1} and eccentric e in non-axial tension and compression; bending moments M_1 and M_2 applied to the faces of the parts. The output variables of the *DS* are the particular component forces F_p, F_f, F_c of the machining force and the corresponding elastic deformations of the *DS*: g_y, g_x, g_z.

The generalized and fragmentary model of the *DS* of grinding were built with the following initial assumptions:

- the technological process is considered to be continuous during the machining of a single part; machining is realized at constant rate $v_c = const$;
- the grinding wheel works basically in the self-sharpening mode maintaining practically constant level of machining capabilities, and its linear wear during the machining cycle of a single part is negligible and can be assumed to be equal to zero;
- the initial conditions are determined at the moment of grinding wheel contact with the machined surface and appearance of strain in the technological system;
- the coefficients of gain of the elastic system K_y, K_x and linear elastic deformations of *TS* along coordinates *Y* and *X* in time and on the length of machined part are taken into consideration;
- the process of machining itself is non-inertial, and the effect of "feed ridges" is taken into account.

The machining force and its particular components F_p, F_f, F_c, at assumed hardness of material of the machined part, are determined by the current parameters of reduced cross-section of machined layer *a(t)* and *b(t)*. The machined layer thickness *a(t)* is taken to mean the reduced thickness of machined shaving of metal which in fact is determined by the parameters of the uncountable set of micro-shavings removed by the elementary grains of the grinding wheel at the current moment [1, 10]. The cross-section of the machined layer is characterized by the current values of the reduced thickness of machined layer *a(t)* and certain averaged values of machining depth *b(t)* on a section of length *a(t)*, taking into account the deformations of the dynamic system along coordinate *Y*, determined in accordance with suitable relations [2, 4]. Characteristic for the process of grinding, as for the process of turning, is the effect of feed ridges, so-called machining "following the feed ridge". It consists in that the parameters of the machined layer are determined by the positioning of the grinding wheel cutting edge at the current moment *t* as well as at moment $t - \tau$ – of the preceding revolution

ku niezmienności częstości obrotowej wrzeciona, czas opóźnienia $\tau = 1/n_{wr}$).

Zgodnie z układem równań [8] zbudowano uogólniony schemat strukturalny *UD* w przypadku walcowego szlifowania oscylacyjnego wałów o małej sztywności (rys.1). Z analizy schematu wynika, że sprowadzona grubość warstwy skrawanej jest określana przez dwie składowe: $a_0(s)$ – uwarunkowaną prędkością suportu posuwu wzdłużnego i $a_x(s)$ – spowodowaną odkształceniami sprężystymi układu według współrzędnej *X*.

Przy warunkach ustalonych składowa $a_x(s)$ nie występuje, ponieważ współczynnik wzmocnienia członu z transmitancją jest równy zero ($1-e^{-s\tau}$). Jest to w pełni zgodne z istotą fizyczną zjawisk przy szlifowaniu oscylacyjnym wału o małej sztywności, gdyż przy ustalonych warunkach grubość warstwy jest równa przyjętej wartości posuwu na jeden obrót $\tau \cdot v_f$..

Ze schematu strukturalnego *UD* (rys. 1) wynika, że w obiekcie sterowania istnieją obwody zamknięte, uwarunkowane specyfiką szlifowania części „po śladzie" i wpływem odkształceń sprężystych *UD* według osi *X* i*Y*. Układ równań [5] umożliwia określenie transmitancji *UD* - *OS* dowolnej ze zmiennych wyjściowych, zarówno według oddziaływania sterującego, jak i zakłócającego.

Na przykład, w przypadku zmiennej wyjściowej w postaci odkształcenia sprężystego układu w kierunku promieniowym $g_y(s)$ i oddziaływania wejściowego – siły rozciągającej $F_{x1}(s)$, schemat strukturalny ulega przekształceniu do postaci przedstawionej na rys. 2, a transmitancja określana jest następującym wyrażeniem:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{1 + A_1(1-e^{-s\tau})}{1 + B_1(1-e^{-s\tau})} \qquad (1)$$

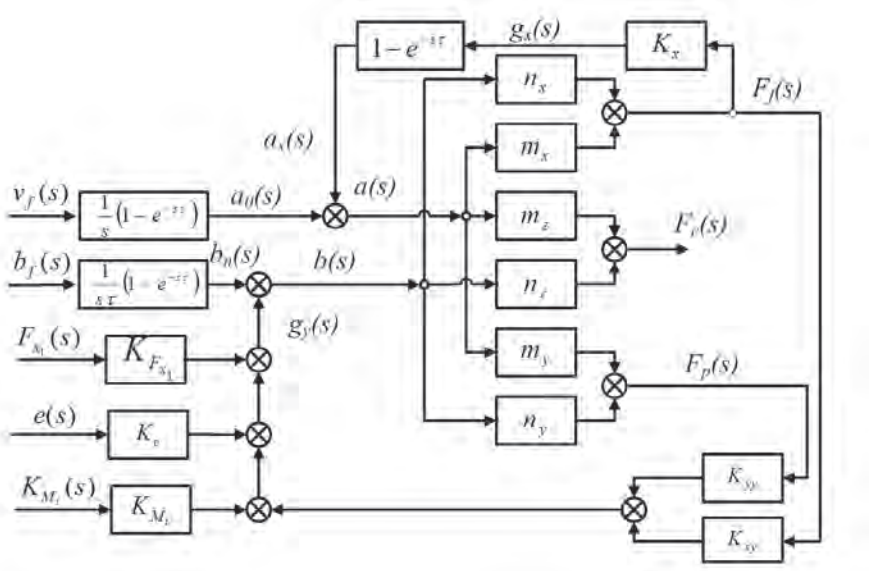
gdzie:

$$K_0 = K_{F_{x1}} \cdot \frac{1}{1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y} \qquad (2)$$

of the semi-finished product (in the case of constant rpm of the spindle the lag time $\tau = 1/n_{wr}$).

In accordance with the system of equations [8] a generalized structural schematic of DS was built for cylindrical oscillation grinding of low-rigidity shafts (fig.1). Analysis of the schematic shows that the reduced thickness of machines layer is determined by two components – $a_0(s)$, determined by the travel rate of the saddle, and $a_x(s)$, resulting from elastic deformations of the system along coordinate *X*.

Under stabilised conditions the component $a_x(s)$ does not occur, as the coefficient of gain of the component with transmittance is equal to zero ($1-e^{-s\tau}$). This is in complete agreement with the physical picture of phenomena in oscillation grinding of low-rigidity shafts, as under stabilised conditions the machined layer thickness is equal to the adopted value of feed per one revolution $\tau \cdot v_f$.



Rys. 1. Uogólniony schemat strukturalny układu technologicznego przy szlifowaniu oscylacyjnym wałów sprężyście - odkształcalnych o małej sztywności

Fig. 1. Generalized structural schematic of technological system in oscillation grinding of elastic-deformable shafts with low rigid

As follows from the structural schematic of *DS* (fig. 1), in the control object there are closed circuits determined by the specifics of grinding of parts „following the feed ridge" and by the effect of elastic deformation of the *DS* along axes *X* and *Y*. The system of equations [5] permits determination of transmittance *DS* - *CO* for any of the input variables, both with respect to the control effects and to the interference effects.

On the example of one input variable in the form of elastic deformation of the system in the radial direction $g_y(s)$ and of an input effect – tensile force $F_{x1}(s)$, the structural schematic is transformed to the form shown in fig. 2, and the transmittance is defined by the following expression:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{1 + A_1(1-e^{-s\tau})}{1 + B_1(1-e^{-s\tau})} \qquad (1)$$

where:

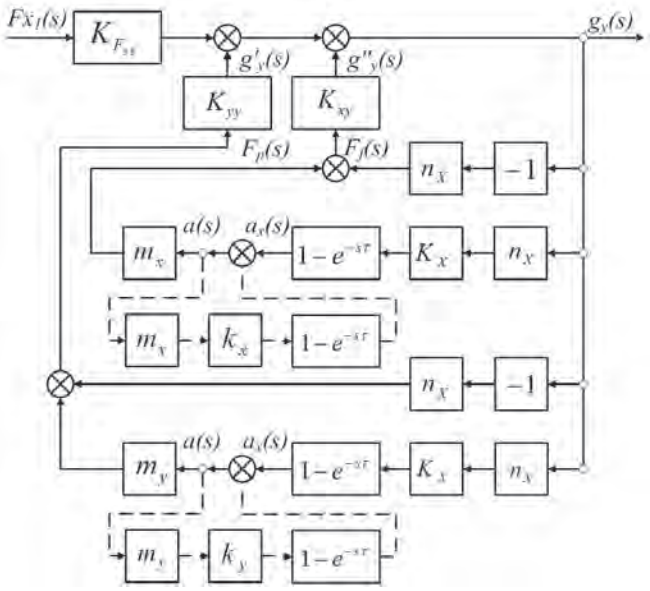
$$K_0 = K_{F_{x1}} \cdot \frac{1}{1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y} \qquad (2)$$

$$A_1 = m_x \cdot K_x \tag{3}$$

$$B_1 = \frac{m_x \cdot K_x}{1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y} \tag{4}$$

$$A_1 = m_x \cdot K_x \tag{3}$$

$$B_1 = \frac{m_x \cdot K_x}{1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y} \tag{4}$$



Rys. 2. Przekształcony schemat strukturalny obiektu według oddziaływania sterującego F_{x1}

Fig.2. Transformed structural schematic of the object with respect to control effect F_{x1}

Porównanie otrzymanych zależności z transmitancjami *UD* toczenia wałów o małej sztywności w stanie sprężyście - odkształcalnym przy uwzględnieniu, że przy szlifowaniu współczynniki: $K_{\kappa_r} = 0$ i $K_{bz} = 0$, pokazuje, że przedstawiony MM może być rozpatrywany jako szczególny przypadek modelu matematycznego *UD* toczenia (ściernica jest rozpatrywana jako nóż o $\kappa_r = 90^o$).

Przy znanych wartościach liczbowych współczynnika wzmocnienia m_x, m_y, K_{xy}, K_{yy}, n_x, n_y i czasie opóźnienia τ, określanego analitycznie, w oparciu o informacje aprioryczne, lub eksperymentalnie, zależności w przypadku parametrów transmitancji mogą ulec istotnemu uproszczeniu, kiedy nie jest uwzględniane sprzężenie zwrotne w obiekcie pokazanym linią przerywaną na rys. 2 ($m_x K_x << 1$), to $A_1 = 0$, $B_1 = 1/(1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y)$.

Rozkład w szereg Pade funkcji wykładniczej $e^{-s\tau}$ umożliwia ekwiwalentne przedstawienie MM (1) transmitancjami typowych członów dynamicznych. Przy zastosowaniu dwóch pierwszych członów szeregu Pade można zapisać [7, 8]:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + T_3^{'} \cdot s + 1}{(T_1 s + 1) \cdot (T_2 s + 1)} \tag{5}$$

gdzie:

$$T_{1,2} = 0,5\tau \cdot \left[0,5 + B_2 \pm \sqrt{(0,5 + B_2)^2 - 1/3} \right] \tag{6}$$

$$T_3 = 0,289\tau, T_3^{'} = (0,5 + A_1) \cdot \tau \tag{7}$$

Comparing the obtained relations with transmittances of DS of turning of low-rigidity shafts in the elastic-deformable condition and taking into account that for the process of grinding the coefficients $K_{\kappa_r} = 0$ and $K_{bz} = 0$, one can observe that the presented *MM* can be considered as a special case of the mathematical model of *DS* of turning (with the grinding wheel considered as a cutting edge with $\kappa_r = 90^o$).

For known numerical values of coefficient of gain m_x, m_y, K_{xy}, K_{yy}, n_x, n_y and of lag time τ, calculated analytically based on prior information or determined experimentally, the relations for transmittance parameters can be significantly reduced if it is permitted to leave out the feedback in the object marked with broken line in fig 2 ($m_x K_x << 1$), then $A_1 = 0$, $B_1 = 1/(1 + K_{xy} \cdot n_x + K_{yy} \cdot n_y)$.

Splitting the exponential function $e^{-s\tau}$ into a Padé series permits equivalent presentation of the *MM* (18) by means of transmittances of typical dynamic components. Using the first two elements of the Padé series we can write [7, 8]:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + T_3^{'} \cdot s + 1}{(T_1 s + 1) \cdot (T_2 s + 1)} \tag{5}$$

where:

$$T_{1,2} = 0,5\tau \cdot \left[0,5 + B_2 \pm \sqrt{(0,5 + B_2)^2 - 1/3} \right] \tag{6}$$

$$T_3 = 0,289\tau, T_3^{'} = (0,5 + A_1) \cdot \tau \tag{7}$$

Dalsze przekształcenie licznika transmitancji, zgodnie z wyrażeniem (5), jest wykonywane analogicznie jak w przypadkach *UD* obróbki tokarskiej.

W szczególności przy A_1=0 licznik transmitancji ulega przekształceniu do postaci:

$$T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1$$

gdzie: $T_3 = 0{,}289\tau$, $\varepsilon = 0{,}866$.

W zależności od wartości współczynnika A_1<0,077, transmitancja może być zapisana w następującej typowej postaci:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1}{(T_1 s + 1) \cdot (T_2 s + 1)} \qquad (8)$$

gdzie: $\varepsilon = (0{,}5 + A)/0{,}577$ - współczynnik tłumienia.

W przypadku, kiedy $A_1 \geq 0{,}078$, zależność aproksymująca analizowaną transmitancję przyjmuje postać:

$$G_{F_{x1}}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{(T_4 \cdot s + 1) \cdot (T_5 \cdot s + 1)}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)} \qquad (9)$$

gdzie: $T_{4,5} = 0{,}5\tau \cdot \left[0{,}5 + A_1 \pm \sqrt{(0{,}5 + A_1)^2 - 1/3} \right]$ (10)

Analogicznie, na bazie uogólnionego schematu strukturalnego, otrzymano modele cząstkowe *UD* w przypadku sprężystych oddziaływań regulacyjnych. Zależności aproksymujące transmitancji *UD* szlifowania oscylacyjnego, w tym przypadku przy różnych oddziaływań sterowniczych, różnią się od przytoczonych wyrażeń tylko wartością współczynnika wzmocnienia K_0 OS (zależności do obliczeń znajdują się w pracy [10]). Transmitancje operatorowe, współczynniki wzmocnienia i stałe czasowe w przypadku uogólnionego i uproszczonych MM układu dynamicznego szlifowania wzdłużnego wałów w stanie sprężyście – odkształcalnym, z uwzględnieniem jednego lub dwóch członów rozkładu funkcje $e^{-s\tau}$ w szereg Pade, przedstawiono w tab. 1.

3. Identyfikacja UD szlifowania wgłębnego wałów o małej sztywności

Jako oddziaływanie wejściowe na obiekt przyjmowane jest jedno z wcześniej przytoczonych oddziaływań, wywołujących stan sprężyście – odkształcalny - $K_{F_{x1}}$, K_e, e, K_{Mi} i prędkość suportu posuwu poprzecznego v_{pop}, a wyjściowe – odkształcenia sprężyste układu technologicznego według współrzędnej *Y*.

Wzajemne powiązania między siłami szlifowania i grubością warstwy skrawanej z powierzchnią części obrabianej, podobnie jak w analizowanych wyżej modelach, są uważane jako nieinercyjne [8]. Przyjęte założenia wyjściowe i warunki należy uzupełnić o następujące:

- szlifowanie wykonywane jest przy stałej prędkości skrawania, przy niezmiennych właściwościach skrawanych ściernicy i materiału części obrabianej,
- szerokość szlifowania $b = const$ i jest równa przy szlifowaniu wgłębnym szerokości części obrabianej lub ściernicy.

Uwzględniane są tylko liniowe odkształcenia sprężyste układu i zmienność sztywności K_y i K_z według osi *Y* i *Z*. Przy przyjętych założeniach siła skrawania jest określana tylko przez grubość warstwy skrawanej $a(t)$:

Further transformation of the numerator of transmittance in accordance with expression (5) is performed in a manner analogous to cases of *DS* of turning as above.

In particular, for A_1=0 the transmittance numerator gets transformed to the form:

$$T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1$$

where: $T_3 = 0{,}289\tau$, $\varepsilon = 0{,}866$.

Depending on the value of coefficient A_1<0,077, transmittance can be written in the following typical form:

$$G_{sc}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1}{(T_1 s + 1) \cdot (T_2 s + 1)} \qquad (8)$$

where: $\varepsilon = (0{,}5 + A)/0{,}577$ - coefficient of attenuation.

In the case when $A_1 \geq 0{,}077$, the approximating relation for the analysed transmittance assumes the form:

$$G_{F_{x1}}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{(T_4 \cdot s + 1) \cdot (T_5 \cdot s + 1)}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)} \qquad (9)$$

where: $T_{4,5} = 0{,}5\tau \cdot \left[0{,}5 + A_1 \pm \sqrt{(0{,}5 + A_1)^2 - 1/3} \right]$ (10)

By analogy, based on the generalized structural schematic fragmentary model of the *DS* were obtained for elastic regulatory effects. The approcimating relations of transmittance of the *DS* of oscillation grinding, in this case for various control effects differ from the quoted expressions only in the value of the coefficient of gain K_0 of *CO* (relations for calculations to be found in reference [10]). Operator transmittances, coefficients of gain and time constants for the generalized and reduced *MM* of the dynamic system of straight grinding of shafts in the elastic-deformable state, taking into account the use of one or two segments of splitting of function $e^{-s\tau}$ into a Padé series, are given in table 1.

3. Identfication of DS of plunge grinding of shafts with low rigidity

As the input effects on the object one of the effects mentioned earlier is adopted, that generate the elastic-deformable state - $K_{F_{x1}}$, K_e, e, K_{Mi} and the rate of travel of the cross slide v_{pop}, and as the output effects – elastic deformations of the technological system with relation to coordinate *Y*.

The mutual connections between the grinding forces and the thickness of the machined layer with the surface of the machined part, as in the models analysed above, are considered to be non-inertial [8]. To the initial assumptions and conditions adopted earlier we should add:

- the grinding is performed at constant machining speed, at invariable grinding parameters of the grinding wheel and properties of the material of the machined part;
- the grinding width $b = const$ and it is equal, in plunge grinding, to the width of the machined part or of the grinding wheel.

Apart from this, considered are only linear deformations of the system and variability of rigidity K_y and K_z with relation to axes *Y* and *Z*. With the adopted assumptions, the force of machining is determined only by the thickness of the machined layer $a(t)$:

$$F_\zeta = m_\zeta \cdot a(t) \qquad (11)$$

gdzie:$\xi \in \{Y,Z\}$.

MM układu technologicznego przy szlifowaniu wgłębnym wałów sprężyście – odkształcalnych o małej sztywności w postaci operatorowej może być przedstawiony jako układ równań:

$$\begin{cases} F_\zeta(s) = m_\zeta \cdot a(s), \\ g_y(s) = K_{yy} \cdot F_p(s) + K_{F_{x1}} \cdot F_{x1}(s) + K_e \cdot e(s) + K_{Mi} \cdot M_i(s) + K_{bz} \cdot g_z(s), \\ g_z(s) = K_z \cdot F_c(s), \\ a(s) = \dfrac{1}{s}(1-e^{-s\tau}) \cdot v_{pop}(s) - (1-e^{-s\tau}) \cdot g_y(s). \end{cases} \qquad (12)$$

gdzie $K_{bz} = \sin\left(\frac{g_{zo}}{R}\right) \approx \frac{g_{zo}}{R}$, zależność między przyrostem głębokości skrawania b i siłą F_c jest przedstawiona w pracy [9].

W układzie równań uwzględniono, że odkształcenia sprężyste według osi Z prowadzą do zmiany grubości warstwy skrawanej i mogą być rozpatrywane jako dodatkowe składowe przyrostu g_y.

Zgodnie z układem równań (12) utworzono uogólniony schemat strukturalny układu technologicznego w przypadku walcowego szlifowania wgłębnego wałów sprężyście– odkształcalnych (rys. 3a). Schemat strukturalny przekształcenia do parametru wyjściowego $g_y(s)$, przedstawiono na rys. 3b. Transmitancja *UD* jako obiektu sterowania w tym przypadku zapisywana jest w postaci:

$$G_{sc}'(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{1}{1 + B_9 \cdot (1-e^{-s\tau})} \qquad (13)$$

gdzie: $K_0 = K_{F_{x1}}, B_9 = B_2 = K_{yy} \cdot m_y + K_{bz} \cdot K_z \cdot m_z$, jeżeli nie jest uwzględniany wpływ przyrostu składowej F_c siły skrawania na odkształcenia sprężyste według współrzędnej Y ($m_z \cdot K_{bz} \cdot K_z << 1$), to $B_{10} = K_{yy} \cdot m_y$.

Po przekształceniach otrzymano:

$$G_{sc}'(s) = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot T_2 \cdot s + 1)} \qquad (14)$$

gdzie: $T_3 = 0{,}289\tau$, $\varepsilon = 0{,}866$

$$T_{1,2} = 0{,}5\tau \cdot \left[0{,}5 + B_2 \pm \sqrt{(0{,}5 + B_2)^2 - 1/3} \right]$$

Przy oddziaływaniach wejściowych M_i i e, transmitancje *OS* również są określane zgodnie z (14), natomiast współczynnik wzmocnienia K_0 jest obliczany z zależności zaprezentowanej w pracy [7].

W wielu przypadkach, wystarczający stopień dokładności obliczeń inżynierskich zależności aproksymującej transmitancję (13), można uzyskać przy uwzględnieniu tylko pierwszego członu rozkładu funkcji $e^{-s\tau}$ w szereg Pade [7] - transmitancja (13) po przekształceniach jest sprowadzana do postaci typowych członów dynamicznych podobnie jak przy toczeniu.

Transmitancje operatorowe, współczynniki wzmocnienia i stałe czasowe, w przypadku uogólnionego i uproszczonych MM układu dynamicznego szlifowania wgłębnego wałów w stanie sprężyście odkształcalnym z uwzględnieniem wykorzystania jednego i dwóch członów rozkładu funkcji $e^{-s\tau}$ w szereg Pade, przedstawiono w tab. 1.

$$F_\zeta = m_\zeta \cdot a(t) \qquad (11)$$

where: $\xi \in \{Y,Z\}$.

MM of the technological system of plunge grinding of elastic-deformable shafts of low rigidity can be presented as the system of equations:

$$\begin{cases} F_\zeta(s) = m_\zeta \cdot a(s), \\ g_y(s) = K_{yy} \cdot F_p(s) + K_{F_{x1}} \cdot F_{x1}(s) + K_e \cdot e(s) + K_{Mi} \cdot M_i(s) + K_{bz} \cdot g_z(s), \\ g_z(s) = K_z \cdot F_c(s), \\ a(s) = \dfrac{1}{s}(1-e^{-s\tau}) \cdot v_{pop}(s) - (1-e^{-s\tau}) \cdot g_y(s). \end{cases} \qquad (12)$$

The expression for coefficient K_{bz}, determining the bonds between increment of machining depth b and force F_c, were obtained earlier - $K_{bz} = \sin\left(\frac{g_{zo}}{R}\right) \approx \frac{g_{zo}}{R}$ [9].

In this system of equations it was taken into account that elastic deformation along axis Z lead to changes in the thickness of machined layer and may be considered as additional components of increment g_y.

In accordance with the system of equations (12) a generalized structural schematic was built for cylindrical plunge grinding of elastic-deformable shafts (fig. 3a). The structural schematic of transformation to the input parameter $g_y(s)$ is presented in fig. 3b. In this case, the transmittance of *DS* as a control object is written as:

$$G_{sc}'(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{1}{1 + B_9 \cdot (1-e^{-s\tau})} \qquad (13)$$

where: $K_0 = K_{F_{x1}}, B_9 = B_2 = K_{yy} \cdot m_y + K_{bz} \cdot K_z \cdot m_z$, if we do not include the effect of increment of component F_c of machining force on elastic deformations along coordinate Y ($m_z \cdot K_{bz} \cdot K_z << 1$), then $B_{10} = K_{yy} \cdot m_y$.

After the transformations we obtain:

$$G_{sc}'(s) = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon T_3 \cdot s + 1}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot T_2 \cdot s + 1)} \qquad (14)$$

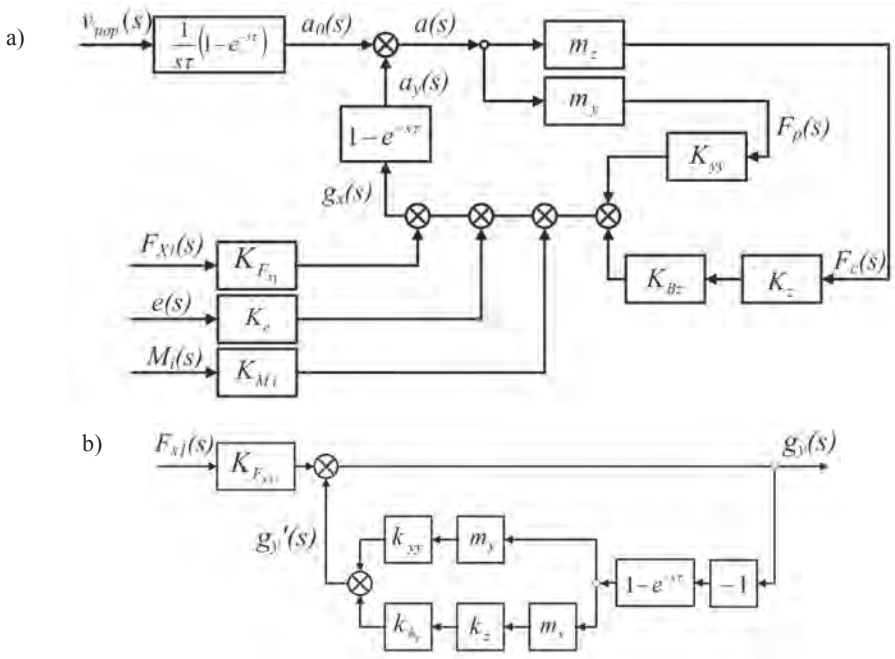
where: $T_3 = 0{,}289\tau$, $\varepsilon = 0{,}866$

$$T_{1,2} = 0{,}5\tau \cdot \left[0{,}5 + B_2 \pm \sqrt{(0{,}5 + B_2)^2 - 1/3} \right]$$

For input effects M_i and e of transmittance, *CO* are also determined in accordance with (14), but the coefficient of gain K_0 is determined on the basis of relation [7].

In a number of cases, with an accuracy that is sufficient for engineering calculations, it is advisable to retain in the approximating relations for the transmittance (13) the first segment of splitting of the function $e^{-s\tau}$ into a Padé series [7], and then the transmittance (13), after the transformations, is reduced to the form of typical dynamic elements, as in the case of turning.

The operator transmittances, coefficients of gain and time constants for the generalized and simplified MM of the dynamic system of plunge grinding of elastic-deformable shafts, taking into account the use of one and two segments of splitting the functions $e^{-s\tau}$ into a Padé series are presented in table 1.



Rys.3. Schematy strukturalne UD przy szlifowaniu wgłębnym wałów sprężyście - odkształcalnych o małej sztywności: a) uogólniony, b) strukturalny
Fig.3. Structural schematics of DS in plunge grinding of elastic-deformable shafts with low rigidity: a) generalized, b) structural

4. Poziomy hierarchiczne oraz typowe struktury UD kształtowania wałów o małej sztywności w stanie sprężyście - odkształcalnym

Obiekty i procesy składające się z oddzielnych części, elementów i obiektów, charakteryzujących się możliwością funkcjonowania całościowego (pełnego) są zaliczane do kategorii systemowych. Dowolny układ technologiczny wyróżnia się pewnym zestawem charakterystyk:

- więzami układu z otoczeniem (w rozpatrywanym przypadku to więzy z zakłóceniami i początkowym błędem półfabrykatu);
- funkcjami realizowanymi przez układ - osiągnięcie określonych w procesie technologicznym parametrów dokładności obróbki;
- strukturą układu;
- właściwościami funkcjonalnymi układu, określanymi charakterem transmitancji.

Wymieniony zestaw charakterystyk w pełni odpowiada układom technologicznym obróbki wałów sprężyście – odkształcalnych o małej sztywności i ich *MM*, uwzględniającym właściwości układu sterowania w warunkach ustalonych oraz dynamicznych. Przy rozpatrywaniu *MM* układów dynamicznych obróbki części sprężyście – odkształcalnych jako obiektów systemowych, uwzględniających zasadniczo ważne i jednocześnie różne cechy specyficzne funkcjonowania obiektu sterowania, właściwe jest podejście informacyjne. Pokazuje ono, że uogólniony model matematyczny *UD* toczenia wzdłużnego jest najbardziej pełny, posiada dużą informacyjność, w hierarchii struktur i *MM* układu dynamicznego, jest umiejscowiony na I – najwyższym poziomie hierarchicznym (rys. 4).

Uogólniony model matematyczny $G_T(s)$, znajdujący się na I poziomie hierarchicznym, odpowiada układowi równań i schematowi strukturalnemu [8].

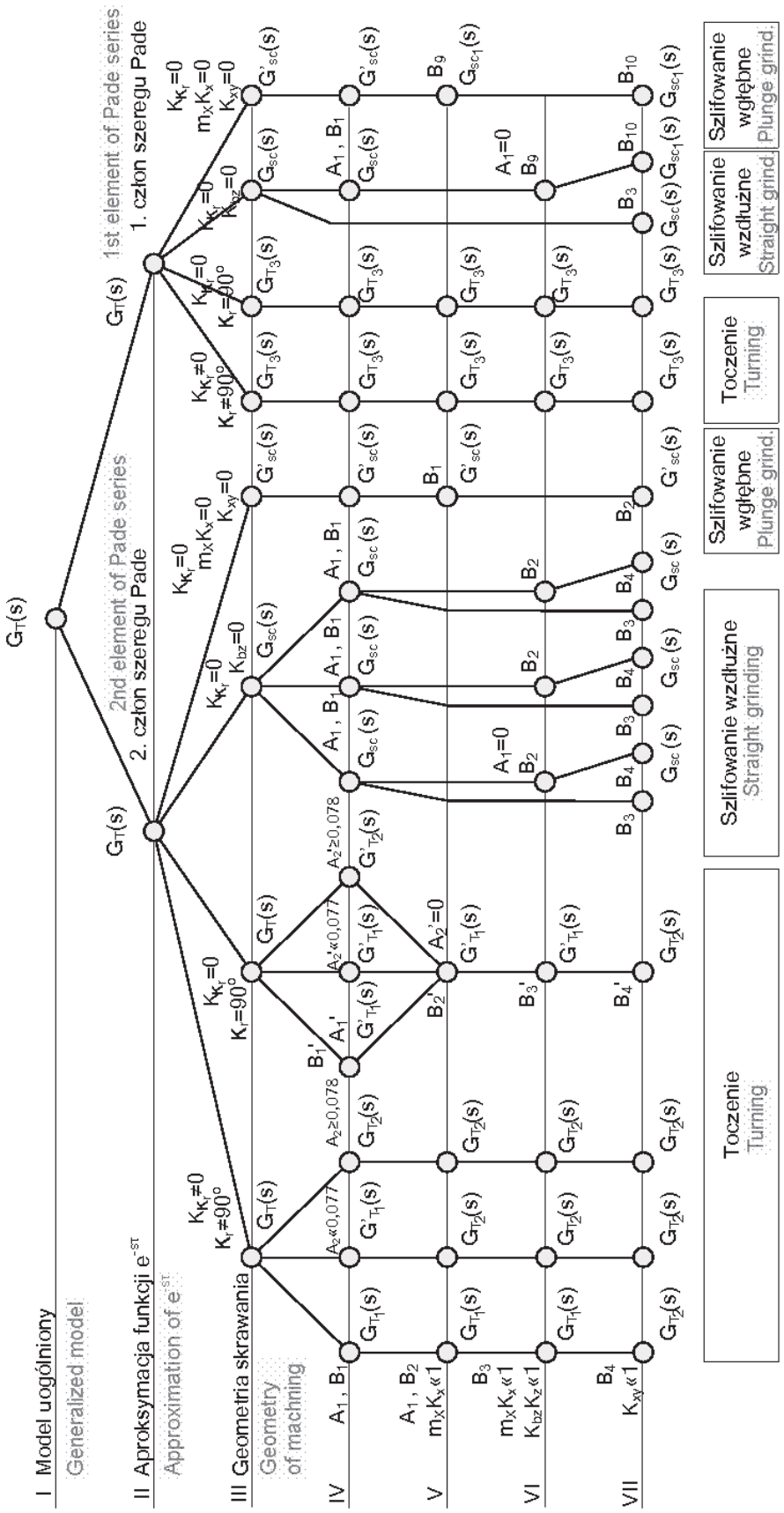
4. Hierarchical levels and typical structures of DS of profiling low-rigidity shafts in elastic-deformable state

The systemic categories include objects and processes composed of individual parts, elements and objects characterized by the ability of complete (full) functioning, with any technological system being distinguished by a certain set of characteristics:

- connections of the system with the surroundings (in the considered case those are connections with interference and with the initial error of semi-finished product);
- functions realized by the system, i.e. assurance of machining precision parameters defined in the technological process;
- structure of the system;
- all of the functional properties and the system, defined as the character of the transmittance.

The listed set of characteristics is fully relevant to technological systems of elastic-deformable shafts with low rigidity and their *MM* taking into account the properties of control system under stabilised and dynamic conditions. When considering *MM* of dynamic systems of machining of elastic-deformable parts as systemic objects taking into account the principally important and at the same time different specific features of control object functioning, the information-oriented approach is advisable. Such an approach shows that the generalized mathematic model of *DS* of straight turning is the most complete, has a high level of information content in the structure hierarchy and *MM* of dynamic systems, and is situated at the 1st – highest hierarchy level (fig. 4).

The generalized mathematical model $G_T(s)$, situated on the 1st level of hierarchy, corresponds to the system of equations and the structural schematic [8].



Rys. 4. Poziomy hierarchiczne MM układu dynamicznego obróbki wałów o małej sztywności w stanie sprężyście – odkształcalnym

Fig. 4. Hierarchical levels of MM of dynamic system of machining of elastic-deformable shafts of low rigidity

Na II poziomie hierarchicznym uogólniony *MM,* według stopnia dokładności aproksymacji funkcji $e^{-s\tau}$ przy jej rozkładzie w szereg Pade można podzielić na dwa, pierwszy z nich odpowiada zależności:

$$e^{-s\tau} = \left(1-\frac{1}{2}s\cdot\tau+\frac{1}{12}s^2\cdot\tau^2\right)/\left(1+\frac{1}{2}s\cdot\tau+\frac{1}{12}s^2\cdot\tau^2\right)$$

i uwzględnia dwa pierwsze człony rozkładu funkcji $e^{-s\tau}$.

Na III poziomie hierarchicznym *MM* układu dynamicznego toczenia wzdłużnego wałów sprężyście - odkształcalnych o małej sztywności, można wyodrębnić dwa modele, w przypadku pierwszego współczynniki są równe: $K_{\kappa_r} \neq 0$, $\kappa_r \neq 90°$, a drugiego: $K_{\kappa_r} = 0$, $\kappa_r = 90°$, natomiast transmitancje $G_1(s)$, $G_{T3}(s)$ i współczynniki A_1, A_1' oraz B_1, B_1', do których wchodzi K_{κ_r} są przedstawione w tab. 1.

Na tym poziomie również znajdują się *MM* układu dynamicznego procesów szlifowania oscylacyjnego $G_{sc}(s)$ oraz zewnętrznego wgłębnego $G'_{sc}(s)$, które można rozpatrywać jako szczególne przypadki *MM UD* obróbki tokarskiej. W przypadku szlifowania oscylacyjnego współczynniki są równe: $K_{\kappa_r} = 0$, $K_{bz} = 0$, $K_{\kappa_r} = 0$, $m_x K_x = 0$, $K_{xy} = 0$, natomiast przy zewnętrznym szlifowaniu wgłębnym, zgodnie z tab. 1 - IV poziom hierarchiczny przestawia *MM* układu dynamicznego obróbki tokarskiej $G_T(s), G'_{T1}(s), G_{T2}(s), G'_{T2}(s), G_{T3}(s)$, różniące się wartościami współczynników A_1, A_2, A_1' i A_2', przy *UD* szlifowania oscylacyjnego $G_{sc}(s)$ oraz zewnętrznego wgłębnego $G'_{sc}(s)$ (tab. 1).

Na V poziomie hierarchicznym umiejscowione są *MM* układu dynamicznego, otrzymane bez uwzględnienia oddziaływania na dynamikę więzu pokazanego na rys. 2 linią kreskowaną, jest to wpływ zamkniętego obwodu sprzężenia zwrotnego, przez współczynnik $m_x K_x << 1$ i transmitancję $(1 - e^{-s\tau})$, na przyrost grubości warstwy skrawanej.

VI poziomi hierarchiczny - to cząstkowe *MM* układu dynamicznego bez uwzględniania jednego obwodu wewnętrznego sprzężenia zwrotnego $m_x K_x << 1$ i wpływu odkształceń sprężystych według współrzędnej *Z* na zmianę głębokości skrawania $K_{bz} K_z n_z << 1$ (tab. 1).

Na VII – najniższym poziomie hierarchicznym są rozmieszczone cząstkowe *MM* układu dynamicznego obróbki skrawaniem, uwzględniające wpływ tylko odkształceń sprężystych według współrzędnej *Y* na przyrost grubości warstwy skrawanej ($K_{xy} << 1$) przy toczeniu, przy szlifowaniu zewnętrznym wgłębnym i dwa różnorodne modele cząstkowe przy szlifowaniu oscylacyjnym (tab. 1).

Typowe struktury *UD* kształtowania wałów sprężyście - odkształcalnych o małej sztywności, przy różnych siłowych oddziaływaniach regulacyjnych, przedstawiono na rys. 5, a typowe transmitancje *OS* w tab. 1; współczynniki wzmocnienia według oddziaływań są określane zgodnie z zależnościami przytoczonymi w pracy [7].

W przypadku *UD* toczenia wzdłużnego z uwzględnieniem odpowiednich oddziaływań regulacyjnych mogą być wykorzystane wszystkie przedstawione struktury: szlifowania oscylacyjnego –rys. 5 a, b, h, i; zewnętrznego szlifowania wgłębnego –rys. 5 h, i.

On the 2nd level of hierarchy the generalized *MM,* with relation to the degree of accuracy of approximation of function $e^{-s\tau}$ in its splitting into a Padé series, can be divided into two models, the first of which corresponds to:

$$e^{-s\tau} = \left(1-\frac{1}{2}s\cdot\tau+\frac{1}{12}s^2\cdot\tau^2\right)/\left(1+\frac{1}{2}s\cdot\tau+\frac{1}{12}s^2\cdot\tau^2\right)$$

and includes the first two segments of splitting of the function e^{-st}.

On the 3rd level of hierarchy the *MM* of dynamic system of straight turning of elastic-deformable shaft with low rigidity is divided into two models, for the first of which coefficient $K_{\kappa_r} \neq 0$, $\kappa_r \neq 90°$, and the second $K_{\kappa_r} = 0$, $\kappa_r = 90°$, and transmittances are $G_T(s)$, $G_{T3}(s)$ and coefficients A_1, A_1' and B_1, B_1', respectively, into which K_{κ_r} is introduced (table 1). At this level there are also the *MM* if dynamic system of processes of oscillation grinding $G_{sc}(s)$ and external plunge grinding $G'_{sc}(s)$ that can be considered as special cases of *MM* of *UD* of turning, taking into account that for oscillation grinding $K_{\kappa_r} = 0$, $K_{bz} = 0$, and $K_{\kappa_r} = 0$, $m_x K_x = 0$, $K_{xy} = 0$ respectively for external plunge grinding (table 1).

On the 4th level of hierarchy there are *MM* of dynamic system of turning $G_T(s), G'_{T1}(s), G_{T2}(s), G'_{T2}(s), G_{T3}(s)$, differing in the values of coefficients A_1, A_2, A_1' and A_2', for *DS* of oscillation grinding $G_{sc}(s)$ and external plunge grinding $G'_{sc}(s)$ (table 1).

On the 5th level of hierarchy there are *MM* of dynamic system obtained without taking into account the effect of the link - shown in the fig. 2 with dashed line - on the dynamics; this is the effect of closed contour feedback by coefficient $m_x K_x << 1$ and transmittance $(1 - e^{-s\tau})$ on the increment of machined layer thickness.

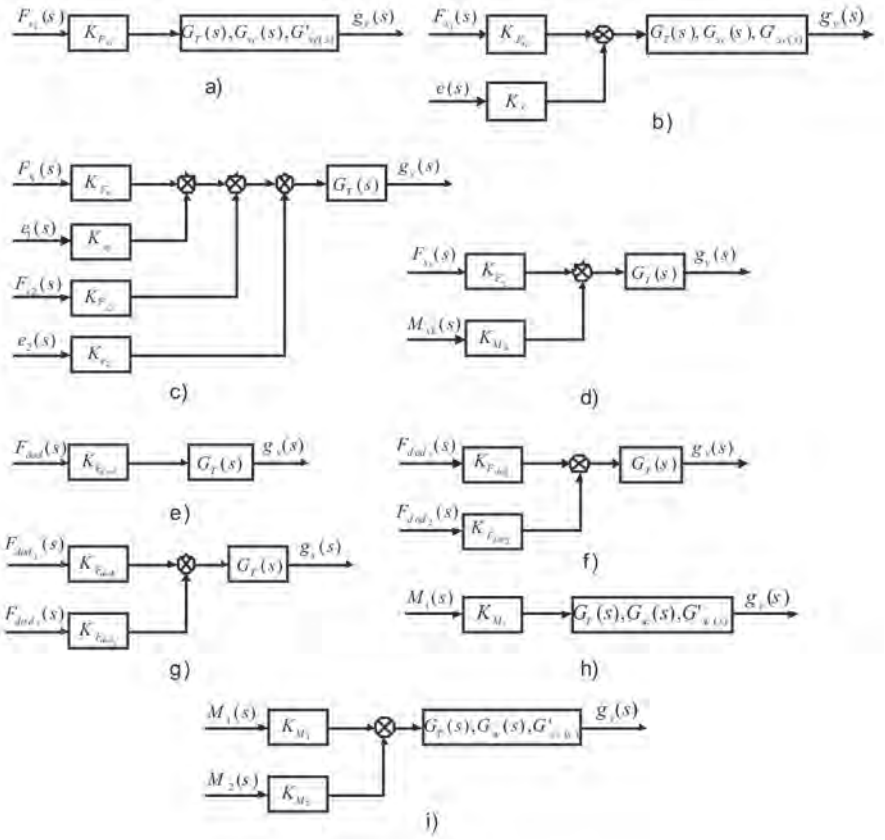
On level 6 of hierarchy there are fragmentary *MM* of dynamic system without inclusion of one contour of internal feedback of $m_x K_x << 1$ and without taking into account the effect of elastic deformation along axis Z on the depth of machining $K_{bz} K_z n_z << 1$ (table 1).

On the 7th – lowest – level of hierarchy there are fragmentary *MM* of dynamic system of machining, taking into account only the effect of elastic deformations along axis *Y* on the increment of machined layer thickness ($K_{xy} << 1$) in turning, in external plunge grinding, and two different fragmentary models for oscillation grinding (tab. 1).

Fig. 5 presents typical structures of *DS* of profiling elastic-deformable shafts of low rigidity for a variety of control force effects, for which typical transmittances of *CO* are given in tables 1, and coefficients of gain relative to the effects are determined in accordance with relations given in [7]. For *DS* of straight turning with the inclusion of suitable regulatory effects all of the presented structures can be applied, for oscillation grinding – structures as in fig. 5a, b, h and i, and for external plunge grinding – structures as per fig. 5 h, i.

Tab. 1. Transmitancje operatorowe, współczynniki wzmocnienia i stałe czasowe MM UD przy szlifowaniu wałów w stanie sprężyście – odkształcalnym
Tab. 1. Operator transmittances, coefficients of gain and time constants of DS MM in grinding of shafts in elastic-deformable state

	Operator transmittance of DS MM in grinding of shafts in elastic-deformable state	Coefficients of Gain	Time Constants
1	2	3	4
1	**Using first two elements of Padé Approximation for $e^{-s\tau}$:** $G_{sc}(s) = K_0 \frac{T_3^2 s^2 + T_3' s + 1}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = m_x K_x$ $B_1 = \frac{m_x K_x}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$	$T_3 = 0{,}289\tau$ $T_3' = (0{,}5 + A_1)\tau$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_1 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_1)^2 - 1/3}\ \right]$
1	$m_x K_x << 1$ $G_{sc}(s) = K_0 \frac{T_3^2 s^2 + 2\varepsilon T_3 s + 1}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = 0$ $B_2 = \frac{K_x n_x (m_x K_{xy} + m_y K_y)}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$	$T_3 = 0{,}289\tau$ $\varepsilon = 0{,}866$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_2 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_2)^2 - 1/3}\ \right]$
2	$K_{xy} << 1$ $G_{sc}(s) = K_0 \frac{T_3^2 s^2 + T_3' s + 1}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = m_x K_x$ $B_3 = m_x K_x / (1 + K_{yy} n_y)$	$T_3 = 0{,}289\tau$ $T_3' = (0{,}5 + A_1)\tau$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_3 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_3)^2 - 1/3}\ \right]$
2	$m_x K_x << 1, K_{xy} << 1$ $A_1 < 0{,}077$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = 0$ $B_4 = \frac{m_x K_x \cdot m_y K_{yy}}{(1 + K_{yy} n_y)}$	$T_3 = 0{,}289\tau$ $\varepsilon = 0{,}866$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_4 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_4)^2 - 1/3}\ \right]$ $\varepsilon_1 = (0{,}5 + A_1)/0{,}577$
3	$A_1 \geq 0{,}078$ $G_{sc}(s) = K_0 \frac{(T_4 s + 1)(T_5 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = m_x K_x$ $B_5 = B_3 = \frac{m_x K_x}{(1 + K_{yy} n_y)}$	$T_{4,5} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + A_1 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + A_1)^2 - 1/3}\ \right]$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_5 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_5)^2 - 1/3}\ \right]$
4	**Using the first element of Padé Approximation for $e^{-s\tau}$:** $G_{sc1}(s) = K_0 \frac{(T_{02} s + 1)}{(T_{03} s + 1)}$	$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = m_x K_x$ $B_6 = B_3 = \frac{m_x K_x}{(1 + K_{yy} n_y)}$	$T_0 = \tau$ $T_{01} = 0{,}5\tau$ $T_{02} = (0{,}5 + A_1)\tau$ $T_{03} = (0{,}5 + B_6)\tau$
4		$K_0 = \frac{K_{F_{x1}}}{(1 + K_{yy} n_y)}$ $A_1 = 0$	$T_0 = \tau$ $T_{01} = T_{02} = 0{,}5\tau$
4		$B_7 = B_2 = \frac{K_x n_x (m_x K_{xy} + m_y K_y)}{(1 + K_{xy} n_x + K_{yy} n_y)}$ $B_8 = B_4 = \frac{m_x K_x \cdot m_y K_{yy}}{(1 + K_{yy} n_y)}$	$T_{03} = (0{,}5 + B_7)\tau$ $T_{02} = (0{,}5 + B_8)\tau$
5	**Plunge grinding** **Using first two elements of Padé Approximation for $e^{-s\tau}$:** $G'_{sc}(s) = K_0 \frac{T_3^2 s^2 + 2\varepsilon T_3 s + 1}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$	$K_0 = K_{F_{x1}}$ $B_9 = K_{yy} m_y + K_{bz} K_z m_z$ $B_{10} = K_{yy} m_y$	$T_3 = 0{,}289\tau$ $\varepsilon = 0{,}866$ $T_{1,2} = 0{,}5\tau\left[0{,}5 + B_9 \pm \pm\sqrt{(0{,}5 + B_9)^2 - 1/3}\ \right]$
6	**Using the first element of Padé Approximation for $e^{-s\tau}$:** $G'_{sc1}(s) = K_0 \frac{(T'_{01} s + 1)}{(T_{03} s + 1)}$	$K_0 = K_{F_{x1}}$ $B_9 = K_{yy} m_y + K_{bz} K_z m_z$ $B_{10} = K_{yy} m_y$	$T_0 = \tau, T_{01} = 0{,}5\tau$ $T_{03} = (0{,}5 + B_9)\tau$ $T_{03} = (0{,}5 + B_{10})\tau$



Rys.5. Struktury typowe MM układu dynamicznego obróbki wałów o małej sztywności w stanie sprężyście – odkształcalnym

Fig.5. Typical structures of MM of dynamic system of machining of elastic-deformable shafts with low rigidity

5. Podsumowanie

Układ dynamiczny szlifowania jest układem technologicznym – *OUPN,* to znaczy obrabiarką wraz z realizowanym na niej procesem technologicznym. Przy braku wystarczająco pełnej informacji o obiekcie sterowania, charakterystyki obliczeniowe mogą się istotnie różnic od rzeczywistych. W układzie technologicznym, zawierającym wałek o małej sztywności, parametry mogą ulegać zmianie w trakcie cyklu obróbki jednej części [7], co wskazuje na złożoność uzyskania stabilności układu sterowania automatycznego oraz konieczność starannego podejścia do określania jego struktury i odpowiednich urządzeń korygujących.

Porównanie modeli matematycznych obiektu, w przypadku różnorodnych oddziaływań sterujących, pokazuje, że przy zastosowaniu dodatkowych oddziaływań siłowych obiekt ma znacznie mniejszą inercyjność w porównaniu z przypadkiem sterowania według kanału posuwu. Dzięki temu można osiągnąć wyższe wskaźniki jakości sterowania dynamicznego i efektywnie przeciwdziałać zakłóceniom, powstającym w wyniku zmiany naddatku i twardości obrabianych wałków - zmieniając ich sztywność wzdłużną.

Opracowane modele matematyczne uogólnione i cząstkowe szlifowania wzdłużnego oraz wgłębnego wałów o małej sztywności umożliwią usystematyzowanie projektowania i przygotowania technologicznego procesów technologicznych, opracowanie systemów zautomatyzowanego projektowania a także układów: sterowania automatycznego i adaptacyjnego.

5. Conclusion

The dynamic system (*DS*) of the grinding process is a technological system – MHWT, that is a machine tool together with the realized technological process (*TP*) of machining. With a lack of sufficiently complete and detailed information on the object of control, calculated characteristics may significantly differ from the real ones. In technological systems comprising a semi-finished product of low rigidity the parameters may change notably within the machining cycle of a single part [7] and that determinations indicate the complexity of the problem of ensuring stability of the ACS and the necessity of taking special care in the approach to the problem of defining its structure and synthesis of the corrective devices.

Comparison of *MM* of the object for various control effects permits the statement that with the application of additional force effects the object has a notably lower inertness compared to the case of control focused on the feed channel. Thanks to this in the *ACS* and *AC* of the elastic-deformable state of parts higher indexes of control quality can be achieved in the dynamics and there is a possibility of effective counteraction of interference caused by changes in material allowance for machining and in the hardness of machined semi-finished products by varying their rigidity on the length of machining.

Presented generalized and partial mathematical model of plunge and traverse grinding low-rigid shafts allow systematizing technical preparation and designing technological pro-

Zaprezentowane wyniki posłużyły do zaprojektowania sterownika PID do sterowania siłą skrawającą w procesie obróbki oraz kontrolera PI do obsługi procesu toczenia i szlifowania wałów o małej sztywności. Opracowano również konstrukcję oraz wykonano prototyp konika, umożliwiającego sterowanie stanem sprężyście odkształcalnym wałka o małej sztywności podczas szlifowania.

cesses, systems of automated designing as well as systems of automated and adaptive control.

Presented results were used to design *PID* controller for controlling the machining force during the machining process and PI controller for turning and grinding process of low-rigid shafts. The construction and prototype of tailstock which can be used to control elastic deformable state of low-rigid shaft during grinding process was build.

6. References

1. Agapiou J. S. Estimating The Static Stiffness For A Spindle-Toolholder-Tooling System, Machining Science and Technology: An International Journal, 1532-2483, Volume 12, Issue 1, 2008: 77 – 99.
2. Halas W, Taranenko V, Swic A, Taranenko G. Investigation of influence of grinding regimes on surface tension state. Lecture Notes In Artificial Intelligence, Vol. 5027; 2008: 749–756.
3. Kujan K. Badania i analiza powtarzalności rozkładu odchyłek geometrycznych w procesie obróbki skrawaniem. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2008; 3(39): 45–52.
4. Kuśmierz L, Ponieważ G. Analiza wpływu modyfikacji geometrii krawędzi elementu oporowego płytki wahliwej na właściwości strefy kontaktu. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2007;1(33): 53–58.
5. Semotiuk L. Analiza cech eksploatacyjnych innowacyjnych konstrukcji narzędzi wykorzystywanych w procesach frezowania zgrubnego z wykorzystaniem technologii HSM. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2009;1 (41): 46–53.
6. Stoic A., Pusavec F., Kopac J. Cutting Disturbances Influenced By Variations In Contact Surface Geometry, Machining Science and Technology: An International Journal, 1532-2483, Volume 13, Issue 4, 2009: 516 – 528.
7. Taranenko W, Świć A. Technologia kształtowania części maszyn o małej sztywności. Lublin. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 2005.
8. Taranenko W, Świć A. Urządzenia sterujące dokładnością obróbki części maszyn o małej sztywności. Lublin: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 2006.
9. Taranenko W, Szabelski J, Taranenko G. Podstawy identyfikacji układu dynamicznego toczenia wałów o małej sztywności. Pomiary Automatyka Robotyka 2008; 2: 204 – 223.
10. Taranenko G, Taranenko W, Świć A, Szabelski J. Modelowanie układów dynamicznych obróbki skrawaniem wałów o małej sztywności. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2010; 4 (48): 4-15.

Dr hab. inż. Antoni ŚWIĆ, prof. nadzw.
Prof. dr hab. inż. Wiktor TARANENKO
Mgr inż. Jakub SZABELSKI
Instytut Technologicznych Systemów Informacyjnych
Politechnika Lubelska
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin
e-mail: wtaran_ark@mail.ru, a.swic@pollub.pl, j.szabelski@pollub.pl

Daniel PIENIAK
Agata M. NIEWCZAS
Andrzej NIEWCZAS
Jarosław BIENIAŚ

ANALIZA PRAWDOPODOBIEŃSTWA PRZETRWANIA I NIEZAWODNOŚCI UKŁADU ZĄB - WYPEŁNIENIE KOMPOZYTOWE

ANALYSIS OF SURVIVAL PROBABILITY AND RELIABILITY OF THE TOOTH-COMPOSITE FILLING SYSTEM

Ocenie niezawodności poddano układ biomechaniczny ząb–wypełnienie kompozytowe (kompozyt polimerowy z mikrowypełniaczem). Próbki zębów z wypełnieniami wykonanymi na powierzchni żującej zębów poddano obciążeniom mechanicznym symulującym warunki środowiska jamy ustnej. Badania przeprowadzono w laboratorium na symulatorze żucia. Miarą zużycia wypełnień była szczelina brzeżna, którą oceniano w przekroju podłużnym zęba wykorzystując mikroskop optyczny oraz na powierzchni żucia, wykorzystując skaningowy mikroskop elektronowy (SEM). Wyniki pomiarów uporządkowano w zależności od strefy pomiaru szczeliny oraz w zależności od liczby cykli zmęczeniowych. Obliczano parametry rozkładu statystycznego rozmiarów geometrycznych szczeliny brzeżnej wykorzystując testy Kolmogorova–Smirnova oraz Shapiro-Wilka. Do oceny różnic wykorzystano analizę wariancji ANOVA oraz test post hoc. Wyznaczono przebieg funkcji niezawodności przyjmując model Weibulla. Oceniono ryzyko uszkodzenia oraz prawdopodobieństwo przetrwania badanego układu.

Słowa kluczowe: *niezawodność, kompozytowe wypełnienie stomatologiczne, symulator żucia, obciążenia mechaniczne.*

The bio-mechanical tooth-composite filling system (polymer composite with micro-filler) has been evaluated with respect to its reliability. The tooth specimens with prepared fillings on the tooth chewing surface were submitted to mechanical and thermal loads simulating natural conditions in the oral cavity. The research was carried out in the laboratory scale on the mastication simulator. A marginal fissure width was a measurement of the filling's wear, and it was investigated both in the longitudinal section with the use of optical microscope as well as on the chewing surface with the use of scanning electron microscope (SEM). The results of measurements were grouped according to the zone of the fissure measurement and to the number of fatigue tests performed. Statistical distribution parameters of geometrical size of the marginal fissure were calculated based on the Kolmogorov-Smirnov and Shapiro-Wilk tests. ANOVA variation analysis and post hoc test was used to assess the differences. The reliability function was determined with the use of Weibull model. The risk of damage and survival likelihood was evaluated introducing authors' criterion of the limit state of the tooth – filling system.

Keywords*: reliability, laboratory tests, composite dental fillings.*

1. Wprowadzenie

Trwałość i niezawodność systemu biomechanicznego ząb - wypełnienie kompozytowe są determinowane przez proces fizycznej degradacji wypełnienia kompozytowego i tkanek twardych zęba w obszarze granicznym polegającym głownie na powstaniu i rozbudowie szczeliny brzeżnej. W praktyce stomatologicznej dokonuje się jakościowej oceny szczeliny brzeżnej kwalifikując wypełnienie do dalszego użytkowania. Kwalifikacji dokonuje się poprzez obserwację powierzchni wypełnienia. Jednak wyniki wielu badań wskazują, że bardzo ważna jest również ocena wielkości szczeliny w głębiej położonych warstwach [15]. Opisane w mniejszym artykule badania miały na celu ocenę niezawodności wypełnień na podstawie ilościowej oceny rozbudowy szczeliny brzeżnej w trzech obszarach anatomicznej struktury zęba: na powierzchni żucia, w obszarze styku wypełnienia ze szkliwem oraz w obszarze styku wypełnienia z zębiną.

Główną przyczyną inicjacji szczeliny brzeżnej w systemie ząb-światłoutwardzalne wypełnienie jest skurcz polimeryzacyj-

1. Introduction

Durability and reliability of bio-chemical tooth-composite filling system depends on a physical degradation process of the filling and tooth hard tissues in the bordering area. The process mainly consists in formation and development of the microleakage. In dental practice a qualitative evaluation of the marginal fissure is performed, qualifying the filling to the further use. The qualification is based on the observation of the filling's surface. However, the results of many investigations indicate the importance of evaluation of the microleakage size in the deeper layers [15]. The aim of the research described in the mentioned article was to study fillings' life based on the quantitative investigation of the marginal fissure development in the anatomical teeth structure areas, such as: chewing surface, area between filling and enamel, as well as the area between filling and dentine.

The main cause of microleakage occurrence in the tooth – photo-cured polymer filling system is polymerization shrinkage [1, 2, 4, 14, 16, 21]. During the further filling utilization in the

ny [1, 2, 4, 14, 16, 21]. Podczas dalszego użytkowania wypełnienia w jamie ustnej o jego mechanicznej degradacji decyduje proces żucia. Kinematyka procesu żucia polega na ruchu odwodzenia i przywodzenia żuchwy oraz ruchach bocznych. Ruchom tym towarzyszy skomplikowany układ sił działających w różnych kierunkach. Wynikające stąd naprężenia w układzie ząb–wypełnienie powodują powstawanie sił skierowanych przeciwnie do sił adhezyjnych występujących między tkankami zęba a wypełnieniem.

Autorzy przeprowadzili badania „in vitro", w których wykorzystano laboratoryjne techniki symulacji procesu żucia. Dotychczas w większości przypadków upraszczano warunki symulacji, bądź ograniczano analizę jedynie do oceny jakościowej [12].

Na ogół znacząco upraszczano warunki obciążeń pomijając niekiedy wiele istotnych czynników środowiska jamy ustnej, bądź upraszczano geometrię obciążeń. W wielu pracach nie zapewniono powtarzalności parametrów środowiska symulacji. Ograniczało to możliwości porównania wyników testów oraz uniemożliwiło ocenę stopnia degradacji w pełnym okresie trwałości wypełnienia [5, 10, 13, 17, 18, 19].

2. Metoda

Obiektem badań były zęby ludzkie z wypełnieniem kompozytowym. Wykorzystano zęby trzonowe i przedtrzonowe usunięte ze względów ortodontycznych i chirurgicznych (rys.1a). W zębach preparowano ubytki klasy I wg Blacka o głębokości 3 mm. W ten sposób zapewniono kontakt wypełnienia ze szkliwem i zębiną.

W ubytkach zakładane były wypełnienia z materiału kompozytowego zgodnie ze wskazaniami producenta (rys. 1b). Materiał kompozytowy (ELS, Saremco AG) zakładany był do ubytku w warstwach o grubości ok. 2 mm każda i naświetlany lampą halogenową przez 40 sekund. Tak przygotowane próbki zębów poddawano cyklicznym obciążeniom mechanicznym

oral cavity it is a chewing process that determines its mechanical degradation. Kinematics of the chewing process consists in the forward and backward movements of the lower jaw as well as side moves. The moves are accompanied by a complex force system acting in different directions. The resulting stresses in the tooth – filling system cause formation of the forces oppositely directed to the adhesive forces present between the tooth tissues and the filling.

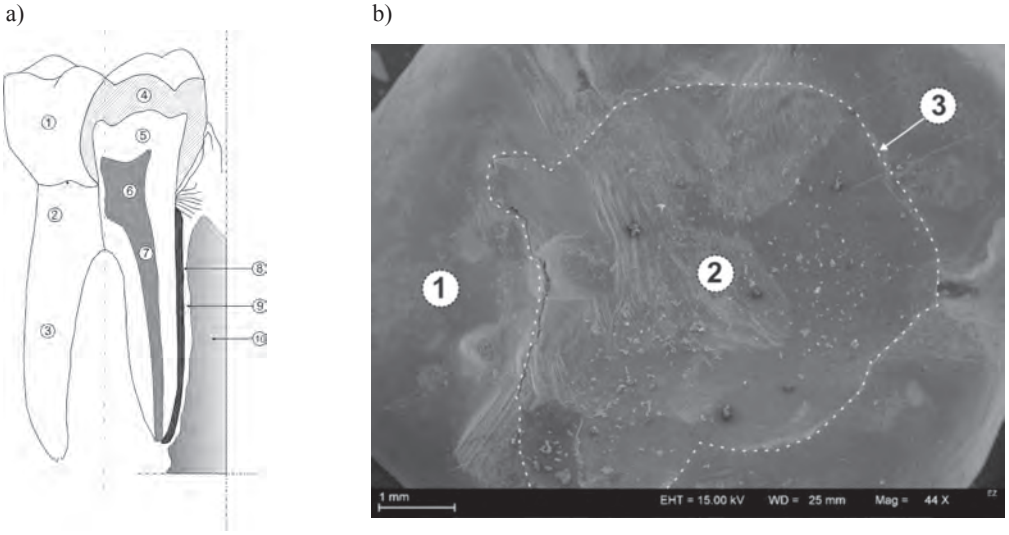
The authors carried out "in vitro" studies, with the use of laboratory simulation techniques of the mastication process. So far the majority of investigations either simplified simulation conditions or limited it only to qualitative analysis [5, 10, 13, 17, 18, 19]. In most cases the loads conditions were simplified by omitting many significant environmental factors of the oral cavity, or by simplifying loads geometry. In many studies the repeatability of the environmental simulation parameters was not ensured [12]. It limited the possibilities of comparison of the test results and precluded analysis of the degradation progress in the full filling's life period [5, 10, 13, 17, 18, 19].

2. Method

For the purpose of the studies human teeth with the composite filling were applied. The molar and premolar teeth extracted due to orthodontic and surgical reasons were used (fig. 1a). In the specimens I class 3 mm deep lesions were prepared according to Black, ensuring a contact between the filling, enamel and dentine.

In the lesions the composite fillings were fitted according to the manufacturers' recommendations (fig. 1b). The composite materials (ELS, Saremco AG) were applied in 2 mm layers and heated with the halogen lamp for 40 seconds. Such teeth specimens were subjected to the cyclical mechanical loads by means of the equipment for the strength studies, simulating physio-

a) b)

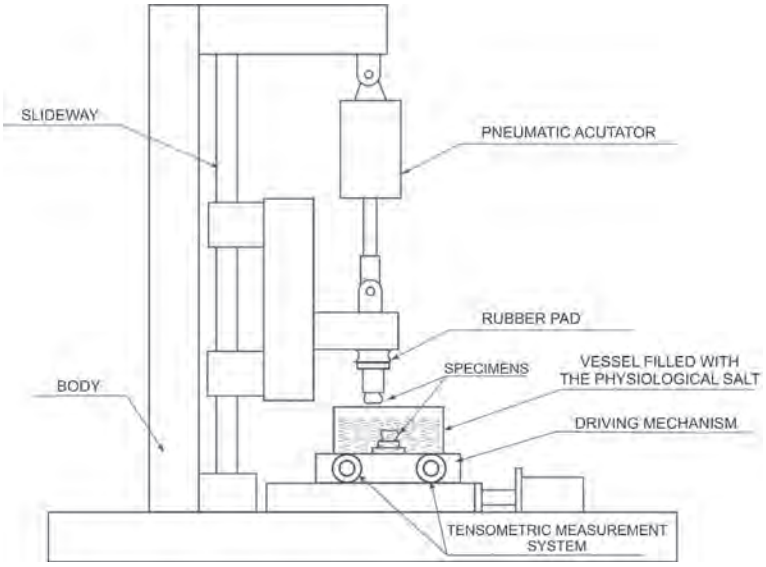


Rys. 1. a) Model zęba trzonowego żuchwy [opracowanie własne na podstawie Grosfeldowa 1981]: 1 — korona, 2 — szyjka, 3 — korzenie, 4 — szkliwo, 5 — zębina, 6 — komora z miazgą komorową, 7 — kanał z miazgą kanałową, 8 — cement, 9 — ozębna, 10 — kość wyrostka zębodołowego, b) Powierzchnia żucia zęba z wypełnieniem (obraz SEM): 1 – tkanka twarda zęba – szkliwo; 2 – wypełnienie kompozytowe, 3 – granica wypełnienia

Fig. 1. a) Model of the moral (author's made on the basis of Grosfeldowa1981): 1- crown, 2- cervix, 3- roots, 4-enamel, 5 dentine, 7- canal with canal pulp, 8-cement, 9- periodontium, 10- bone of alveolar process; b) Mastication surface of the tooth with a filling (SEM image): 1- the tooth hard tissue- enamel, 2- composite filling, 3- filling border.

na urządzeniu do badań trwałościowych symulującym warunki fizjologiczne. Zadaniem symulatora żucia było odwzorowanie rzeczywistych obciążeń mechanicznych zębów w jamie ustnej. Symulacja fizjologicznych obciążeń mechanicznych zębów realizowana była przez pneumatyczny mechanizm docisku oraz dwuosiowy ploter napędzany parą silników krokowych (rys. 2).

logical conditions. Mastication simulator was responsible for recreation of the real mechanical teeth loads in the oral cavity. The simulation was realized by pneumatic holding-down mechanism and biaxial plotter driven by a couple of stepper motors (fig. 2).



Rys 2. Budowa symulatora żucia

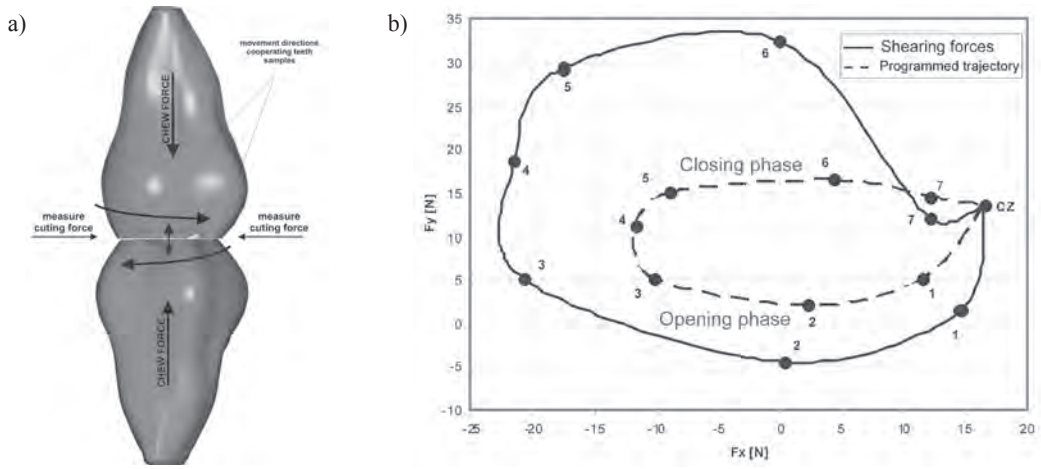
Fig. 2. Structure of the mastication simulator

Jedna z badanych próbek mocowana była do mechanizmu suwakowego wykonującego ruchy w kierunku pionowym, natomiast druga znajdowała się na ploterze symulującym ruchy żuchwy [6]. Model współpracy pary próbek przedstawiono na rysunku 3a.

Laboratoryjna trajektoria żucia opisywana była za pomocą współrzędnych ośmiu charakterystycznych punktów na płaszczyźnie przy zaznaczeniu określonej prędkości ruchu i siły docisku. Dokładność pozycjonowania próbki ustalono na 0,01 mm, a liniową prędkość względną na około 20 mm/s, co pozwoliło uzyskać częstotliwość cykli pracy około 1 Hz. Przykła-

One of the studied specimens was installed on the sliding frame moving in the vertical direction, while the second specimen was placed on the plotter simulating jaw's movements [6]. Model of the two co-working specimens is presented in fig. 3a.

Laboratory mastication trajectory was described by the coordinates of eight specific points on the plane with consideration of the appropriate movement velocity and clamp force. The estimated accuracy of specimen's positioning was 0.01 mm, and relative velocity of about 20 mm/s, which enabled to achieve the frequency of the operation cycles of about 1 Hz.



Rys 3. a) współpraca pary zębów b) przebieg sił tnących podczas symulacji aktu żucia (linia ciągła) oraz kształt zaprogramowanej trajektorii ruchu współpracujących próbek (linia kreskowa)

Fig. 3. a) Cooperation of the pair of teeth; b) the course of shearing forces during the act of mastication (full line) and the shape of programmed movement trajectory of the cooperating specimens

dowy przebieg sił tnących podczas symulacji aktu żucia przedstawiono na wykresie (Rys 3b).

Do sterowania symulatorem żucia opracowano specjalny program komputerowy. Umożliwił on różnicowanie trajektorii ruchu badanych zębów z uwzględnieniem składowej losowej.

Tory ruchu w kolejnych cyklach generowane były losowo w przyjętym zakresie tolerancji [6].

Do analizy degradacji powierzchni zębów wykorzystano elektronowy mikroskop skaningowy (LEO 1430VP). Natomiast za pomocą mikroskopu optycznego (Neophot) obserwowano przekrój podłużny zębów. Obrazy uzyskane w obserwacjach mikroskopowych poddano komputerowej analzie obrazu (Image-Pro Plus, Media Cybernetics). Powierzchnię zęba w obszarze lokalnym ząb-wypełnienie po przeprowadzonych badaniach zużycia przedstawiono na rysunku 4.

Do oceny niezawodności wypełnień posłużono się metodą nieparametryczną. Wyznaczono wartości chwilowe rozkładu prawdopodobieństwa czasu zdatności do chwili uszkodzenia zużyciowego [20].

W analizie niezawodności wykorzystano dwuparametrowy rozkład Weibulla [3]. Do estymacji parametrów rozkładu zastosowano metodę największej wiarygodności (ang. *maximum likelihood method*). Dokładny opis metodyki analizy statystycznej wyników badań zamieszczono w punkcie 4 i 5 niniejszego artykułu.

3. Wyniki badań

Wyniki pomiarów szerokości szczeliny brzeżnej uporządkowano w grupy pomiarowe według strefy anatomicznej zęba (zębina, szkliwo, powierzchnia żucia) oraz według liczby cykli żucia w teście (0, 30.000, 60.000, 100.000). Przebieg rozbudowy (wzrostu szerokości) szczeliny brzeżnej w zależności od liczby cykli obciążeń mechanicznych (cykli żucia) przedstawiono na wykresach ramkowych (rys. 5a, 5b, 5c).

Do oceny reprezentatywności rozkładu normalnego dla populacji wykorzystano nieparametryczny test Kolmogorova – Smirnova. Dodatkowo zastosowano test Shapiro -.Wilka (tab. 1). Wartość statystyki *D* przedstawiona w tabeli jest miarą istotności (gdy *D* dąży do zera to próba ma większą zbieżność z rozkładem teoretycznym) [8].

The example of the shearing forces acting during the simulation of the chewing process is shown in the diagram (fig. 3b).

In order to control mastication simulator dedicated computer software was developed, which enabled differentiation of the movement trajectory of investigated specimens including random component.

Trajectories in the in the following cycles were generated randomly in the assumed tolerance range [6].

For the analysis of the teeth surface degradation electron scanning microscope was applied (LEO 1430VP), while the optical microscope (Neophot) was used to observe teeth longitudinal section. The images obtained from microscopic observations were subjected to the computer image analysis (Image-Pro Plus, Media Cybernetics). Figure 4 shows the tooth surface in the local tooth-filling area after performance of the fatigue tests.

In order to evaluate fillings' reliability a non-parametrical method was applied. The instantaneous values of probability distribution of up time to the time of the wear-out failure occurrence [20] were determined.

Reliability analysis was based on two-parameter Weibull distribution [3]. Distribution parameters were estimated using maximum likelihood method. The extensive description of the applied methodology of statistical analysis of the research results can be found in points 4 and 5 of this paper.

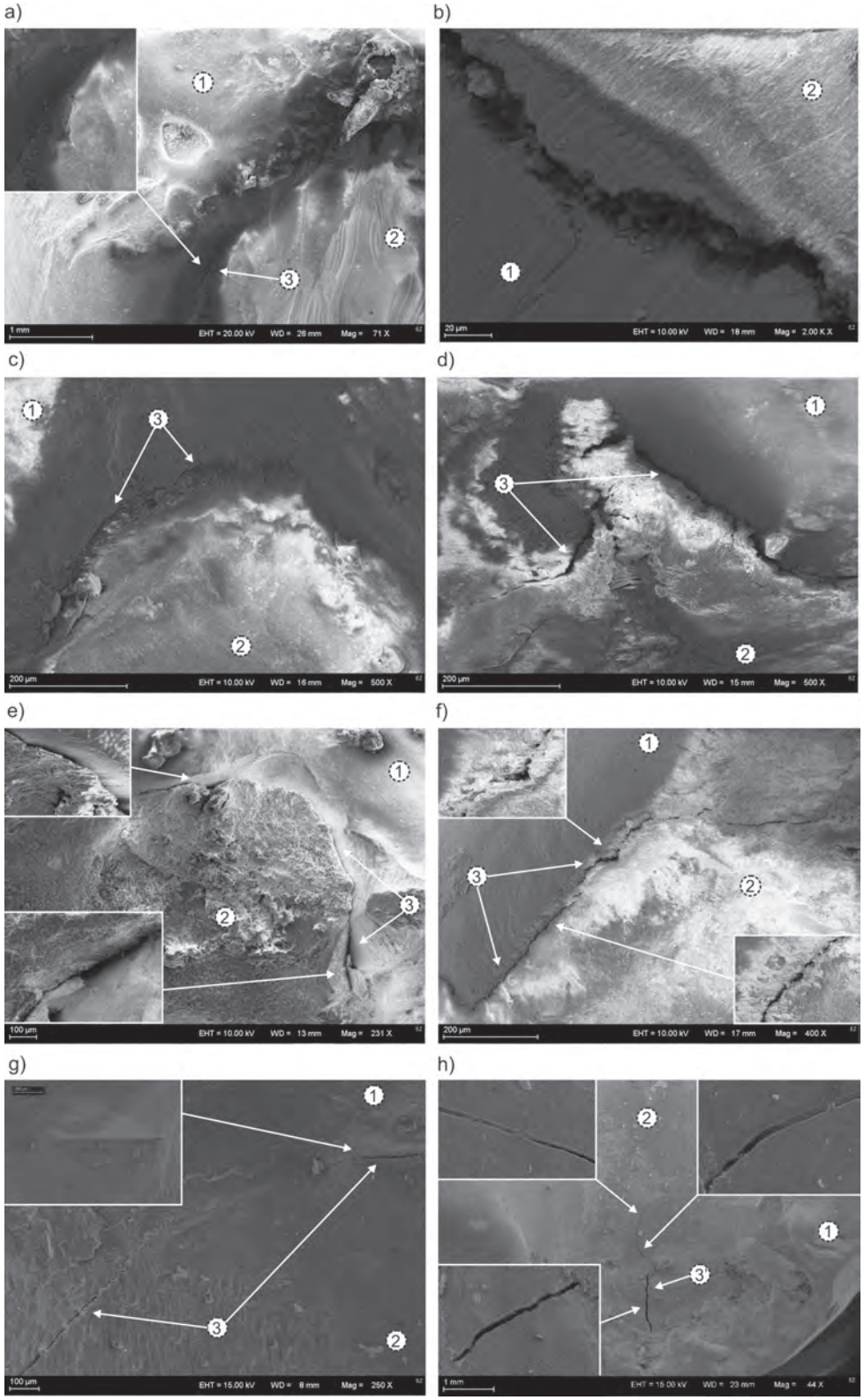
3. Test results

The results of marginal fissure measurements were divided into measurement groups based on the anatomical tooth area (dentine, enamel, chewing surface) as well as the number of the chewing cycles applied in the test (0, 30.000, 60.000, 100.000). The progress of the microleakage expansion (width increase) with regards to the number of the mechanical loads cycles (chewing cycles) is presented in the box plot (fig. 5a, 5b, 5c).

Non-parametric Kolmogorov-Smirnov test was used to evaluate the representativeness of normal distribution of the population. Additionally, Shapiro-Wilk distribution test was applied (tab. 1). Value of *D* statistic shown in the table is a significance measure (if *D* approaches zero, a sample has a greater convergence to the theoretical distribution) [8].

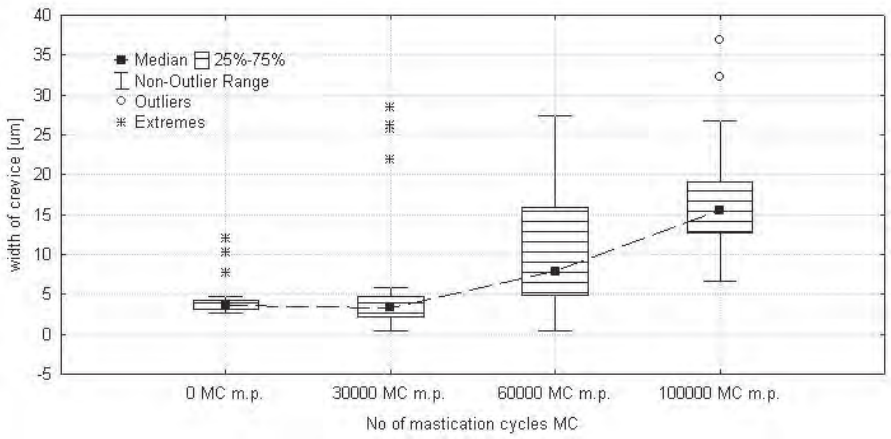
Tab. 1. Wyniki testu normalności rozkładu
Tab. 1. Results of the test of normality of distribution

Group	N	max D	S-W	p
0k MC e. (ELS)	60	0,204613	0,817515	0,000000
0k MC d. (ELS)	169	0,162687	0,781610	0,000000
0k MC m.p. (ELS)	21	0,337598	0,658461	0,000009
30k MC e. (ELS)	185	0,126026	0,875017	0,000000
30k MC d. (ELS)	563	0,128659	0,905329	0,000000
30k MC m.p. (ELS)	45	0,380473	0,559625	0,000000
60k MC e. (ELS)	402	0,086166	0,907351	0,000000
60k MC d. (ELS)	706	0,080584	0,918776	0,000000
60k MC m.p. (ELS)	75	0,147755	0,916300	0,000107
100k MC e. (ELS)	255	0,095497	0,926193	0,000000
100k MC d. (ELS)	332	0,138478	0,851427	0,000000
100k MC m.p. (ELS)	43	0,138646	0,911924	0,002937



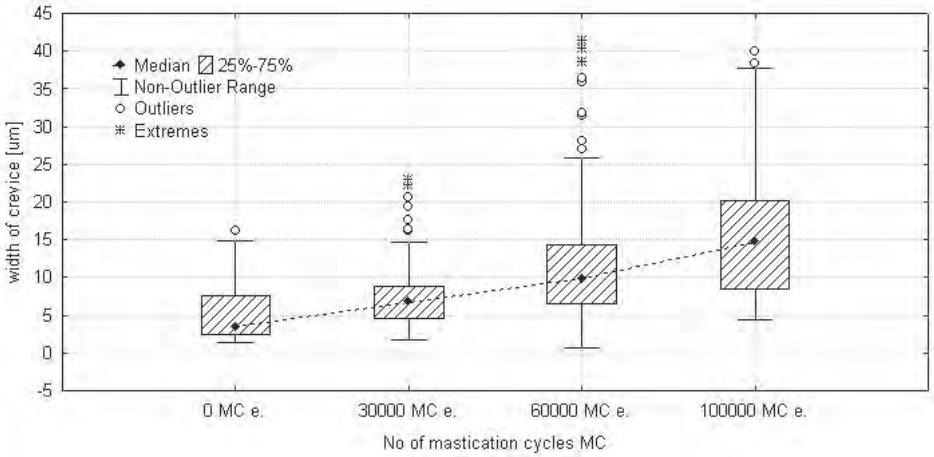
Rys 4. Mikroskopowe obrazy powierzchni zęba z wypełnieniem (m.p.) a) b) m.p. zęba niepoddanego obciążeniu - degradacja na skutek skurczu polimeryzacyjnego; c) d) m.p. 30000 cykli żucia (MC); e) f) m.p. 60000 MC; g) h) m.p. 100000 MC (1 – tkanka twarda zęba – szkliwo, 2 – wypełnienie kompozytowe, 3 – szczelina brzeżna, 3' – makropęknięcie w wypełnieniu)

Fig. 4. Microscope images of the tooth surface with a filling (m.p.): a) b) microscope image of the tooth that underwent a load – degradation resulting from polymerization shrinkage; c) d) microscope image 30000 mastication cycles (MC); e) f) microscope image 60000 MC; g) h) microscope image 100000 MC: 1-hard tissue of the tooth-enamel, 2-composite filling, 3-marginal fissure, 3'-micro-crack in the filling



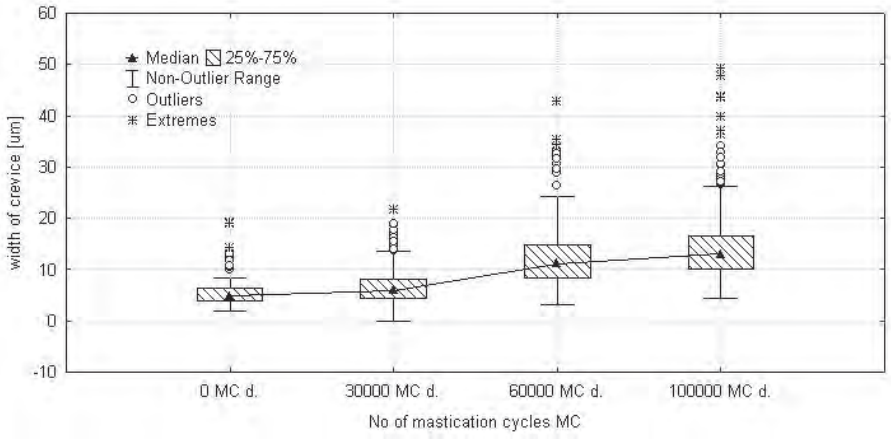
Rys. 5a.Szerokość szczeliny brzeżnej na powierzchni żucia w zależności od liczby cykli obciążeń mechanicznych MC – oznaczenie obciążeń mechanicznych, e – szkliwo, d – zębina, m.p. – powierzchnia żucia, ELS – oznaczenie materiału wypełnienia

Fig. 5a.Frame diagram of marginal fissure width for various number of mastication cycles. MC- marking of mechanical loads, e.-enamel, d.- dentine, m.p. - mastication surface



Rys. 5b.Szerokość szczeliny brzeżnej na powierzchni żucia w zależności od liczby cykli obciążeń mechanicznych MC – oznaczenie obciążeń mechanicznych, e – szkliwo, d – zębina, m.p. – powierzchnia żucia, ELS – oznaczenie materiału wypełnienia

Fig. 5b.Frame diagram of marginal fissure width for various number of mastication cycles. MC- marking of mechanical loads, e.-enamel, d.- dentine, m.p. - mastication surface



Rys. 5c.Szerokość szczeliny brzeżnej na powierzchni żucia w zależności od liczby cykli obciążeń mechanicznych MC – oznaczenie obciążeń mechanicznych, e – szkliwo, d – zębina, m.p. – powierzchnia żucia, ELS – oznaczenie materiału wypełnienia

Fig. 5c.Frame diagram of marginal fissure width for various number of mastication cycles. MC- marking of mechanical loads, e.-enamel, d.- dentine, m.p. - mastication surface

4. Ocena różnic między średnimi szerokościami szczeliny brzeżnej

W celu zweryfikowania istotności różnic pomiędzy średnimi szerokościami szczeliny brzeżnej w poszczególnych grupach testowych przeprowadzono analizę wariancji. Wyniki uzyskane w teście ANOVA (tab. 2) pozwoliły na odrzucenie hipotezy zerowej o braku różnic między średnimi.

4. Evaluation of the differences between the mean marginal fissure widths

In order to verify significance of differences between the mean marginal fissures widths, variance analysis was performed in the particular testing groups. The results obtained in ANOVA test (tab. 2) allowed rejecting the null hypothesis of no difference between the means.

Tab. 2. Wyniki analizy wariancji
Tab. 2. Variance analysis results

Test	SS - Effect	df - Effect	MS - Effect	SS - Error	df - Error	MS - Error	F	p
ANOVA	33069,15	11	3006,29	90770,40	2844	31,92	94,19	0,00
Levene	5514,010	11	501,28	38527,56	2844	13,55	37,01	0,00
Brown-Forsythe	5504,163	11	500,38	45120,86	2844	15,86	31,54	0,00

Testy Levene i Brown–Forsythe wykazały homogeniczność wariancji w grupach, potwierdzając założenie o wspólnej wariancji wewnątrzgrupowej ($p < 0,05$).

Następnie przeprowadzono test *post hoc* w celu oceny czy uzyskany układ średnich jest układem oczekiwanym w porównaniach wielokrotnych. Wybrano test HSD Tukey'a dla nierównych liczności (tab. 3). Wartości p poniżej założonego poziomu ($p < 0,05$) wskazują na istotne różnice między średnimi wartościami szczeliny w grupach pomiarów po różnej liczbie obciążeń (cykli żucia).

Levene's and Brown-Forsythe's tests have indicated variance homogeneity in the groups, confirming the assumption of the common intergroup variance ($p < 0.05$).

Furthermore, a *post hoc* test was performed to asses if the obtained mean arrangement is the expected one in the multiple comparisons. HSD Tukey's test for the unequal sample sizes was chosen (tab. 3). The p values below the assumed level ($p < 0.05$) indicate the significant differences between the mean values of the marginal fissure width in the groups of different loads number (chewing cycles).

Tab. 3. Wyniki testu testu HSD Tukey'a dla nierównych liczności; 0k, 30k, 60k, 100k – liczba cykli żucia. MC – oznaczenie obciążeń mechanicznych, e – szkliwo, d – zębina, m.p. – powierzchnia żucia, ELS – oznaczenie materiału wypełnienia
Tab. 3. Turkey's HSD results for unequal samples; 0k, 30k, 60k, 100k – number of mastication cycles. MC – mechanical load, e – enamel, d – dentine, m.p. – mastication plane, ELS – light-cured composite

Group	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}	{8}	{9}	{10}	{11}	{12}
0k MC e. {1}		1	1	0,13	0,45	1	0	0	0	0	0	0
0K MC d. {2}	1		1	0,04	0,24	1	0	0	0	0	0	0
0k MC m.p. {3}	1	1		0,66	0,91	1	0	0	0	0	0	0
30k MC e. {4}	0,13	0,04	0,66		0,96	0,69	0	0	0	0	0	0
30k MC d. {5}	0,45	0,24	0,91	0,96		0,97	0	0	0	0	0	0
30k MC m.p.{6}	1	1	1	0,69	0,97		0	0	0	0	0	0
60k MC e.{7}	0	0	0	0	0	0		0,32	1	0	0	0
60k MC d.{8}	0	0	0	0	0	0	0,32		0,6	0	0	0
60k MC m.p. {9}	0	0	0	0	0	0	1	0,6		0	0	0
100k MC e.{10}	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0,52	1
100k MC d.{11}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,52		0,78
100k MC m.p. {12}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0,78	

5. Analiza prawdopodobieństwa przetrwania i niezawodności układu ząb - wypełnienie kompozytowe

Stosunek liczby zębów, pozostałych w stanie zdatności w czasie t względem początkowej liczby badanych zębów opisano funkcją przetrwania Kaplana-Meiera (rys. 6) opisuje Jest to skumulowana proporcja przypadków, które nie osiągnęły stanu granicznego od chwili początkowej do rozpatrywanej chwili użytkowania.

$$S(t) = \prod_{i=1}^{t} \left[\frac{n-j}{n-j+1}\right]^{\delta(j)} \quad (1)$$

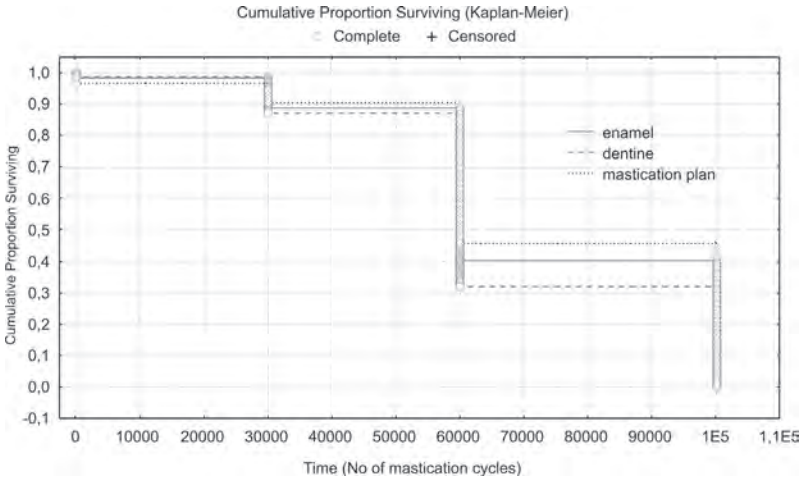
5. Analysis of survival probability and reliability of the tooth – composite filling system

A ratio between the teeth remaining in the usability state in t time, and the initial number of the studied teeth was described by the Kaplan – Meier survival function (fig. 6). This is a cumulated proportion of cases, which did not reach the limit state from the initial moment to the studied moment.

$$S(t) = \prod_{i=1}^{t} \left[\frac{n-j}{n-j+1}\right]^{\delta(j)} \quad (1)$$

W równaniu (1), *S(t)* oznacza oszacowaną funkcję przeżycia, *n* oznacza całkowitą liczbę przypadków, a *Π* oznacza iloczyn wszystkich przypadków mniejszych lub równych *t*; *δ(j)* oznacza stałą, równą *1*, jeśli *j*-ty przypadek jest nie ucięty (kompletny) lub *0*, jeśli jest ucięty [7].

Here, *S(t)* is an estimated survival function, *n* is a number of all studied cases, *Π* is a product of all cases lower or equal *t*; *δ(j)* is a constant equal *1,* if *j*-th component is complete or equal *0* if it is cut [7].



Rys. 6. Funkcja przetrwania Kaplana – Meiera układu ząb wypełnienie w warunkach testowych obciążeń mechanicznych

Fig. 6. Kaplan- Meier's survival function of the tooth-filling system in the conditions of the tests of mechanical loads

W ocenie niezawodności wykorzystano dwuparametrowy rozkład Weibulla. Do wyznaczenia parametrów rozkładu (kształtu i skali) posłużono się metodą największej wiarygodności (ang. *maximum likelihood method*). Dla uzyskanych wyników sporządzono nieparametryczne wykresy prawdopodobieństwa. Poziomą oś *czasu użytkowania (liczba cykli żucia)* wyskalowano logarytmicznie, zaś na osi pionowej odkładano wartość *log(log(100/(100-F(t))))* (lewą oś y opisano w skali prawdopodobieństwa). Z wykresów odczytano parametry rozkładu Weibulla. Parametr kształtu jest równy współczynnikowi nachylenia dopasowanej linii prostej a parametr skali obliczono jako *exp(wyraz wolny/nachylenie)*. Wyznaczone w ten sposób parametry rozkładu Weibulla przedstawiano w tabeli 4.

In reliability analysis two-parameter Weibull distribution was used. In order to identify distribution parameters (shape and scale) maximum likelihood method was applied. For the obtained results non-parametric probability curves were determined. Horizontal axis of *operating time (number of chewing cycles)* was logarithmically scaled, while on the vertical axis *log(log(100/(100-F(t))))* value was placed (left y axis was described in probability scale). Weibull distribution parameters were found from the curves. The shape parameter equalled slope coefficient of the fitted straight line, whereas scale parameter was calculated as *exp(free term/slope)*. The estimated parameters are presented in table 4.

Tab. 4. Parametry rozkładu Weibull'a

Tab. 4. Parameters of Weibull distribution

Gap measurement localization	Weibull parameters	
	Shape	Scale
Enamel	2,5814	94974
Dentine	2,7060	89938
Mastication plan	1,9630	105400

Przyjmując obliczone wartości parametrów kształtu i skali wyznaczono najbardziej prawdopodobny przebieg funkcji niezawodności *R(t)* badanych wypełnień (rys. 7). Przebieg empiryczny aproksymowano rozkładem Weibulla, w którym gęstość prawdopodobieństwa opisana jest zależnością [11]:

$$a = \frac{c}{b}\left(\frac{t}{b}\right)^{c-1} exp\left(-\left(\frac{x-\theta}{b}\right)^{c}\right) \qquad (2)$$

natomiast dystrybuanta (z dodatnimi parametrami *b*, *c*, i *θ*) dana jest wzorem:

Adopting calculated shape and scale parameters the most probable reliability function *R(t)* of the studied fillings was found (fig. 7). The empirical function was approximated with Weibull distribution, where probability density was described by the following relation [11]:

$$a = \frac{c}{b}\left(\frac{t}{b}\right)^{c-1} exp\left(-\left(\frac{x-\theta}{b}\right)^{c}\right) \qquad (2)$$

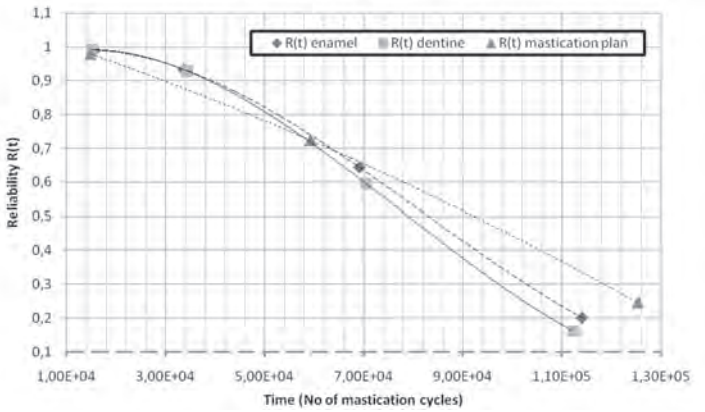
While cumulative distribution function (with positive *b*, *c*, and *θ* parameters) was given by:

$$F(t) = 1 - exp\left(-\left(\frac{x-\theta}{b}\right)^{c}\right) \quad (3)$$

którego poszczególne składowe oznaczają: x – czas, b – parametr skali, c – parametr kształtu, θ – parametr położenia, e – stała (e = 2.71828...).

$$F(t) = 1 - exp\left(-\left(\frac{x-\theta}{b}\right)^{c}\right) \quad (3)$$

Here, x – time, b – scale parameter, c – shape parameter, θ - position parameter, e – constant (e = 2.71828...).



Rys. 7. Przebieg funkcji niezawodności układu ząb – wypełnienie w warunkach testowych obciążeń mechanicznych

Fig. 7. The course of reliability function of the tooth-filling system in test conditions of mechanical loads

Na podstawie wykresu funkcji niezawodności przedstawionego na rys. 7 wyznaczono prognozowaną trwałość układu ząb – wypełnienie. Do prognozowania przyjęto założenie $R(t)$ = ½ [20] oraz graniczną wartość szerokości szczeliny brzeżnej równą 0,010 mm [9]. Obliczony w ten sposób czas poprawnego użytkowania badanych wypełnień wynosi ok. 93000 cykli żucia w obszarze powierzchni zęba oraz ok. 82000 cykli żucia w obszarze szkliwa, ok. 78000 cykli żucia w obszarze zębiny.

Based on the reliability function curve presented in fig. 7, expected durability of the tooth-filling system was estimated. For the estimation, the following assumptions were made: R(t) = ½ [20], and the marginal fissure limit value of the studied fillings of 0.010 mm [9, 15]. Hence, the obtained failure-free operating time of the fillings was about 93 000 chewing cycles on the chewing surface, about 82 000 chewing cycles in the enamel area, and 78 000 chewing cycles in the dentine area.

6. Podsumowanie

Opracowana w niniejszym artykule metoda badań in vitro procesu degradacji układu ząb-wypełnienie kompozytowe umożliwia ocenę trwałości i niezawodności tego układu. W szczególności, w warunkach przeprowadzonych badań stwierdzono, że:

- przebieg funkcji przetrwania Kaplana–Meiera wskazuje, że największa liczba przypadków utraty zdatności użytkowej wypełnienia następuje po wykonaniu 60.000 cykli żucia,
- przebieg funkcji niezawodności wykazuje najwyższą dynamikę spadku niezawodności układu ząb–wypełnienie w obszarze granicznym zębiny, natomiast najmniejszą dynamikę – dla powierzchni żucia,
- trwałość wypełnienia w obszarze zębiny wynosi 78.000 cykli żucia i jest trwałością niższą niż prognozowane trwałości wypełnienia w obszarze szkliwa i na powierzchni żucia.

6. Summary

The developed „in vitro" method for studies of the degradation of the tooth-composite filling system, presented in this paper, allows evaluating durability and reliability of such system in respect to the microleakage. In the conditions of the conducted studies, the following observations have been made:

- based on the Kaplan-Meier function the highest number of cases of filling's usability loss occurs after 60 000 chewing cycles;
- reliability function indicates the highest drop dynamics of the tooth-filling system reliability taking place in the dentine bordering area, whereas the lowest – on the chewing surface;
- the observed filling durability in dentine area is 78 000 chewing cycles and it is lower than the expected filling life time in the enamel and chewing surface area.

****

Praca była częściowo finansowa ze środków na naukę w latach 2008-2011 jako projekt badawczy własny Nr N N518 326035

This work has been partly funded from the research grants for years 2008 – 2011 as an own project No. N N518 326035

****

7. References

1. Braga R R, Boaro L C C, Kuro T, Azevedo C L N, Singer J N. Influence of cavity dimensions and their derivatives (volume and 'C' factor) on shrinkage stress development and microleakage of composite restorations. Dental Materials 2006; 22: 818–823.
2. Calheiros C F, Sadek F T, Boaro L C C, Braga R R. Polymerization stress related to radiant exposure and its effect on microleakage of composite restorations. Journal of Dentistry 2007; 35: 946–952.
3. Drummond J L, Miescke K J. Weibull models for the statistical analysis of dental composite data: aged in physiologic media and cyclic fatigue. Dental Materials 1991; 3: 25–29.
4. Fleming G J P, Hal D P, Shortall A C C, Burke F J T. Cuspal movement and microleakage in premolar teeth restored with posterior filling materials of varying reported volumetric shrinkage values. Journal of Dentistry 2005; 33: 139–146.
5. Gale M S, Darvell B W. Thermal cycling procedures for laboratory testing of dental restorations. Journal of Dentistry 1999; 27: 89–99.
6. Hunicz J, Niewczas A, Kordos P, Pieniak D. Experimental test stand for analysis of composite dental fillings degradation, Eksploatacja i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability 2007; 2: 37 – 43.
7. Kaplan E L, Meier P. Nonparametric estimation from incomplete observations. Journal American Statistic Association 1953; 53: 457-481.
8. Kendall M G, Buckland W R. Słownik terminów statystycznych. Warszawa: PWN, 1981.
9. Krupiński, J. and M. Żarow, K. Gończowsk, M. Dyląg. Laboratory evaluation of marginal seal of conventional and modified restorations. Stomatologia Współczesna 1999; 6: 51 – 56.
10. Mehl C, Scheibnerb S, Ludwig K, Kern M. Wear of composite resin veneering materials and enamel in a chewing simulator. Dental Materials 2007; 23: 1382–1389.
11. Migdalski J. Inżynieria niezawodności. Poradnik. Warszawa: ATR and ZETOM, 1992.
12. Mystkowska J. Dąbrowski J R. Tribological characteristics of the kinematics couple: tooth-composite material for permanent dental filling. Eksploatacja i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability 2010; 3(47): 4-9.
13. Nikaido T. Kunzelmann K H, Chen H, Ogata M, Harada N, Yamaguchi S, Cox CF, Hickel R, Tagami J. Evaluation of thermal cycling and mechanical loading on bond strength a self – etching primer system to dentin. Dental Materials 2002; 18: 269 – 275.
14. Piemjai M. Watanabe A, Iwasaki Y, Nakabayashi N. Effect of remaining demineralised dentine on dental microleakage accessed by a dye penetration: how to inhibit microleakage? Journal of Dentistry 2004; 32: 495–501.
15. Pieniak D. Wpływ degradacji powierzchni kompozytów polimerowych obciążonych cyklicznie na trwałość systemu mechanicznego, Rozprawa doktorska, Lublin 2010.
16. Rosin M. Urban A D, Gartner C, Bernhardt O, Spleith C, Meyer G. Polymerization shrinkage-strain and microleakage in dentin – border cavites of chemical and light-cured restorative materials. Dental Materials 2002; 18: 521–528.
17. Salles C, Tarrega A, Mielle P, Maratray J, Gorria P, Liaboeuf J, Liodenot J J. Development of a chewing simulator for food breakdown and the analysis of in vitro flavor compound release in a mouth environment. Journal of Food Engineering 2007; 82: 189–198.
18. Stappert C F J, Chitmongkolsuk S, Nelson R, Silva F A, Atte W, Strub J R. Effect of mouth-motion fatigue and thermal cycling on the marginal accuracy of partial coverage restorations made of various dental materials. Dental Materials 2008; 24: 1248–1257.
19. Steiner M, Mitsias M E, Ludwig K, Kern M. In vitro evaluation of a mechanical testing chewing simulator. Dental materials 2009; 25: 494–499.
20. Ważyńska – Fiok K. Jaźwiński J. Niezawodność systemów technicznych. Warszawa: PWN, 1992.
21. Wilder Jr A D, Swift E J, May Jr. K N, Thompson J Y, McDougal R A. Effect of finishing technique on the microleakage and surface texture of resin-modified glassionomer restorative materials. Journal of Dentistry 2000; 28: 367–373.

Dr inż. Daniel PIENIAK
Zakład Mechaniki Stosowanej Szkoła Główna Służby Pożarniczej, Warszawa
Ul. J. Słowackiego 52/54, 01-629 Warsaw, Polska, e-mail: daniel60@poczta.fm
Dr n. med. Agata M. NIEWCZAS
Katedra i Zakład Stomatologii Zachowawczej, Uniwersytet Medyczny w Lublinie
Ul. Karmelicka 7, 20-081 Lublin, Polska, e-mail: agata.niewczas@umlub.pl
Prof. dr hab. Andrzej NIEWCZAS
Katedra Silników Spalinowych i Transportu, Politechnika Lubelska
Ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska, e-mail: a.niewczas@pollub.pl
Dr inż. Jarosław BIENIAŚ
Katedra Inżynierii Materiałowej; Politechnika Lubelska
Ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska, e-mail: j.bienias@pollub.pl

Yi REN
Bo SUN
Qiang FENG
Shengkui ZENG

ONTOLOGICZNE WIELOWIDOKOWE MODELOWANIE USZKODZEŃ WSPIERAJĄCE ZINTEGROWANY ROZWÓJ PRODUKTU I PROCESÓW

ONTOLOGICAL MULTI-VIEW FAILURE MODELING FOR IPPD

Inżynieria niezawodności zajmuje się prowadzeniem licznych działań w zakresie technologii uszkodzeń i zarządzania uszkodzeniami w ciągu całego cyklu rozwoju produktu. Stopniowa identyfikacja uszkodzeń oraz ciągła poprawa niezawodności jest możliwa tylko wtedy, gdy działania te zostaną skutecznie zintegrowane, przy syntetycznym uwzględnieniu szeregu istotnych danych dotyczących uszkodzeń. Obecna praktyka inżynieryjna nie pozwala na efektywną wymianę i ponowne wykorzystanie danych i wiedzy pochodzących z różnych faz rozwoju produktu. Ciągle jeszcze napotyka się trudności dotyczące interoperacyjności różnych działań ukierunkowanych na utrzymanie niezawodności. W artykule opracowano model ontologii uszkodzeń obejmujący modele ontologii uszkodzeń globalnych, funkcjonalnych i sprzętowych. Za sprawą tego modelu ontologicznego, działania niezawodnościowe stają się spójną częścią zintegrowanego rozwoju produktu i procesów (IPPD). Proponowany model uwzględnia ewolucję wiedzy na temat uszkodzenia w ciągu poszczególnych faz rozwoju. Na podstawie prezentowanego modelu ontologicznego stworzono środowisko inżynierii niezawodności oparte na platformie PLM (Zarządzanie Cyklem Życia Produktu) pozwalające zweryfikować poprawność i możliwość zastosowania omawianego modelu.

***Słowa kluczowe: O**ntologia uszkodzeń, wiedza, niezawodność, IPPD.*

Reliability engineering includes series of failure focused technology and management activities running throughout the entire product development cycle. Only these activities are effectively integrated and numerous relevant failure data is synthetically applied, the intent for progressively identifying failure and continuously improving reliability can be obtained. In current engineering practice, the reliability data and knowledge produced in different development phases cannot be efficiently shared and reused. There still exist difficulties in interoperating between different reliability activities. This paper establishes the failure ontology models that contain global failure ontology model, functional failure ontology model and hardware failure ontology model. In virtue of this ontology model, the reliability activities are seamlessly integrated into the integrated product and process development (IPPD). In this model, the evolution process of failure cognition during each development phases is considered. Base on this ontology model, a reliability engineering environment is constructed with the support of PLM (Product Lifecycle Management) platform to verify the ontology model's correctness and applicability.

***Keywords:** Failure ontology, knowledge, reliability, IPPD.*

1. Introduction

Integrated product and process development (IPPD) is a management technique that integrates all acquisition activities starting with requirements definition through production, fielding/deployment and operational support in order to optimize the design, manufacturing, business and supportability processes [4, 7-10]. IPDD have been viewed by researchers and industry practitioners as the key for reducing cycle times and improving product quality and reliability [19]. In present engineering practice, the implementation of IPPD is usually relying on product life cycle management (PLM) platform. The sharing of product design knowledge and the interoperability of development activities can be realized on the PLM platform.

Reliability engineering includes technologies that fight against failure. Reliability engineering runs through the whole product development cycle and is inseparable from function or performance design [11-13, 17]. Though reliability engineering implementation methodologies have been studied and applied for years, and there are plenty of specified standards and guides for engineering application, most reliability activities still cannot be seamlessly integrated into the IPPD until now. The main cause is the lack of unified understanding on various failure related concept through the whole development cycle, which lead to difficulties in sharing and reusing failure centered reliability data and knowledge, and make it impossible to interoperate between reliability and performance design.

Unified information and knowledge representation is the basis for solving above problems. To this intention, the standard GEIA-STD-0007 gives the data model for reliability requirement and analysis [6]. This type of model is static model designed for related data recording. But during the product development process, the relationship among product, failure and deriving conditions is comprehensive. The failure cognitive process is also difficult to express. Aiming at the disadvantage of static model, this paper describes failure using ontology model.

According to Borst's definition, ontology is a formal specification of a shared conceptualization. This definition emphasizes the fact that there must be agreement on the conceptualization that is specified [3]. In recent years, the ontology model has been widely applied in engineering fields and become the basic

method for implementing seamless interoperability in multi-field product design data [1, 15, 16]. Failure related ontology models are also included in those ontology models. Such as the failure process and failure classification ontology presented by Yoshinobu, FMECA knowledge reusing method based on ontology given by V. Ebrahimipour and Lars Dittmann [5, 14, 21]. However, these studies are conducted on simple failure analysis view. These models can only be used in independent reliability analysis method or failure diagnosis. They cannot support the reliability activities in the whole product design processes. The failure ontology models established in this paper cover from the conceptual and preliminary design phase to detail design and development phase. These models enhance the understanding of failure from different view in different design phases. The semantic relation among ontology in different phases is established using ontology mappings.

For validating the applicability of the failure ontology under actual IPPD platform, a typical PLM platform-Teamcenter™ is selected as infrastructure environment. On the basis of failure ontology, the platform object-oriented data model (OODM) is extended for reliability data and knowledge management in the whole product development processes.

2. Ontological multi-view failure modeling

2.1. Product life cycle failure cognitive process

Failure is commonly defined as an event in which an item does not perform one or more of its required functions within the specified limits under specified conditions [18]. Past analysis has shown that there is a quantifiable correlation between the product and failure during the product development phases. But the learned degree and view point for failure cognition are different in different design phase. This paper presents a failure cognitive process model including three levels and three phases as shown in the fig.1. In the conceptual and preliminary design phase, By means of mission requirements，mission environment and operation. are known and we can only understand and describe the failure from top-level function failure view. In detail design and development phase, detailed technical requirement can be acquired and the effect of global loads and stress can be considered. We then can understand and describe the failure from the physical hardware failure view. In this phase, the condition that derives failure and the characteristics of failure are all further understood. The failure mode and loads can directly affect the formulation of design scheme and maintenance supportability scheme. With the design goes deep into more detail, the local loads and stresses are identified more accurately, on another hand, based on the information of particular product physical structure, the methods of physics of failure can be applied to analyze and indentify failure mechanism.

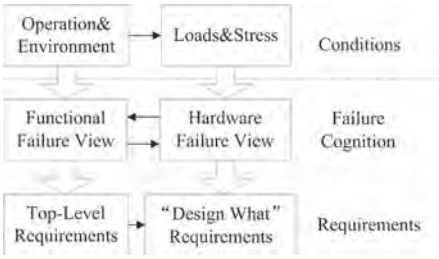


Fig.1. Failure cognitive process in development process

2.2. Global failure ontology model and local failure ontology model

As has mentioned, the cognition of failure in different design phase is distinct, it is no easy to express with the same failure ontology. In this paper, we divide the failure ontology into the global failure ontology and the local failure ontology, such ontology describe the common identities and the different design phase identities of failure. The relationship of failure concept in different design phase is fulfilled by the mapping between ontology.

2.2.1. The Global Failure Ontology

The global failure ontology is the general depiction about the failure and its related concepts; it is independent of the states and the perceived degree of the product. Here, we take the concept failure as one states of a abstract product, which is corresponding to the unexpected function of a product. The key concepts of global failure ontology is defined in formalization, the detail is as follows.

Definition 1: Product element. A physical component of product which is contained in the system without considering of their inside design in product design is called product element. The product is assembled with the set of product element:

$$\boldsymbol{C}=\{(\boldsymbol{c}_1,\boldsymbol{c}_2,\ldots\boldsymbol{c}_n)|\forall \boldsymbol{c}_i \nexists(\boldsymbol{c}_j \subset \boldsymbol{c}_i)\} \quad (1)$$

Definition 2: Product Structural body. ***C*** is a set of product elements, while:

$$\boldsymbol{BC}=\{(\boldsymbol{X},\boldsymbol{Y})|\boldsymbol{X},\boldsymbol{Y}\in\boldsymbol{C}\wedge\boldsymbol{B}(\boldsymbol{X},\boldsymbol{Y})\} \quad (2)$$

where ***B(X, Y)*** shows that product elements ***X*** and ***Y*** are coupled. ***σ(C, BC)*** is a graph, if and only if***σ*** is connected graph, ***σ*** is structural body. Namely, structural body is a set of product elements interrelated.

Product design is made up of several product items, which are design objects in current view. Product subject contains all functions that current design can reflect in the design field. Function F is universal set of exterior states of product elements, which covers not only required normal function states, but also the illegal function states not required.

Definition 3: Product function theme. Product function theme is expressed by external function view:

$$\boldsymbol{Z}_m=<T,\tilde{\boldsymbol{F}}> \quad (3)$$

Where $\tilde{\boldsymbol{F}}=<F_1,\cdots,F_n>:T\to V_1\otimes\cdots\otimes V_n$. F_i is called the function of the ith possible state of Z, while $\tilde{\boldsymbol{F}}$ is called functions of all states of ***Z***. ***T*** is a set of time, which contains Cartesian products of state variables:

$$\boldsymbol{S}(Z)=\{<z_1,\cdots,z_n>\in V_1\otimes\cdots V_n \mid z_i=\boldsymbol{F}_i(\boldsymbol{T})\} \quad (4)$$

is called possible state space of Z. For product design, only state variables and their combination relations that accord with physical order are considered, so:

$$\tilde{S}(Z)=\{S(Z)|<z_1,\cdots,z_n>\ according\ with\ physical\ order\} \quad (5)$$

is legal state space. Only legal state space is considered in this paper. ***S(Z)*** is used to represent legal state space for convenience.

Product design subject is implemented by design elements, structural bodies and other physical elements.

Definition 4: Failure. If function mode of design subject is $\boldsymbol{Z}_m =< \boldsymbol{D}, \tilde{\boldsymbol{F}} >$, and $fa(z) \in Fa(z)$ is the decision rule of fault, then fault space of product elements is:

$$S_{Fa}(\mathrm{Z}) = \{< z_1, \cdots, z_n > \in V_1 \otimes \cdots \otimes V_n \mid \underline{\tilde{F}}\} \quad (6)$$

where $\underline{F} = \{\tilde{F} \text{ meet each } l(Z) \in L(Z)\}$. $\boldsymbol{Z}_{fm} =< \boldsymbol{D}, \underline{\tilde{\boldsymbol{F}}} >$ is called fault function mode.

Definition 5: Fault event. A sequence pair is called a fault event,

$$\mathrm{Ft}=<\mathrm{s'},\mathrm{s}> \quad (7)$$

where $s \in S_{Fa}(Z)$, $s' \in \overline{S_{Fa}(Z)}$, that is transition from normal state to fault state. If product can transit from fault to normal when the condition triggering fault lost, the fault is called reversible fault event, contrarily irreversible.

There are 4 kinds of relations of ontology, [11] that is part-of, kind-of, instance-of and attribute-of, which are still applicable in depiction of failure ontology.

Part-of expresses relation between part and whole; kind-of expresses relation of inheriting between concepts; instance-of expresses relation between instance and concept; attribute-of expresses that a certain concept is an attribute of another concept. These four relations are still in existence in failure ontology.

The structure of global failure ontologies is shown in fig.2, the dashed line was used to denote the semantic relationship in ontologies.

2.2.2. The Local Failure Ontologies

The local failure ontology model is expressed with the cognition of failure problem, and the failure ontologies have their characteristics in different design phase.

(1) The Functional Failure ontology and the mappings are shown in fig.3. This ontology is for the conceptual and preliminary design phase, the cognition to failure is in the higher level of product, its functional description is also in the higher level, with the higher of product, its types of functions and state are also numerous, and it is more difficult to depict it clearly. The cognition to loads is also in macroscopical style. So in this phase, the multiple and fuzziness of failure is the outstanding point, expert experience and historic information should be used sufficiently to narrow the scope of analysis and to improve the degree of cognition to the failure, it is from the functional level to cognize the failure modes.

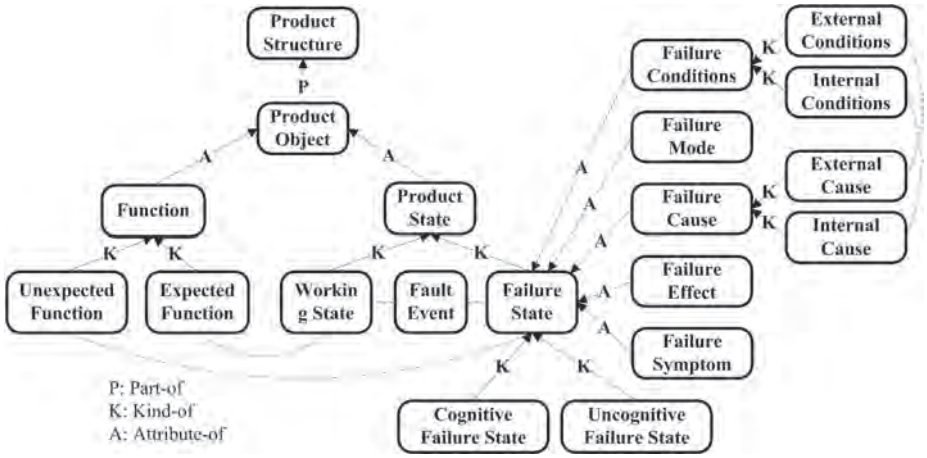


Fig.2. Global Failure Ontology

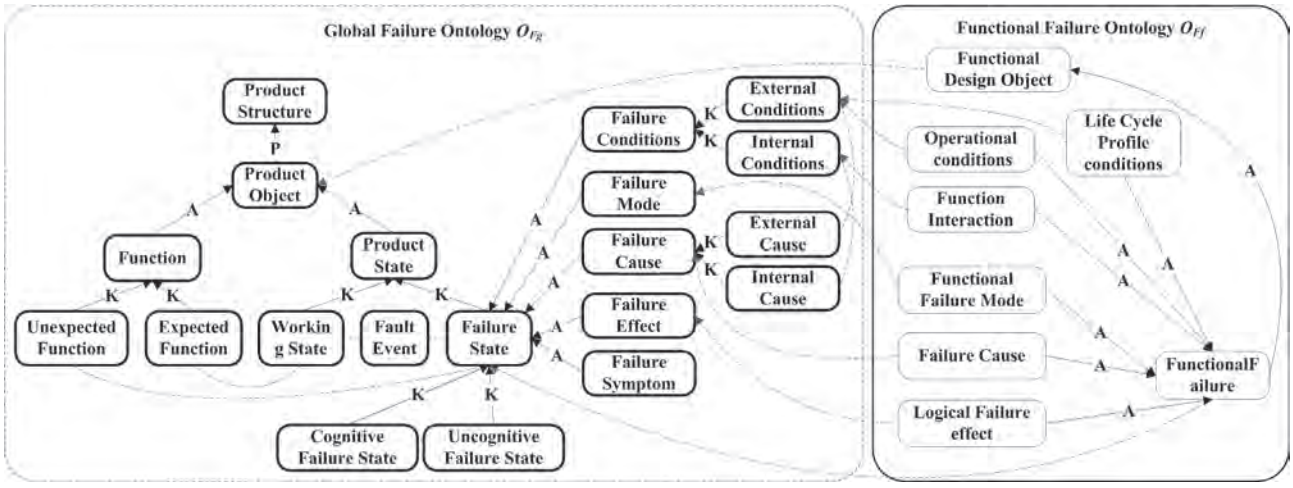


Fig.3. Functional failure ontology model and the mappings

（2）The Hardware failure ontology and the mappings are shown in fig.4. In the detail design and development phase, the functions of product should be fulfilled with hardware units, so the description of failure have been changed from immaterial function to material structure; The cognition of failure has been extended from logical relationship to hardware interaction; and the failure recognition changed from qualitative functional measure to quantitative parametric measure. With the in-depth realization for all system components, the detail parameters of products and applied loads are learned, a more accurate of the failure mechanism and the sites can be obtained.

3. Integrated Framework for reliability engineering based on failure ontology models

Failure ontology models achieves the data interoperability, for the realization of interoperability between reliability design process and the performance design process, The framework interoperability[20] is driven by the identification and mitigation of failure(as shown in fig.5), which focuses on failure ontology. It integrates key factors, such as “process”, “method”, and “tools” into a uniform environment. These factors are important elements of system engineering process and reliability engineering actives. “Process” is the core element of integrated framework because it defines how to realize the reliability engineering process by identifying and mitigating failure mode during product development process. In Process, the reliability design and re-design actives of all phases of product development are integrated with system engineering process through establishing failure and their mapping relationship. “Method” comprises all methods that support identification and analysis of failure mode, lifecycle load analysis and reliability design, such as FMEA, FTA, ETA, FEM, POF, RBMDO. The technique for implement process tasks are defined though “method”, and the interoperability among them can be ensured by strict definition of failure ontology. “Tools” are often software to assist “process” and “method”, such as CAE software for temperature analysis and shock/vibration analysis, system reliability design and analysis software, decision making software, multidisciplinary design optimization software, and etc. The integrated application of “process”, “method” and “tools” is need to realize reliability system engineering in a uniform environment. The best choice is PLM platform for its function about data integration and flow integration. Realization of “Process” depend the process planning based on PLM system, and failure ontology can be established by the object oriented customization work of PLM. Further the tools integrated into PDM can help implement of method.

A closed-loop process driven by identification and mitigation is shown in fig.6. According to “GEIA-STD-0009”[2], the core actives of these process are composed of identification and confirm of failure mode, analysis of relationship between failure and loads, elimination and mitigation of failure mode, sustained tracking of failure mode, design and re-design, progressive cognition of load, decision making, and etc.

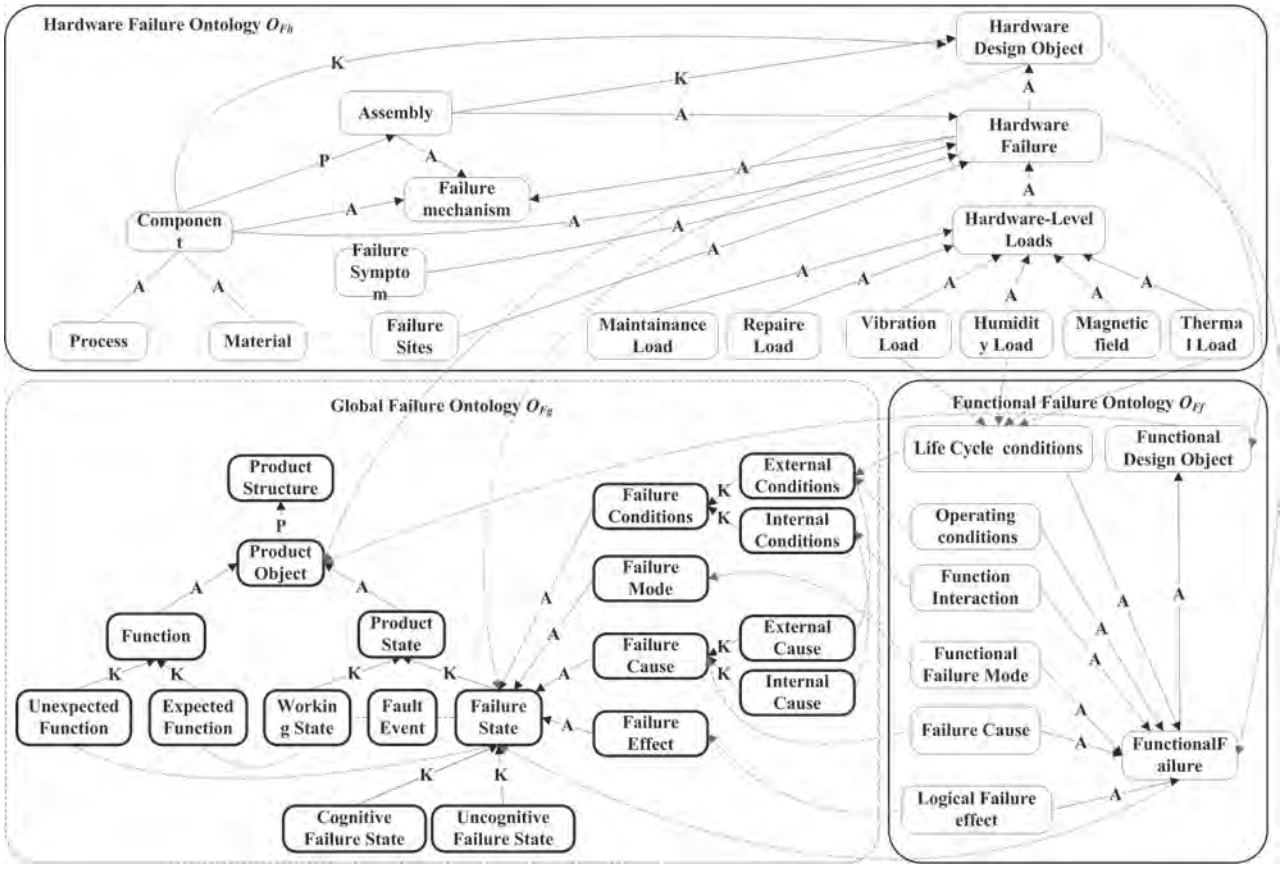


Fig.4. Hardware failure ontology model and the mappings

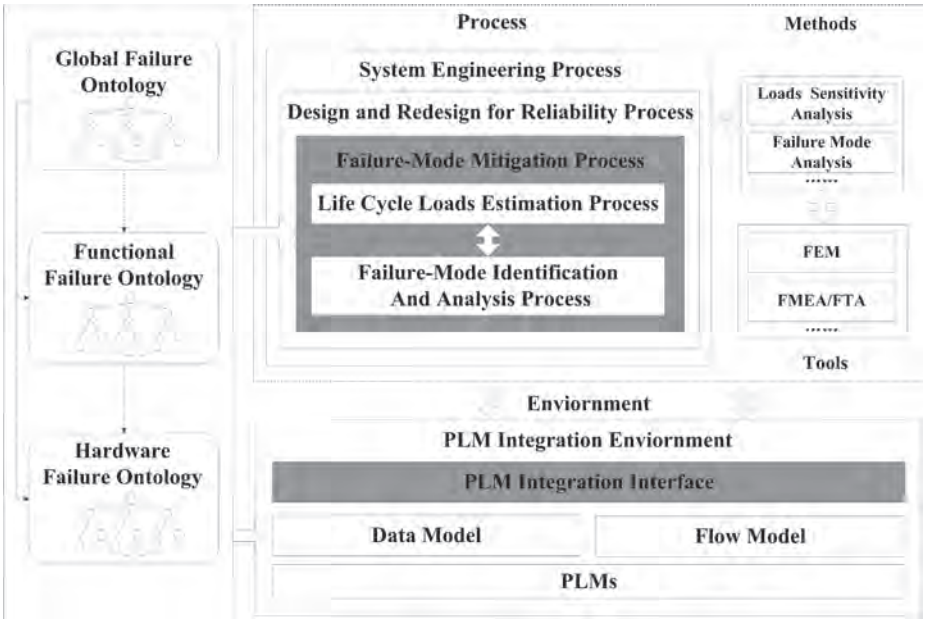


Fig.5. Reliability engineering integrated framework based-on failure ontology

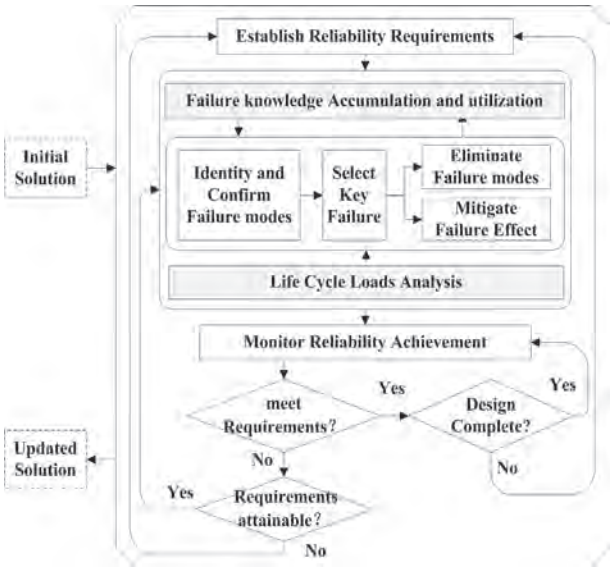


Fig.6. Closed-loop failure control process

4. Realization of reliability engineering process based on PLM platform

This paper discusses the realization of multi-view model of integrated design in PLM by taking Teamcenter PLM product as an example. According to the methodology of customization for Teamcenter，three parts of PLM should be extended which include data service, object management framework (object model and service) and interface. The key of customization is extension of class and relationship.

Step 1: Define class structure. According to the ontology framework, the class structure of concepts such as function or failure should be defined using MODel（Metaphase Object Definition Language）which is the customization of TeamCenter.

Step 2: Define interface. Based on defined class structure, such parts of interface should be defined through MODel, include menu, option, dialog frame, attributes list. Further, the defined interface can be edited by DWE (Dialog Window Editor).

Step 3: Compile Method. The method which is called "Message" in TeamCenter should be realized by calling API function through C language.

Step 4: Compile data dictionary. The object dictionary should be updated according to compiled class structure using MODel compiling order.

Step 5: Extend Database. Last, the Oracle Database should be updated by mapping order "Updatedb".

The object oriented multi-view data model can be found preliminarily when the ontology classes in multi-view model

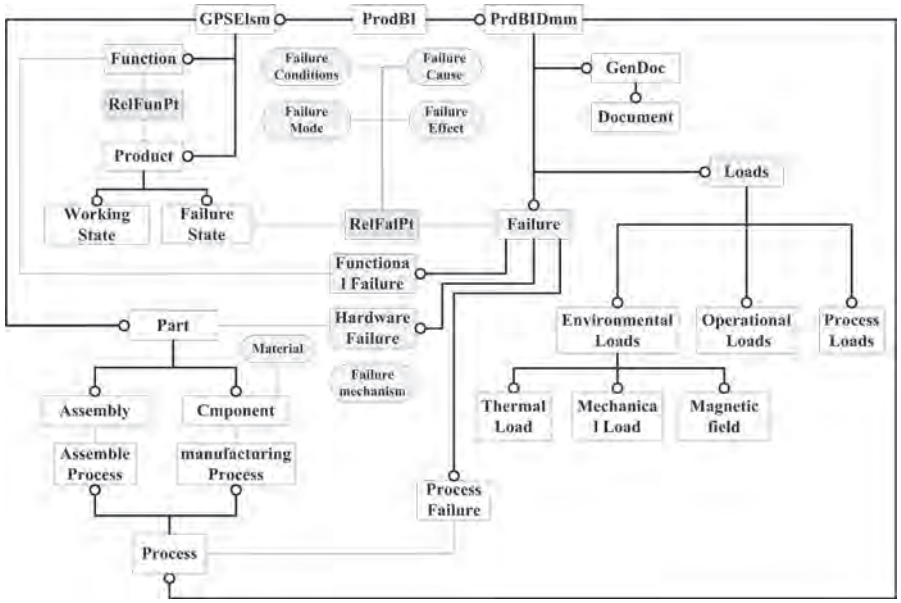


Fig. 7. Class structure of multi-view model ontology in teamcenter

framework were established (as shown in fig. 7) in term of above steps. The "Express-G" expression is adopted to describe the ontology class and relationship among them. Ontology as given here apply mainly to the meta model of field knowledge so that multi-filed tools could call or share knowledge. There are some classes in fig. 7 belonging to the basic class of TeamCener , such as "PSElsm", "ProdBI", "PrdBIDmm", "GenDoc" and "Document". Based on this, the failure ontology and related ontology could be built by class inheritance.

5. Conclusions

A lifecycle data and knowledge modeling methodology for reliability engineering was presented. Focus on the core problem of reliability engineering, 'fight against failure', the multi-view model was constructed with the global and local failure ontology, which can depict the common properties and the different lifecycle phase properties of failure, and handle the complex relationship among product, failure and deriving conditions. To implement this methodology in a real system, an integrated framework for reliability engineering was proposed, which treat the identification and mitigation of failure with failure ontology. This framework can integrate all kinds of reliability activities as an integral process and can share data and knowledge totally.

The concept of ontological multi-view failure model was illustrated for its successful realization on a typical PLM platform. This revealed that the semantic model is suitable for the complicated reliability engineering modeling. Further, this model can be expanded into maintainability engineering, supportability engineering, etc. It is envisaged that future IPPD system will seamlessly integrate with the reliability system engineering process.

****

This research was supported by National Basic Research Program of China under contract number 61382.

****

6. References

1. Ahmed S, Storga M. Engineering design ontologies–contrasting an empirical and a theoretical approach. ICED'07-489.
2. ANSI/GEIA-STD-0009-2008. Reliability program standard for systems design, development, and manufacturing. ITAA, 2008.
3. Borst Willem Nico. Construction of engineering ontologies for knowledge sharing and reuse. CTIT Ph.D thesis series No.97-14, University of Twente, Enschede, 1997.
4. DoD. Integrated Product and Process Development Handbook, 1998. Office of the under Secretary of Defense. Washington, DC, 20301-3000.
5. Ebrahimipour V, Rezaie K, Shokravi S. An ontology approach to support FMEA studies. Expert Systems with Applications 2010; 37: 671–677.
6. GEIA-STD-0007, Logistics Product Data, GEIA 2007.
7. Huang H Z, Li Y, Wang Z, Xue L H, Wang Y F. Modular design and its application to overhead traveling crane. Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering 2009; 55(11): 645-665.
8. Huang H Z, Gu Y K, Li Y H. Neural-network-driven fuzzy reasoning of dependency relationships among product development

processes. Concurrent Engineering: Research and Applications 2008; 16(3): 213-219.
9. Huang H Z, Zhou F, Zu X. Petri nets based coordination component for CSCW environments. Journal of Mechanical Science and Technology 2005, 19(5): 1123-1130.
10. Huang H Z, Gu Y K, Tian Z G. An integrated product and process development model supporting life cycle. International Journal of Industrial Engineering: Theory Applications and Practice 2006; 13(3): 270-279.
11. Huang H Z, Tian Z G, Zuo M J. Intelligent interactive multiobjective optimization method and its application to reliability optimization. IIE Transactions 2005; 37(11): 983-993.
12. Huang H Z, Liu Z J, Murthy D N P. Optimal reliability, warranty and price for new products. IIE Transactions 2007; 39(8): 819-827.
13. Huang H Z, An Z W. A discrete stress-strength interference model with stress dependent strength. IEEE Transactions on Reliability 2009; 58(1):118-122.
14. Kitamura Y, Mizoguchi R. Ontology-based functional-knowledge modeling methodology and its deployment. KAW 2004, 99-115.
15. Li Z J, Raskin V, Ramani K. Developing engineering ontology for information retrieval. Journal of Computing and Information Science in Engineering 2008; 8(1): 21-23.
16. Lin H K, Harding J A. A manufacturing system engineering ontology model on the semantic web for inter-enterprise collaboration. Computers in Industry 2007; 58: 428-437.
17. Liu Y, Huang H Z, Levitin G. Reliability and performance assessment for fuzzy multi-state elements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O: Journal of Risk and Reliability 2008; 222(4): 675-686.
18. Mil-STD-2155(AS), Failure Reporting, Analysis and Corrective Action System. DoD, 1985.
19. Monplaisir L. An integrated CSCW architecture for integrated product/process design and development. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing 1999; 15: 145-153.
20. Shen W, Hao Q, Mak H. Systems integration and collaboration in architecture, engineering, construction, and facilities management: A review. Advanced Engineering Informatics 2009; 24(2): 196-207.
21. Wand Y, Weber R. An ontological model of an information system. IEEE Transactions on Software Engineering, 1990; 16(11): 1282-1292.

Associate Prof. Yi REN
Bo SUN, Ph.D.
Qiang FENG, Ph.D.
Prof. Shengkui ZENG, Ph.D.
School of Reliability and Systems Engineering
Beihang University
Beijing, 100191, P.R. China
e-mail: zengshengkui@buaa.edu.cn

Andrzej WILK
Henryk MADEJ
Tomasz FIGLUS

ANALIZA MOŻLIWOŚCI OBNIŻENIA WIBROAKTYWNOŚCI KORPUSU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY TO REDUCE VIBROACTIVITY OF THE GEARBOX HOUSING

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, których celem jest obniżenie emisji hałasu przekładni zębatej podczas eksploatacji, poprzez odpowiedni dobór użebrowania jej korpusu. Analizowano wpływ położenia oraz kształtu dodatkowego użebrowania na zmiany postaci drgań górnej płyty korpusu oraz na jej wibroaktywność. Na podstawie prowadzonych symulacji z wykorzystaniem MES, wyznaczono taki kształt dodatkowego użebrowania, którego wymiary zapewniają obniżenie wibroaktywności korpusu, a tym samym uciążliwości dla środowiska, przy niewielkim wzroście masy przekładni.

***Słowa kluczowe**: przekładnia zębata, modelowanie, wibroaktywność.*

The article presents the results of simulation tests, the aim of which is to reduce the noise emission of the gearbox during operation by appropriate selection of the housing ribbing. The effect was analyzed of the position and shape of additional ribs on changes of the forms of vibration of the upper housing plate and on its vibroactivity. On the basis of the conducted simulations using FEM, such a shape of the additional ribbing has been determined whose dimensions ensure a reduction of the vibroactivity of the housing and, at the same time, a reduction of nuisance to the environment, with a minor increase in the gearbox weight.

***Keywords**: gearbox, vibroactivity, simulation.*

1. Wprowadzenie

Powszechne zastosowanie układów przeniesienia napędu powoduje, że stawiane im są podczas eksploatacji coraz wyższe wymagania w zakresie emisji drgań i hałasu. Uciążliwość dla człowieka układów napędowych, szczególnie w dużych zakładach, takich jak huty czy kopalnie, powoduje, że poszukuje się nowych lub alternatywnych rozwiązań konstrukcyjnych. Mogą one przedstawiać modyfikację dotychczas stosowanych rozwiązań, tak jak to prezentuje się np. w [4, 9, 14, 16, 17, 19], czy też stanowić bazę konstrukcji dla nowych, przyszłościowych układów napędowych, co zaprezentowano m. innymi w pracach [2, 3, 5-7, 10-12, 18, 20, 21, 23]. Istotnym jest tutaj fakt, że obniżenie hałasu w miejscu pracy już o kilka dB, powoduje znaczące podniesienie jakości klimatu akustycznego oraz zmniejszenie ewentualnego zagrożenia chorobami zawodowymi pracowników obsługi urządzeń.

Prowadzi się więc prace badawcze, które umożliwiają m. innymi obniżenie poziomu drgań i hałasu przekładni u źródła jego powstawania w strefie zazębienia (m.in. [14, 16, 17]), jak i ograniczenie hałasu emitowanego przez ich korpusy [2-7, 9-12, 14, 16-21, 23]. Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatych [4, 13, 14, 16, 17] wymaga przeprowadzania analizy mechanizmu powstawania sił dynamicznych w zazębieniu wywołujących drgania, transmisji tych drgań do miejsca wypromieniowania oraz zagadnień związanych z promieniowaniem dźwięku przez korpus. Wynika z tego, że istnieje kilka sposobów zmniejszania emisji hałasu przez przekładnię polegających na minimalizacji sił dynamicznych, drgań w strefie zazębienia, efektywności transmisji tych drgań oraz promieniowania korpusu.

1. Introduction

The common application of power transmission systems results in growing expectations regarding the emission of vibration and noise during operation. The nuisance to human beings caused by transmission systems, especially in big plants, such as steel plants or mines, results in a search for new or alternative design solutions. They can be modifications of the solutions applied so far, as presented in works [4, 9, 14, 16, 17, 19], or they can be a basis for the construction of new, prospective transmission systems, which has been presented, among others, in papers [2, 3, 5-7, 10-12, 18, 20, 21, 23]. It is worth pointing out here that the reduction of noise in a workplace by just a few dB results in a significant increase in the quality of the acoustic climate and a decrease of the possible exposure to occupational diseases of the operating staff.

Therefore, research is being conducted which allows, for example, to decrease the level of vibration and noise of the gearbox at its source in toothed wheels (among others [14, 16, 17]), as well as to reduce the noise emitted by their housings [2-7, 9-12, 14, 16-21, 23]. Minimizing the vibroacoustic activity of gearboxes [4, 13, 14, 16, 17] requires an analysis of the mechanism generating dynamic forces in the meshing, which forces cause vibration, as well as an analysis of the gearbox of the vibration to the place of emission and issues connected with noise emission through the housing. This means that there are a few methods to reduce the noise generated by the gearbox entailing the minimization of dynamic forces and the vibration in the meshing area, effectiveness of vibration transmission and housing emission.

Jak wynika z przykładów prezentowanych w literaturze [4, 5, 7, 14, 17, 19, 20], jednym z czynników wpływających na emisję drgań podczas eksploatacji przekładni zębatych jest konstrukcja korpusów. Prowadzone dotychczas badania na prostych modelach (m.in. [4, 11, 12, 19]) wskazują, że wraz ze wzrostem grubości ścianek korpusu przekładni zmniejsza się poziom energii wypromieniowania, nawet o kilkanaście dB. Jednocześnie następuje przesunięcie maksymalnej energii wypromieniowania w wyższe zakresy częstotliwości. Towarzyszy temu jednak znaczny przyrost masy przekładni.

Dobierając cechy konstrukcyjne korpusu uwzględnić należy także użyteczny zakres prędkości obrotowej pracy przekładni zębatej podczas eksploatacji. Z dotychczasowych badań wynika, że pierwsze 3 harmoniczne częstotliwości zazębienia przenoszą główną energię drgań wywołanych współpracą kół zębatych (m.in. [1, 17]). Powoduje to dodatkowe utrudnienie w wyborze cech konstrukcyjnych kadłuba przekładni mających wpływ na wartości charakterystyczne częstotliwości modalnych korpusu, jak i wyborze cech kół zębatych, wpływających na wartości częstości wymuszeń tj. częstotliwości zazębienia i ich harmonicznych. Badaniami tego zagadnienia zajmowano się m.in. w pracach [13, 14], w których analizowano zjawisko transmisji drgań z kół zębatych poprzez łożyska na korpus przekładni oraz w pracach [5-7, 9, 10, 16, 18, 20], w których podjęto badania nad prognozowaniem drgań strukturalnych kadłuba na przykładach m.in. prostych płyt.

Problemem, które dotychczas nie został rozwiązany jest dobór położenia i wymiarów dodatkowego użebrowania korpusu przekładni - w szczególności jego górnej płyty - która podczas eksploatacji jest głównym emiterem drgań, co wynika z opracowań [4, 5, 9, 10, 13, 14, 16, 17].

W publikacji zamieszczono wyniki badań korpusu przekładni, których celem było określenie wpływu kształtu dodatkowego użebrowania na zmiany częstotliwości rezonansowych drgań górnej płyty korpusu oraz na jego wibroaktywność.

2. Obiekt badań i badania wstępne

Głównym źródłem hałasu wytwarzanego podczas eksploatacji przez przekładnię zębatą jest jej korpus. Od jego kształtu oraz cech konstrukcyjnych zależy w dużym stopniu wibroaktywność przekładni i uciążliwość dla człowieka.

Przedmiotem rozważań była jednostopniowa przekładnia zębata walcowa o następujących parametrach kół: z_1= 19, z_2= 30, m= 3,5 mm, przewidziana do pracy ciągłej w zakresie prędkości obrotowej do n_2=3000 obr./min., której odpowiadała częstotliwość zazębienia f_z= 1500 Hz. Do obliczeń przyjęto model korpusu przekładni bez użebrowania, o grubości górnej pokrywy korpusu wynoszącą 6 mm (gr = 6 mm).

W procesie identyfikacji modeli MES przeprowadzono pomiary częstotliwości drgań własnych górnego korpusu przekładni zębatej wykorzystując eksperymentalną analizę modalną [16, 22]. Badania korpusu podwieszonego elastycznie prowadzono stosując wymuszenie impulsowe młotkiem modalnym. W układzie pomiarowym wykorzystywano także: przetwornik piezoelektryczny, analizator sygnałów SigLab oraz komputer PC. Przetwarzanie sygnałów prowadzono wykorzystując oprogramowanie: Matlab, Vioma i LMS CADA-X. Zastosowanie takiego pakietu umożliwiło wyznaczenie częstości drgań własnych i ich postaci oraz współczynnika tłumienia drgań.

As results from the examples presented in the literature [4, 5, 7, 14, 17, 19, 20], one of the factors that influence the vibration emission during gearboxes operation is the design of the housings. The tests conducted so far on simple models (inter alia [4, 11, 12, 19]) indicate that the level of emission energy falls by as much as a dozen or so dB as the thickness of the gear housing walls increases. At the same time, the maximum emission energy shifts to higher ranges of frequency. This however, is accompanied by a significant increase of the gearbox weight.

When selecting the design features of the housing, the useful range of rotational speed of the gearbox during operation should be also taken into account. It appears from former research that the first 3 harmonic meshing frequencies transmit the main energy of vibration induced by the cooperation of toothed wheels (inter alia [1, 17]). This causes additional difficulties selecting those design features of the gearbox housing which have an effect on the values of characteristic modal frequencies of the housing, and selecting properties of toothed wheels which influence the values of excitation frequency, i.e. the meshing frequencies and their harmonics. This problem was investigated, inter alia, in papers [13, 14] which analyzed the phenomenon of transmission of the toothed wheel vibration through bearings onto the gearbox housing and in papers [5-7, 9, 10, 16, 18, 20], where research was undertaken on forecasting structural vibration of the housing, based on examples of simple plates.

An issue unresolved so far is the selection of the position and dimensions of additional ribbing of the gearbox housing and, in particular, its upper plate, the latter being the main emitter of vibration during operation, as results from the studies [4, 5, 9, 10, 13, 14, 16, 17].

The paper presents the results of research on the gearbox housing aimed at determining the effect of the shape of additional ribs on changes of the frequencies of resonance vibration of the housing upper plate and on vibroactivity of the housing.

2. Object of the research and preliminary studies

The main source of noise generated by the gearbox during operation is its housing. The vibroactivity of the gearbox and the nuisance to human beings depend to a great extent on the shape and design features of the housing.

The object of the research was a single-stage cylindrical gearbox with the following wheel parameters: z_1= 19, z_2= 30, m= 3.5 mm, designed for continuous work within the rotational speed of up to n_2=3000 rpm, which corresponded to the meshing frequency of f_z= 1500 Hz. A model of the gearbox housing without ribs was adopted for the calculations. The upper cover sheet of the housing model was 6 mm thick (thickness = 6 mm).

In the process of FEM models identification, the eigenfrequency of the gearbox upper housing was measured with the application of an experimental modal analysis [16, 22]. The research on the flexibly suspended housing was conducted with the application of impulse induction by means of a modal hammer. The measuring unit also involved: a piezoelectric transducer, a SigLab signal analyzer and a PC. The signals were processed with the use of the following software applications: Matlab, Vioma and LMS CADA-X. The application of the above package made it possible to determine the eigenfrequency and its form, as well as the damping coefficient of vibration.

Sprawdzono zgodność opracowanego modelu MES korpusu przekładni z obiektem rzeczywistym. W badaniach zastosowano współczynnik MAC (Modal Assurance Criterion) wyznaczony z zależności (1), który przyjmuje wartości z zakresu 0 – 1 (gdzie wartość 1 oznacza pełną zgodność modelu z obiektem) [16, 22].

$$MAC^{e-a}(i,j) = \frac{(\psi_i^{aT}\psi_j^{e})^2}{(\psi_i^{aT}\psi_i^{a})(\psi_j^{eT}\psi_j^{e})} \qquad (1)$$

gdzie: i=1,..., N_m^a - postacie modalne modelu analitycznego, j=1,..., N_m^e - postacie modalne korpusu przekładni.

Obliczenia przeprowadzone dla pierwszych 4 częstotliwości modalnych korpusu zamieszczono na rysunku 1. Uzyskane wartości współczynnika MAC - powyżej 0,9 - świadczą o dużej zgodności opracowanego modelu MES z obiektem rzeczywistym.

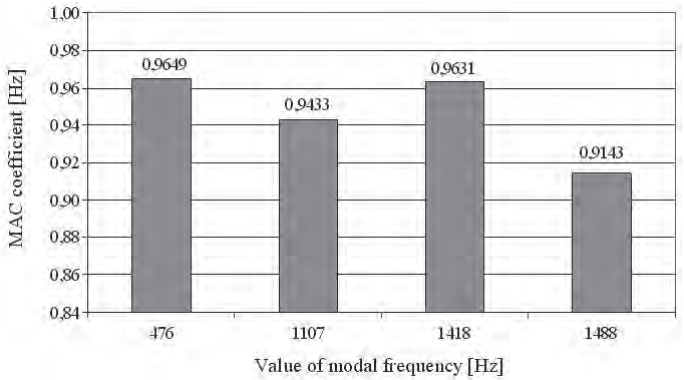
W badaniach wstępnych analizowano wpływ doboru miejsca położenia dodatkowego użebrowania na jego wibroaktywność.

Na podstawie wyników obliczeń wykonywanych w programach MSC przeprowadzono analizę postaci drgań korpusu przekładni w przypadku różnych sposobów użebrowania górnej pokrywy, poszukując rozwiązania o obniżonej wibroaktywności, przy możliwie nieznacznym powiększeniu masy obudowy. W obliczeniach stosowano wymuszenie jednostkowe w węzłach łożyskowych i wyznaczono normalne prędkości drgań wszystkich węzłów modelu MES górnej płyty korpusu.

Wybrane, charakterystyczne, postacie tych drgań dla korpusu nieużebrowanego zamieszczono na rysunku 2 b-c. Kolorem czerwonym na rysunkach oznaczono wartości maksymalne prędkości drgań, natomiast kolorem niebieskim wartości minimalne.

Analizując rozkłady prędkości drgań poszczególnych punktów korpusu nieużebrowanego zaproponowano, w celu obniżenia jego wibroaktywności, zastosowanie dodatkowego użebrowania, które jest usytuowane w miejscach występowania maksymalnych prędkości drgań. Model w ten sposób użebrowanego korpusu przedstawiono na rysunku 3. W badaniach tych zastosowano żebra o szerokości 10 mm i wysokości 30 mm.

Wskutek dodatkowego użebrowania znacznie zmniejszyły się wartości prędkości drgań płyty górnej, a tym samym wibroaktywność korpusu.



Rys. 1. Wartości współczynnika MAC dla pierwszych 4 częstotliwości modalnych korpusu przekładni i jego modelu MES

Fig. 1. The value of the MAC factor for the first 4 modal frequencies of the gearbox housing and its FEM model

3. Analiza wyników badań symulacyjnych wibroaktywności użebrowanego korpusu

Głównym emiterem hałasu przekładni jest jej korpus, pobudzany do drgań w węzłach łożyskowych przez wymuszenia spowodowane współpracą zębów kół, które przez wały przenoszone są na łożyska. Jak wynika z przeprowadzonych badań wstępnych, szczególnie duży udział w emisji drgań i hałasu ma górna płyta korpusu. Moc akustyczna emitowana przez drgają-

Compliance of the developed FEM model of the gearbox housing with the real object was checked. The MAC factor (Modal Assurance Criterion), determined in accordance with dependence (1), was applied in the tests. It assumes values from 0 to 1 (where 1 stands for full compliance of the model with the object) [16, 22].

$$MAC^{e-a}(i,j) = \frac{(\psi_i^{aT}\psi_j^{e})^2}{(\psi_i^{aT}\psi_i^{a})(\psi_j^{eT}\psi_j^{e})} \qquad (1)$$

where: i=1,..., N_m^a - modal forms of the analytical model, j=1,..., N_m^e - modal forms of the gearbox housing.

The calculations made for the first 4 modal frequencies of the housing are shown in fig. 1. The obtained MAC factor values – over 0.9 – prove high compliance of the developed FEM model with the real object.

The preliminary studies involved an analysis of the influence of the position of additional ribbing on its vibroactivity.

On the basis of the calculations conducted using the MSC software, an analysis was performed regarding the forms of the gearbox housing vibration in the case of different types of ribbing of the upper cover, the aim of which was to search for a solution offering reduced vibroactivity at a possibly insignificant increase in the housing weight. Single induction in bearing assemblies was adopted in the calculations and normal vibration velocity of all assemblies of the FEM model of the upper housing plate were determined.

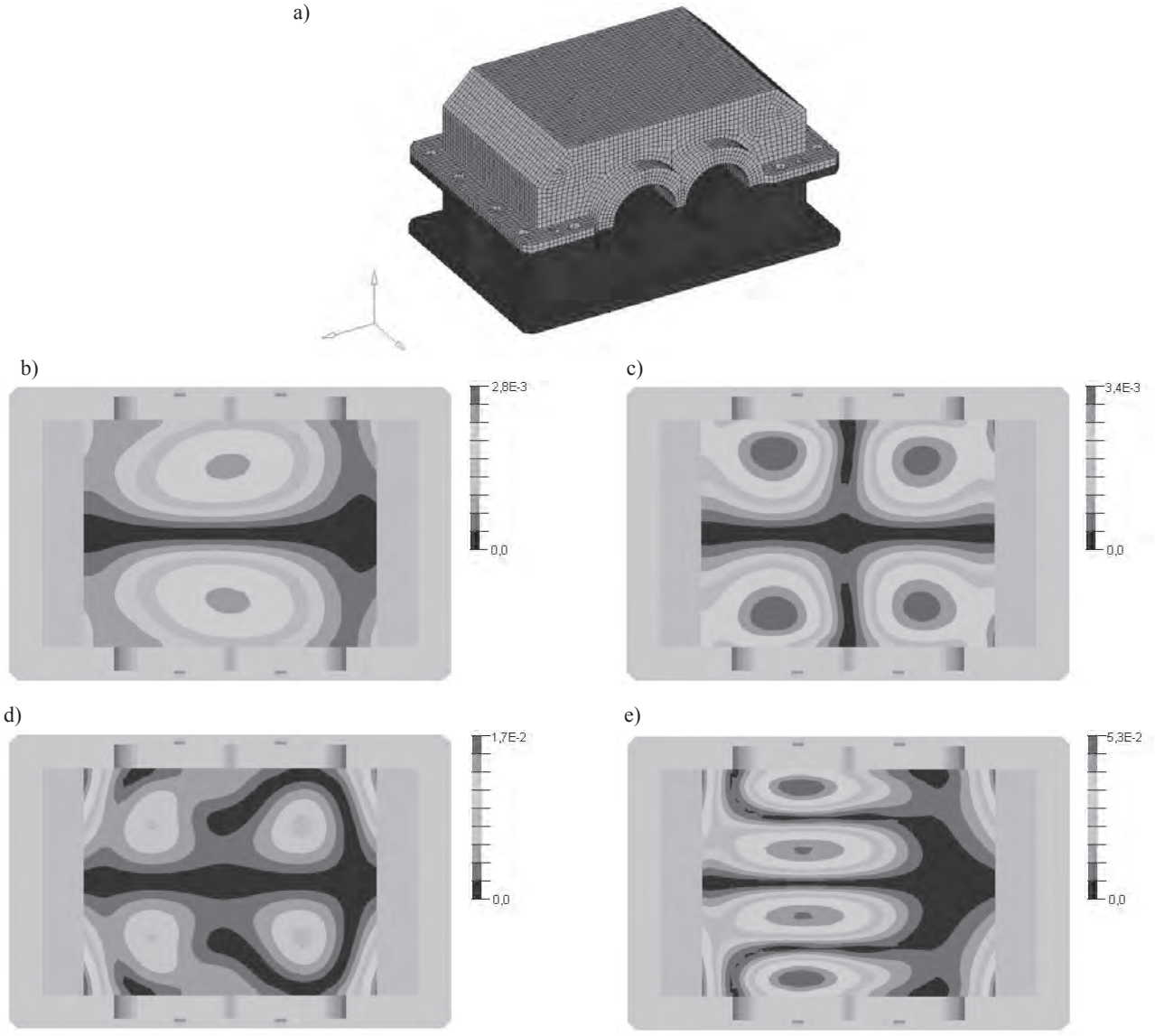
Some chosen, characteristic forms of that vibration for an unribbed housing are shown in fig. 2 b-c. The maximum values of vibration velocity are marked in red in the figures, whereas the minimum values, in blue.

After an analysis of the distribution of vibration velocity of specific points of the unribbed housing, it was suggested – for the purpose of reducing its vibroactivity – to apply additional ribbing which is situated in the places where maximum vibration velocity occur. A model of a housing ribbed in this manner is shown in fig. 3. Ribs with a width of 10 mm and a height of 30 mm were applied in the tests.

As a result of introducing additional ribs, the values of upper plate vibration speeds have decreased, thereby reducing the vibroactivity of the housing.

3. Analysis of the simulation tests results regarding the vibroactivity of a ribbed housing

The main source of noise in the gearbox is its housing, stimulated to vibrate in the bearing nodes by forces caused by the interaction of the wheel teeth, which forces are transmitted to the bearings through the shafts. Preliminary studies show that the upper plate of the housing plays a very significant role in the emission of vibration and noise. The acoustic power emitted by



Rys. 2. Korpus przekładni bez użebrowania (a) oraz rozkłady prędkości drgań górnej płyty korpusu w pasmach częstotliwości ok.: 850 Hz (b), 1450 Hz (c), 2900 Hz (d) i 4200 Hz (e)

Fig. 2. Gearbox housing without ribs (a) and distributions of the upper housing plate vibration velocity in the frequency bands of approximately: 850 Hz (b), 1450 Hz (c), 2900 Hz (d) i 4200 Hz (e)

cą powierzchnię korpusu przekładni można wyznaczyć zgodnie z [17, 22] na podstawie wzoru:

$$N_a = \rho_o \cdot c \cdot v_{sr}^2 \cdot S \cdot \eta_r \qquad (2)$$

gdzie: ρ_o - gęstości otaczającego ośrodka, c - prędkość dźwięku w otaczającym ośrodku, $v^2_{śr}$ – wartość średnia kwadratu prędkości drgań, S - powierzchnia promieniowania, η_r - współczynnika promieniowania akustycznego.

Jak wynika z wzoru, moc ta jest proporcjonalna do kwadratu wartości średniej prędkości drgań punktów pomiarowych $v^2_{śr.}$ Przyjmując założenie, że pozostałe wielkości występujące we wzorze (2) są stałe, wartość ta została przyjęta jako miara wibroaktywności drgającej powierzchni korpusu.

Uwzględniając powyższe, w badaniach modeli MES korpusów przekładni oceniano ich wibroaktywność, obliczając na

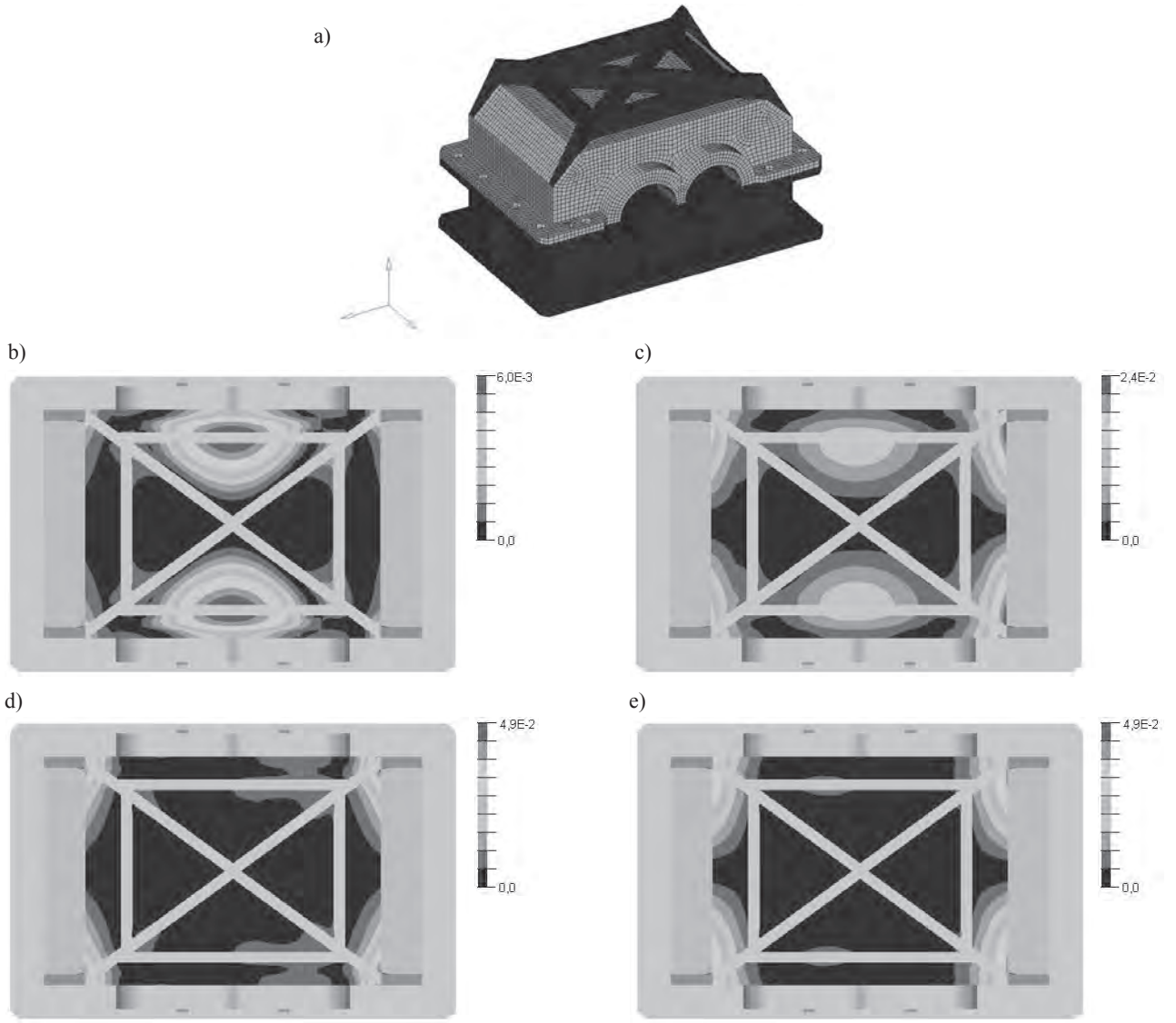
a vibrating surface of the gearbox housing can be determined according to [17, 22] on the basis of the following formula:

$$N_a = \rho_o \cdot c \cdot v_{sr}^2 \cdot S \cdot \eta_r \qquad (2)$$

when: ρ_o - the density of the surrounding medium, c - the speed of sound in air, v^2_{avg} – average value of square vibration velocity, S - the radiation surface, η_r - the coefficient of sound radiation.

As results from the formula, the acoustic power is proportional to the average value of square vibration velocity of measuring points $v^2_{avg.}$ Assuming that the remaining values in formula (2) are constant, this value has been adopted as the measure of vibroactivity of the vibrating surface of the housing.

Taking into consideration the foregoing, the tests of FEM models of gearbox housings included an assessment of their vibroactivity, which was calculated on the basis of the values of



Rys. 3. Korpus z dodatkowym użebrowaniem (a) oraz rozkłady prędkości drgań górnej płyty korpusu w pasmach częstotliwości ok.: 1800 Hz (b), 2900 Hz (c), 4250 Hz (d) 4800 Hz (e)

Fig. 3. Gearbox housing with additional ribs (a) and distributions of the upper housing plate vibration velocity in the frequency bands of approximately: 1800 Hz (b), 2900 Hz (c), 4250 Hz (d) 4800 Hz (e)

podstawie wartości prędkości drgań normalnych v_i punktów węzłowych zgodnie z zależnością [17, 22]:

$$v_{śr}^2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=k}^{l}(v_i(f_j))^2 \qquad (3)$$

gdzie: n – liczba punktów pomiarowych, k – dolny zakres analizowanej częstotliwości, l – górny zakres analizowanej częstotliwości, f – częstotliwość drgań.

Zakładając usytuowanie użebrowania korpusu zgodnie z badaniami wstępnymi (rys.3), przeprowadzono w pracy analizę wpływu kształtu użebrowania na jego wibroaktywność.

W obliczeniach przyjęto następujące założenia:
- względna wysokość użebrowania wys/gr=1÷5,
- względna szerokość użebrowania szer/gr=1÷5/3.

Wyznaczano drgania kadłuba w zakresie częstotliwości 20-5000 Hz, w którym to paśmie najczęściej występują harmo-

normal vibration velocity v_i of the assembly points in accordance with the following dependence [17, 22]:

$$v_{śr}^2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=k}^{l}(v_i(f_j))^2 \qquad (3)$$

when: n – number of measurment points, k – lower range of analysis frequency, l – upper range of analysis frequency, v_i – velocity of normal vibration, f_i – frequency of vibration.

Assuming the position of the ribs to be compliant with the preliminary studies (fig. 3), the effect of the shape of the ribs on the vibroactivity of the housing was analyzed during the study.

In the calculations, the following assumptions were made:
- relative height of the ribbing height/thickness =1÷5,
- relative width of the ribbing width/thickness =1÷5/3.

The housing vibration was determined in the range of frequencies of 20-5000 Hz, which is a band where harmonic

niczne częstotliwości wymuszeń spowodowanych współpracą zębów kół w przekładniach przemysłowych. Wymuszenie drgań w modelu MES korpusu przyjmowano tak jak poprzednio w węzłach łożyskowych.

Na rysunku 4 zamieszczono przykładowe wyniki obliczeń widma uśrednionej energii drgań przy założeniu wskaźników przekroju poprzecznego użebrowania wys/gr=1÷5 oraz szer/gr=4/3. Dodatkowo na rys. 5 przedstawiono wartości tego widma wyznaczone przy założeniu zmiennej szerokości żeber w zakresie 1÷5/3 przy dwóch wybranych ich wysokościach wys/gr=1 lub 5. Dla porównania na rysunkach przedstawiono także charakterystyki korpusu nieużebrowanego.

Zmiany charakterystyk przedstawionych na rysunkach 4 i 5 świadczą o znaczącym wpływie wskaźników przekroju poprzecznego użebrowania na strukturę rezonansową górnej płyty korpusu przekładni. Wraz ze wzrostem wysokości użebrowania obserwuje się przesunięcie wybranych częstotliwości rezonansowych w wyższe zakresy częstotliwości o 400 do 600 Hz. Natomiast zmiana jego szerokości (rys.5) nie powoduje znaczących zmian charakterystyk częstotliwościowych korpusu.

Analiza przedstawionych na rysunku charakterystyk pozwala na odpowiedni dobór wysokości użebrowania, przy którym wartości częstotliwości rezonansowych korpusu nie będą zbliżone do wartości częstotliwości wymuszeń i ich harmonicznych, spowodowanych zazębianiem się kół. Przyjęcie tak dobranych wymiarów użebrowania umożliwia obniżenie wibroaktywności przekładni.

Wyznaczono także średnią wartość miary $v^2_{śr}$ w rozpatrywanym zakresie częstotliwości. Na rys. 6 zamieszczono wyniki tych obliczeń oraz przedstawio-

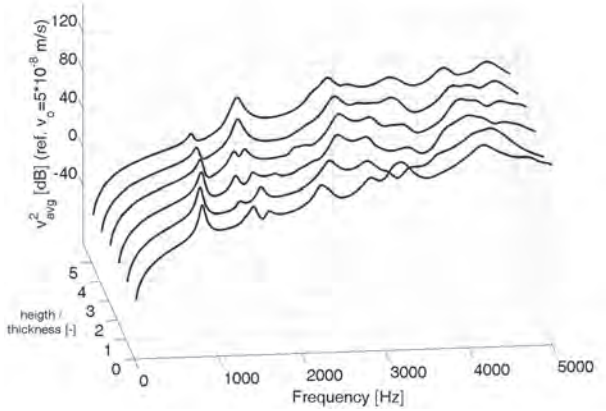
induction frequencies caused by the interaction of the wheel teeth in industrial gearboxes occur most often. The induction of vibration in the FEM model of the housing was adopted, like before, in the bearing nodes.

Fig. 4 presents some examples of the calculation results of the averaged vibration energy spectrum obtained for the assumed ratios of the cross-section of the ribbing: height/thickness = 1÷5 and width/thickness = 4/3. Additionally, fig. 5 shows the values of this spectrum determined with the assumption of a changing width of the ribs within the range of 1÷5/3 for their two chosen heights: height/thickness = 1 or 5. For comparison, the figures also show the characteristics of an unribbed housing.

The changes of the characteristics presented in fig. 4 and 5 prove a significant influence of the ratios of the ribbing cross-section on the resonance structure of the upper plate of the gearbox housing. As the height of the ribbing grows, a shift of selected resonance frequencies is observed towards higher ranges of frequency by 400 to 600 Hz. On the other hand, a change in the width of the ribbing (fig. 5) does not cause any significant changes in the frequency characteristics of the housing.

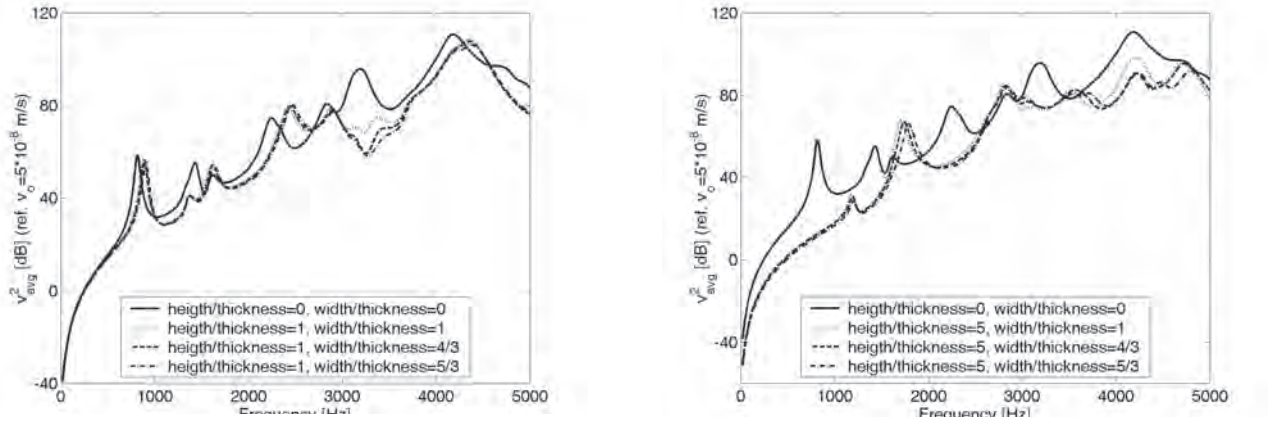
An analysis of the characteristics presented in the figure allows for a correct selection of the ribbing height, at which the values of resonance frequencies of the housing are not similar to the values of induction frequencies and their harmonics caused by the meshing of wheels. The adoption of the ribbing dimensions selected in this manner allows reducing the vibroactivity of the gearbox.

The average value of the v^2_{avg} measure within the discussed range of frequencies was determined as well. The results of the calculations are



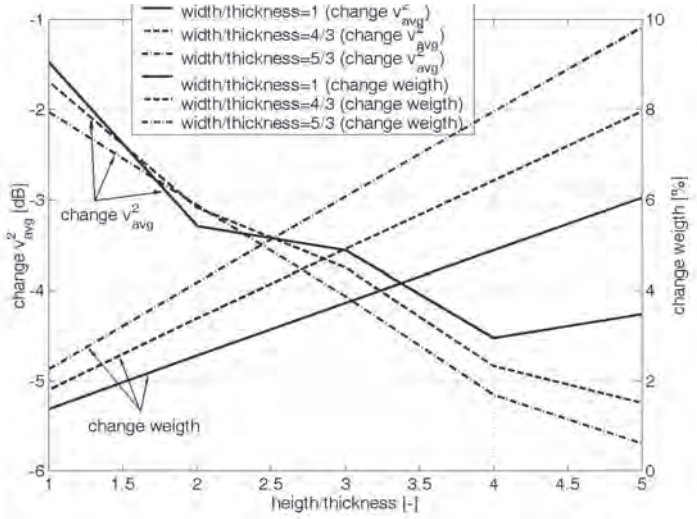
Rys. 4. Widmo uśrednionej energii drgań w zależności od wartości wskaźników kształtu użebrowania korpusu, przy założeniu wys/gr=1÷5 oraz szer/gr=4/3

Fig. 4. Spectrum of the averaged vibration energy, depending on the shape factor of the housing ribs, assuming that: height/thickness = 1÷5 and width/thickness = 4/3



Rys. 5. Widmo uśrednionej energii drgań w zależności od wartości wskaźników kształtu użebrowania, przy założeniu wys/gr=1 i 5 oraz szer/gr=0÷5/3

Fig. 5. Spectrum of the averaged vibration energy, depending on the shape factor of the housing ribs, assuming that: height/thickness = 1 and 5; and width/thickness = 0÷5/3



Rys. 6. Wpływ kształtu użebrowania korpus na zmianę wartości miary wibroaktywności $v^2_{śr}$, oraz masę korpusu

Fig. 6. The effect of the shape of ribs on changes in the value of the vibroactivity measure, v^2_{avg}, and on the weight of the housing

no wpływ wskaźników kształtu żeber na zmianę masy korpusu przekładni.

Analizując wyniki obliczeń przyjętej miary wibroaktywności korpusu w zależności od wskaźników przekroju poprzecznego użebrowania można zauważyć, że np. korzystnym rozwiązaniem jest przyjęcie proporcji przekroju użebrowania wys/gr=4 oraz szer/gr=1. W tym przypadku zmniejszenie przyjętej miary wibroaktywności wynosiło ok. 4,5 dB, przy zwiększeniu masy korpusu o mniej niż 5%.

4. Podsumowanie

Badania nad obniżeniem wibroaktywności układów przeniesienia napędu można obecnie prowadzić z zastosowaniem modeli numerycznych MES korpusów. Celem tych badań może być adaptacja przekładni już pracujących w przemyśle, jak i opracowywanie nowych, przyszłościowych rozwiązań.

Wyniki badań zamieszczone w pracy wskazują, że położenie i kształt dodatkowego użebrowania ma istotny wpływ na wibroaktywność korpusu przekładni zębatej, a tym samym na poziom hałasu przez nią emitowanego. Jak wynika z obliczeń, celowe jest usytuowanie dodatkowych żeber o zwiększonej wysokości w miejscach maksymalnej amplitudy prędkości drgań normalnych górnej płyty korpusu nieużebrowanego. W tym przypadku uzyskuje się istotne obniżenie wibroaktywności przekładni, przy nieznacznym przyroście masy.

Zwiększając wysokość użebrowania uzyskuje się także przesunięcie częstotliwości rezonansowych korpusu w górne zakresy, natomiast szerokość żeber ma w tym przypadku mniejsze znaczenie.

Prezentowane zalecenia zastosowane przy konstruowaniu korpusów, umożliwiają obniżenie drgań i hałasu przekładni, a tym samym przyczyniają się do zmniejszenia uciążliwości ich eksploatacji dla środowiska.

Ponieważ przedstawione wyniki zostały uzyskane za pomocą symulacji powyższe wnioski powinny być jeszcze potwierdzone doświadczalnie. Należy też podkreślić, że przedstawiona metoda nie odnosi się do dynamiki i przyczyn powstawania drgań w przekładni zębatej [8, 15], a jedynie do skutków ich występowania.

presented in fig. 6 and also presented the influence of the shape factors of ribs on the change of the gearbox housing weight.

By analyzing the results of calculations of the adopted measure of vibroactivity of the housing, depending on the ratios of cross-section of the ribbing, it can be observed that an advantageous solution is, e.g., to adopt a cross-section of the ribbing in the following proportions: height/thickness = 4 and width/thickness = 1. In this particular case, the reduction of the adopted measure of vibroactivity amounted to ca. 4.5 dB, with an increase of the weight of the housing by less than 5%.

4. Conclusion

The research on reducing the vibroactivity of gearboxes may be nowadays conducted using numerical FEM models of housings. The aim of such research can be the adaptation of gearboxes already used in industry, as well as the development of new, future-oriented solutions.

The research results included in the paper show that the position and shape of additional ribs have a significant influence on the vibroactivity of the gearbox housing and, at the same time, on the level of noise emitted by the gearbox. As results from the calculations, it is a justified solution to place additional ribs of an increased height in places with the maximum amplitude of the velocity of normal vibration of the upper plate of an unribbed housing. In such a case, a considerable decrease of the vibroactivity of the gearbox is obtained, with a minor increase of the weight.

Also, by increasing the height of the ribbing, a shift of resonance frequencies of the housing to upper ranges is obtained, the width of the ribs being of minor importance.

The presented suggestions, when applied in the designing of housings, allow for a reduction of the gearbox vibration and noise, thereby contributing to a reduction of nuisance to the environment caused by their operation.

Due to the fact that the presented results have been obtained by means of simulations, the above conclusions should be confirmed in experiments in the future. It should be emphasized that the presented method does not refer to the dynamics and causes of vibration in a gearbox [8, 15], but only to the results of the vibration.

1. Figlus T. Metoda drganiowa diagnozowania stanu kół zębatych w przypadkach zużycia i uszkodzeń łożysk tocznych przekładni. Praca Doktorska. Katowice: Politechnika Śląska, Wydział Transportu, 2005.
2. Figlus T, Wilk A. Badania wpływu dodatkowego użebrowania na wibroaktywność górnego korpusu przekładni. 7th International Seminar of Technical Systems Degradation. ISTSD'08, Lipovsky Mikulas, 26-29 March 2008. Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering. Warsaw University of Technology [et al.]. Warszawa: Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, 2008, 1-2.
3. Figlus T, Wilk A, Madej H. Propozycja numerycznej metody obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni. MAINTENANCE PROBLEMS 2009; 2(73): 29-38.
4. Hebenstreit H. Verbesserung der Gerauschemission von Zahnradgetrieben. Control Revue 1987; 2: 11-18.
5. Inoue K. Shape Optimization of Gearbox Housing for Low Vibration. Proceedings of the International Conference on Power Transmission, Paris 1999: 2053-2064.
6. Inoue K, Townsend D P, Coy J J. Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration. Sixth International Power Transmission and Gearing Conference, Scottsdale, Arizona, 13-16 September 1992.
7. Jacobson M F, Singh R, Oswald F B. Acoustic radiation efficiency models of a simple gearbox. NASA Technical Memorandum 107226, Technical Report ARL–TR–1111 1996.
8. Kahraman A. Blankenship G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of on oscillator with clearance and periodically time-varying parameters. ASME Journal of Applied Mechanics 1997; 64: 217-226.
9. Kato M, Inoue K, Shibata K. Evaluation of Sound Power Radiated by a Gearbox. International Gearing Conference, Newcastle Upon Tyne, 1994.
10. Kostnic S C, Ognjanovic M. Excitation of the Model Vibration in Gear Housing Walls. FME Transactions 2006; 34: 21-28.
11. Le Moyne S, Tebec J L. Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox – their modelling in a boundary element method. Applied Acoustics 2002; 63.
12. Le Moyne S, Tebec J L, Tawfiq I. Acoustical influence of stiffeners on acoustic radiation of plates. Mechanical Systems and Signal Processing 2005; 19.
13. Lim T C. Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings in Geared Systems. Ph.D. Dissertation, The Ohio State, University, Columbus, OH, 1989.
14. Lim T C, Singh R. A Review of Gear Housing Dynamics and Acoustics Literature. NASA CR–185148 or AVSCOM Technical Memorandum, 1989, 89-C-009.
15. Litak G, Friswell M I. Dynamics of Gear System with Faults in Meshing Stiffness. Nonlinear Dynamics 2005; 41: 415-421.
16. Madej H. Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatej. Katowice-Radom: Monograficzna seria wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji, 2003.
17. Müller L, Przekładnie zębate projektowanie. Wydanie czwarte zmienione. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1996.
18. Seybert A F, Wu T W, Wu X F. Experimental Validation of Finite Element and Boundary Element Methods for Prediction of Structural Vibration and Radiated Noise. NASA CR–4561, 1994.
19. Shen A, Randall R B. Optimal rib stiffening for noise reduction of constant speed gearboxes. 15th International Congress on Sound and Vibration, Daejeon Korea, 2008.
20. Van Roosmalen A N J. Design Tools for Low Noise Gear Transmissions. Ph.D. Dissertation, Eindhoven University of Technology, 1994.
21. Velex P, Maatar M. A mathematical model for analyzing the influence of shape deviations and mounting errors on gear dynamic behaviour. Journal of Sound and Vibration 1996; 191(5).
22. Wibroaktywność przekładni zębatych. Wpływ cech konstrukcyjnych i zużycia elementów na wibroaktywność układów napędowych z przekładniami zębatymi. Redakcja naukowa: A. Wilk, B. Łazarz, H. Madej, Biblioteka Problemów Eksploatacji, Katowice-Radom: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, 2009.
23. Wilk A, Folęga P, Madej H, Figlus T. Influence of housing ribbing on gearbox vibroactivity. Proc. Inter-Noise 2008, 37th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Shanghai, China, 26-29 October 2008.

Prof. dr hab. inż. Andrzej WILK
Prof. dr hab. inż. Henryk MADEJ
Dr inż. Tomasz FIGLUS
Wydział Transportu
Politechnika Śląska.
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, Polska
e-mail: andrzej.wilk@polsl.pl
e-mail: henryk.madej@polsl.pl
e-mail: tomasz.figlus@polsl.pl

Jerzy MERKISZ
Sławomir TARKOWSKI

WYBRANE ASPEKTY WYKORZYSTANIA POKŁADOWYCH URZĄDZEŃ REJESTRUJĄCYCH W POJAZDACH SAMOCHODOWYCH

SELECTED ASPECTS OF USING DECK RECORDERS IN AUTOMOTIVE VEHICLES

Zgodnie z intencja przedstawioną w Białej Księdze Transportu, na terenie Unii Europejskiej podejmowane są inicjatywy związane z poprawą poziomu bezpieczeństwa transportu, oraz ze zmniejszeniem liczby ofiar śmiertelnych wypadków. Jedną z takich inicjatyw jest wykorzystanie pokładowych rejestratorów parametrów ruchu, montowanych w pojazdach samochodowych. W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia związane z pracą, oraz propozycją sposobu inicjowania rejestracji danych przez urządzenia działające w oparciu o standardy stosowane w Unii Europejskiej, następnie wymagania te porównano z procedurami wykorzystywanymi w Stanach Zjednoczonych.

Słowa kluczowe: *ADR, EDR, wypadki, rekonstrukcja wypadków, czarna skrzynka, eCall.*

According to the intention introduced in the White Paper on Transport, on the territory of the European Union, initiatives associated with the improvement of the level of transport safety and with the reduction of death toll in accidents are taken. The use of deck recorders of movement parameters installed in automotive vehicles is one of such initiatives. In the article, selected issues associated with their functioning and proposing the way to initiate the registration of data by the devices based on the standards applied in the European Union are presented, next the requirements are compared with the procedures used in the United States.

Keywords*: ADR, EDR, accidents, reconstruction of accidents, drive recorder, eCall.*

1. Wstęp

Transport ma fundamentalne znaczenie w rozwoju gospodarki. Zapewnienie mobilności towarów i osób wpływa na podniesienie konkurencyjności przemysłu i usług - jest niezbędne dla ich rozwoju. Rola jaką odgrywa transport w codziennym życiu sprawia, że konieczny jest stały rozwój tej gałęzi w kierunku spełniania rosnących wymagań w wielu sferach życia. Cele te uwzględniono w polityce transportowej Unii Europejskiej. Przedstawione zostały one w Białej Księdze Transportu opublikowanej w 1992 roku [1] i w 2001 roku [2], a swoim zakresem obejmują one dostarczenie sprawnych systemów transportowych, które:

- zapewniają wysoki poziom mobilności ludziom i przedsiębiorstwom;
- chronią środowisko;.
- wprowadzają innowacje służące realizacji mobilności i ochrony środowiska;
- umożliwiają międzynarodowe kontakty;
- poprawiają poziom bezpieczeństwa ludzi i ładunków.

Komisja Europejska postawiła za cel zmniejszenie liczby śmiertelnych ofiar wypadków drogowych o połowę do roku 2010. Cel ten wymagał stałego podejmowania działań zmierzających do doskonalenia prawa i skuteczności jego egzekwowania, stałego ulepszania technologii stosowanych w pojazdach i infrastrukturze drogowej, oraz zwiększenia świadomości kierowców [5].

Wszyscy są świadomi wagi zadań stawianych Polsce przez Komisję Europejską oraz odpowiedzialności środowiska naukowego za współudział w ich realizacji. IV Program Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego (BRD) Unii Europejskiej zakłada

1. Introduction

Transport is fundamental in the development of economy. Assuring the mobility of goods and people has an effect on the increase of the competitiveness of industry and services- it is essential for their development. The part transport plays in everyday life leads to the necessity of permanent development of this branch in the direction of meeting growing requirements in many spheres of life. These targets are included in the transport policy of the European Union. They have been described in the White Paper on Transport published in 1992 [1] and in 2001 [2] and they comprise delivering efficient transport systems which:

- provide people and enterprises with high level of mobility;
- protect the environment;
- introduce innovations which serve the purpose of enabling both mobility and environment protection;
- make international contacts possible;
- improve the level of safety for people and cargoes.

The European Commission made it its aim to reduce the number of fatal victims of road accidents by a half by the year 2010. That purpose required permanent activities aimed at improving the law and the effectiveness of enforcing it, permanent improving of technologies applied in vehicles and road infrastructure as well as increasing the awareness of drivers [5].

Everyone is conscious of the importance of tasks imposed on Poland by the European Commission and the responsibility of the scientific community for the participation in their realization. The 4th Road Safety Program (BRD) worked out by the European Union assumes the necessity to precipitate investment in the improvement of the level of road traffic safety.

konieczność przyspieszenia inwestowania w poprawę poziomu bezpieczeństwa ruchu drogowego. Od kilkunastu lat w kraju realizowany jest program badawczy GAMBIT poświęcony tej problematyce, budowany na bazie założeń polityki transportowej państwa. Głównym wykonawcą programu jest Politechnika Gdańska współpracująca z innymi krajowymi i zagranicznymi ośrodkami naukowymi. Program ten integruje różne grupy zawodowe i społeczne w jedną siłę działającą metodycznie i efektywnie na rzecz poprawy BRD, czego dowodem jest spadek liczby zabitych na polskich drogach [8].

W zakresie rozwoju konstrukcji pojazdów coraz istotniejsze znaczenie dla poprawy poziomu bezpieczeństwa mają urządzenia umożliwiające bieżącą obserwację parametrów jego ruchu i nadzór nad pracą kierowców. Coraz szersze rozpowszechnienie takich urządzeń jest związane z szybkim rozwojem technik informatycznych i telekomunikacyjnych.

W niniejszym opracowaniu omówione zostaną zagadnienia związane z zastosowaniem w pojazdach pokładowych rejestratorów parametrów ruchu - potocznie zwanych czarnymi skrzynkami (EDR, ADR), oraz możliwością ich współpracy z systemem powiadamiania o wypadkach i zdarzeniach drogowych eCall.

2. Rodzaje pokładowych urządzeń rejestrujących w pojazdach samochodowych

Pokładowy rejestrator parametrów ruchu pojazdu to urządzenie, które rejestruje niektóre charakterystyczne dane opisujące stan pojazdu wykonującego zadanie transportowe. Ideą stosowania rejestratorów jest określenie okoliczności zaistniałych na drodze zdarzeń (kolizji, wypadków). Na podstawie otrzymanych danych określone mogą zostać przyczyn ich zajścia, oraz podjęte mogą być działania zaradcze, które spowodują wyeliminowanie ich w przyszłości. Analiza zapisanych danych i sformułowane na tej podstawie wnioski mogą być pomocne w pracach związanych z poprawą infrastruktury, konstrukcji pojazdów, opracowaniem efektywniejszych systemów wspomagających pracę kierowców. Uzyskane rezultaty lub mogą być przydatne w szkoleniu kierowców. Fakt zainstalowania urządzenia na pokładzie pojazdu ma więc niewątpliwy wpływ na poprawę poziomu bezpieczeństwa ruchu pojazdów. Można się spodziewać, że kierowca mający świadomość że jego zachowanie jest monitorowane, a w krytycznej sytuacji rejestrowane, dostosuje swój styl kierowania do obowiązujących przepisów prawa ruchu drogowego. Zastosowanie tego typu urządzeń wpisuje się zatem w ideę poprawy poziomu bezpieczeństwa w sensie ogólnym.

Można spotkać kilka nazw pokładowych rejestratorów parametrów ruchu pojazdów:

- EDR (z angielskiego Event Data Recorder), lub UDS (z niemieckiego Unfall Daten Speicher) – nazwy używane dla urządzeń stosowanych w Unii Europejskiej;
- ADR – (z angielskiego Accident Data Recorder) – nazwa używana w Stanach Zjednoczonych Ameryki Północnej.

Podstawowym celem stosowania urządzeń tego typu jest rejestracja parametrów ruchu pojazdu podczas wypadku bądź „innego" niebezpiecznego zdarzenia.

For a dozen of years the research project called GAMBIT has been carried out in Poland. It is devoted to these issues and is based on the assumptions of the transport policy of the state. The main executor of the program is the Technical University of Gdańsk cooperating with other domestic and foreign scientific centers. The program integrates all sorts of occupational and social groups into one power acting methodically and effectively for the improvement of BRD, and the decrease in the number of killed people on Polish roads proves its importance [8].

As far as the development of vehicle construction is concerned, the devices enabling both current observation of vehicle movement parameters and the supervision of drivers' work are becoming more and more important for the improvement of the level of safety. Such devices are more and more widespread thanks to fast development of computer and telecommunications techniques.

Issues connected with applying deck recorders of movement parameters, popularly called drive recorders (EDR, ADR), in vehicles and the possibility of their cooperation with the system of notifying about accidents and road events, known as eCall, will be presented in the article.

2. Types of deck recorders in automotive vehicles

The deck recorder of vehicle movement parameters is a device which registers some characteristic data describing the state of the vehicle performing the transport task. The idea behind applying recorders is to determine circumstances on the route where events (collisions, accidents) happened .

On the basis of the received data, the reason why events happened can be determined and some remedial measures which will eliminate them in the future can be taken.

The analysis of the saved data and the conclusions drawn on their basis can be of some help in activities aiming at improvements in infrastructure, the construction of vehicles and working out more effective systems supporting the work of drivers. The obtained results can be useful in the training of drivers. The fact that the device is installed aboard undoubtedly influences the improvement in the level of vehicle movement safety. It can be expected that the driver who is aware that his behaviour is monitored and in a critical situation even registered will adapt his style of driving to the regulations of road traffic which are in force. Thus, applying devices of this type is becoming part of the idea to improve safety in a broader meaning.

One can come across a few names of deck recorders of vehicle movement parameters:

- EDR (in English: Event Data Recorder) or UDS (in German: Unfall Daten Speicher)- the names are used for devices applied in the European Union;
- ADR (in English: Accident Data Recorder)- the name is used in the United States of America.

The basic purpose of applying devices of this type is the registration of vehicle movement parameters during accidents or other dangerous events.

3. Ogólna charakterystyka parametrów pracy rejestratorów EDR i ADR

EDR to pokładowy rejestrator zdarzeń, który w przypadku wypadku, bądź zdarzenia rejestruje i zapisuje dane opisujące ruch pojazdu przed, w trakcie i po jego zajściu (prędkość, przyśpieszenie, użycie hamulca itd.) [4]. Informacje te mogą zostać następnie wykorzystywane do analizy zachowania się pojazdu, i rodzaju manewrów wykonywanych przez kierującego. Do bufora pamięci urządzenia są przesyłane w sposób ciągły ściśle określone parametry ruchu, które odczytywane są za pomocą czujników. Nie są one w nim zapisywane, a zastępują „stare" dane – są nadpisywane na nich. W szczególnych okolicznościach, np. gdy dojdzie do nagłej zmiany prędkości pojazdu wskutek kolizji, informacje są „zamrażane" w pamięci i zapisywane.

Urządzenia typu ADR funkcjonują w oparciu o algorytmy opracowane przez NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) - organizację działającą pod nadzorem rządu Stanów Zjednoczonych [3, 6]. NHTSA jako pierwsza w świecie rozpoczęła prace nad opracowaniem norm związanych z funkcjonowaniem rejestratorów, w związku z czym opracowany standard wyznaczył pewien kierunek rozwoju. Proponowany w Unii Europejskiej standard działania urządzeń EDR jest bardziej wymagający niż amerykański, zarówno w sferze inicjowania zapisu, czasu jego trwania, oraz dokładności rejestrowania parametrów[3]. Podstawowa różnica wynika przede wszystkim z przyjętej strategii zapewnienia bezpieczeństwa użytkownikom dróg. Standardy amerykańskie kładą główny nacisk na zapewnienie bezpieczeństwa kierowcy i pasażerom pojazdu, podczas gdy europejskie zwracają uwagę na tzw. niechronionych użytkowników dróg. Stanowią oni znaczny procent liczby uczestników wypadków drogowych [3, 4]. W porównaniu z kierowcami samochodów i ich pasażerami, ryzyko śmierci w wyniku wypadku jest znacznie większe: dla motocyklistów 18 razy, dla rowerzystów 7 razy, a dla pieszych 6 razy większe [3]. Przyjęta polityka zapewnienia bezpieczeństwa ma wpływ na procedurę uruchamiającą zapis danych. Według standardów amerykańskich start zapisu następuje w wyniku kolizji z „twardą przeszkodą" (hard impact), którą może być inny pojazd, lub trwały element infrastruktury drogi. Sygnałem wyzwalającym zapis może być w tym przypadku impuls z aktywowanej poduszki powietrznej, bądź pirotechnicznych napinaczy pasów. Europejskie podejście, uwzględniające wypadki z udziałem „miękkich obiektów" (soft objects), wymagało opracowania algorytmów wyzwalających rejestrację po kolizji ze znacznie lżejszymi obiektami. Powiązanie rejestratora z pokładowym systemem diagnostycznym OBD w tym przypadku może okazać się niewystarczające, gdyż takie zderzenia może nie zostać wykryte. Niezbędne jest zatem zapewnienie wysokiej czułości urządzenia tak, z drugiej strony nadmierna czułość może powodować niepożądaną aktywację zapisu, np. podczas intensywnego hamowania. Z uwagi na optymalizację niezawodności działania EDR związanej z wykryciem wypadku, przedstawiono następujące algorytmy aktywacji zapisu [3]:

- wystrzelenie poduszki powietrznej;
- aktywacja innego układu bezpieczeństwa biernego (napinacze pasów, zadziałanie jednego z układów ABS, ESP, lub ESC);
- zmiana prędkości pojazdu o wartość równą lub większą od 8 km/h w czasie 150 ms;

3. Overall description of parameters of EDR and ADR functioning

EDR is a deck recorder of events which in case of an accident or any event registers and saves data describing the movement of the vehicle (speed, acceleration, using the brake etc.) before, during and after the event occurred [4]. The information can be later used for the analysis of vehicle behaviour and kinds of manoeuvres performed by the driver. Precisely determined movement parameters are constantly sent to the memory cache of the device and they are read by the sensors. They are not saved there but they replace ''old'' data- they are overwritten on them. In particular circumstances, e.g when there is a sudden change of vehicle speed as a result of the collision, the information is ''frozen'' in the memory and saved.

Devices of ADR type function on the basis of algorithms worked out by NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)- the organization working under the supervision of the government of the United States [3, 6]. NHTSA, as the first organization in the world, began to work out norms associated with the functioning of recorders, and the established standard determined a certain direction of development. The standard of EDR work proposed in the European Union is more demanding than the American one in the sphere of initiating the recording, its duration and also the accuracy of parameter registering [3]. The basic difference results mainly from the adopted strategy of ensuring road users safety. The American standards lay emphasis mainly on ensuring safety for the driver and the passengers of the vehicle while the European ones pay attention to the so-called unprotected road users because they constitute a considerable fraction of the number of road accidents participants [3, 4].

In comparison with car drivers and their passengers, the risk of death as a result of an accident is 18 times higher for motorcyclists, 7 times higher for cyclists, 6 times higher for pedestrians [3]. The accepted policy of ensuring safety affects the procedure starting the recording of data. According to American standards, the start of the recording occurs as a result of the collision with a ''hard obstacle'' (hard impact) such as another vehicle or a durable element of road infrastructure. In such a case the signal which frees the record is the impulse from the activated airbag or pyrotechnic seat-belt tensioners. The European approach, taking into account accidents with the participation of ''soft objects'', required working out algorithms which would free the registration after the collision with much lighter objects. Connecting the recorder with the deck diagnostic system OBD may appear insufficient in this case because it can happen that such collisions will not be detected. Thus, providing the device characterized by high sensitivity is essential; but on the other hand, oversensitivity can cause undesirable activation of the record, e.g. during intensive braking. Considering the optimization of EDR functioning reliability associated with detecting the accident, the following algorithms of record activation have been presented [3] :

- launching the air bag
- activation of some other passive safety system (seat-belt tensioners, the activation of one of the following systems: ABS, ESP or ESC);
- change of vehicle speed by the value equal to or greater than 8 km/h in the time of 150 ms;

- zmiana prędkości pojazdu o wartość równą lub większą, od 6 km/h w czasie 120 ms;
- zmiana prędkości pojazdu o wartość równą lub większą od 4 km/h w czasie 120 ms, co pozwoli na uruchomienie zapisu podczas kolizji pomiędzy samochodem osobowym o masie 1500 kg, poruszającego się z prędkością 25 km/h, a pieszym o masie 70 kg - w przypadku hamowania samochodu z opóźnieniem 7 m/s^2. Algorytm taki nie wyzwoli zapisu w przypadku gdy taki niehamowany samochód, poruszający się z prędkością 85 km/h, uderzy w porównywalnego pieszego,
- zmiana prędkości pojazdu o wartość równą lub większą od 2 km/h w czasie 120 ms, co pozwoli na uruchomienie zapisu we wszystkich sytuacjach gdy hamowany z opóźnieniem 7,5 m/s^2 samochód osobowy o masie 1500 kg uderzy w pieszego o masie 70 kg. Zapis nie będzie wyzwolony w sytuacji uderzenia takiego niehamowanego samochodu, poruszającego się z prędkością 40 km/h w pieszego;
- zmiana prędkości o wartość równą lub większą od 2 km/h w czasie 120 ms, która zaistniała w trakcie wykonywanego manewru hamowania;
- wykrycie pieszego na torze ruchu;
- wykrycie przeszkód przez samochodowe czujniki parkowania;
- nadmierna emisja hałasu przez pojazd (o wartości przekraczającej przyjętą wartość progową);
- ręczna aktywacja (np. przez eCall);
- zdalne uruchomienie z innego pojazdu.

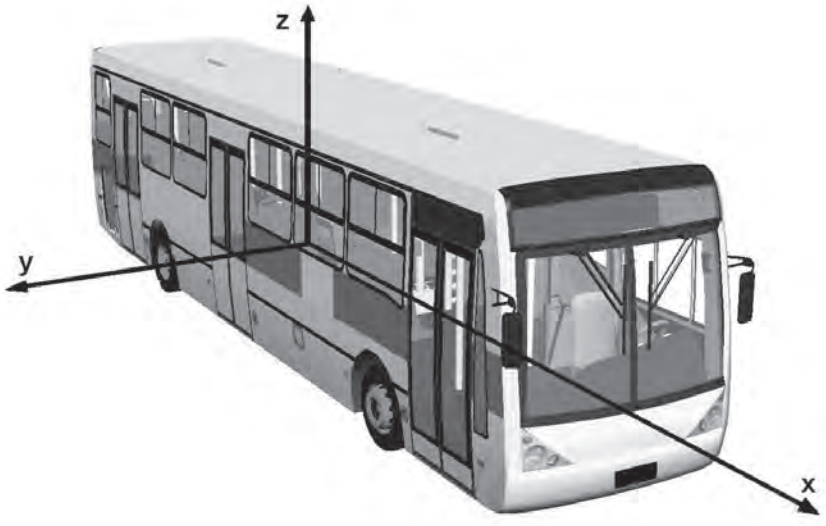
W trakcie rejestracji powinny być zapamiętywane następujące parametry ruchu pojazdu zgodnie z osiami zaznaczonymi na rys. 1:

- prędkość v_x pojazdu w chwili kolizji;
- prędkość v_{0x} pojazdu w chwili rozpoczęcia zapisu;
- przebieg prędkości w czasie $v_x(t)$ w trakcie trwania zapisu;
- zmiana prędkości pojazdu Δv_x wskutek zderzenia;

- change of vehicle speed by the value equal to or greater than 6 km/h in the time of 120 ms;
- change of vehicle speed by the value equal to or greater than 4 km/h in the time of 120 ms which will allow the start of the recording during the collision of the car weighing 1500 kg moving with the speed of 25 km/h and the pedestrian weighing 70 kg – in the case of car braking with the delay of 7 m/s^2. Such an algorithm will not free the record when such a non-braking car moving with the speed of 85 km/h will hit the comparable pedestrian;
- change of vehicle speed by the value equal to or greater than 2 km/h in the time of 120 ms which will allow the start of the recording in all situations when the car weighing 1500kg and braking with the delay of 7,5m/s^2 will hit the pedestrian weighing 70 kg. The record will not be freed in the situation when such a non- braking car moving with the speed of 40 km/h hits a pedestrian;
- change of vehicle speed by the value equal to or greater than 2 km/h in the time of 120 ms which occurred during the performed manoeuvre of braking;
- detecting the pedestrian on the movement path;
- detecting obstacles by car parking sensors;
- car excessive emission of noise (noise values exceed the assumed threshold value);
- manual activation (e.g. through eCall);
- remote activation from another vehicle.

In the process of registration, the following car movement parameters should be remembered according to the axes shown in fig.1:

- car speed V_x at the moment of the collision;
- car speed V_{0x} at the moment of commencing the recording;
- the course of speed in time $V_x(t)$ during the recording;
- the change of vehicle speed ΔV_x as a result of the collision;



Rys.1. Usytuowanie osi pomiarowych względem pojazdu samochodowego
Fig.1. Placing measuring axes in relation to the automotive vehicle

- przyśpieszenie wzdłużne a_x i poprzeczne a_y w chwili zaistnienia zdarzenia;
- przebieg przyśpieszenia w czasie ($a_x(t)$ i $a_y(t)$) w trakcie trwania zapisu;
- lokalizacja pojazdu z pozycjonera GPS;
- rodzaj wyzwalacza, który uruchomił zapis;
- czas i data zadziałania wyzwalacza zapisu;
- status wykorzystania/działania świateł zewnętrznych, światła stop, kierunkowskazów, sygnału dźwiękowego;
- czynności wykonywane przez kierowcę (sposób kierowania, wykorzystanie hamulca, stopień otwarcia przepustnicy);
- monitor działania poduszek powietrznych, napinaczy pasów;
- monitor systemów wspomagających (ABS, ESP, BAS itp.);
- rodzaj usterek zapisanych w pamięci EOBD powstałych przed zaistnieniem zdarzenia.

Pomocne dla dochodzenia i odtworzenia przebiegu zdarzenia mogą być również:
- określenie pozycji po kolizyjnej;
- VIN pojazdu;
- dane kierowcy;
- zapis z kamer monitoringu pokładowego (jeżeli taki działa).

W tabeli 1 przedstawiono rodzaj danych, które są rejestrowane przez EDR, oraz zakres czasowy tej rejestracji. Proponowane są następujące przedziały czasowe, w których dane są rejestrowane: wczesna faza przed zderzeniowa – obejmująca swoim zakresem czas od -30 s do -5 s przed zderzeniem; faza przed zderzeniowa – obejmująca swoim zakresem czas od -5 s przed zderzeniem do zderzenia (t=0 s); zderzenie – faza obejmująca swoim zakresem czas od -0,04 s przed zderzeniem do 0,25 s po zderzeniu; faza po zderzeniowa – obejmująca swoim zakresem czas od chwili zderzenia do 5 s po zderzeniu; faza późno po zderzeniowa – obejmująca swoim zakresem czas od 5 s do 10 s po zderzeniu. Standard rejestracji zaproponowany w [4] określa wymagania związane z jakością zapisu i zakresem pomiarowym czujników. Dla czujników przyśpieszenia powinien on być równy ±2g, przy czym częstotliwość próbkowania dla fazy wczesno i późno po zderzeniowej powinna być równa 10 Hz – tak jak dla większości rejestrowanych przez EDR parametrów, a w fazie przed i po zderzeniowej 25 Hz (w tej fazie również większość parametrów jest próbkowana z tą częstotliwością). W przypadku czujnika rejestrującego zderzenie, jego zakres pomiarowy powinien być równy ±50g, natomiast częstotliwość próbkowania wynosi 250 Hz.

Dla porównania europejskiego i amerykańskiego standardu rejestracji, w tabeli 1 zaprezentowano również zestaw danych dla urządzenia typu ADR, oraz zakres czasowy tej rejestracji.

Standardy zaproponowane w Unii Europejskiej wskazują, że pamięć urządzenia EDR powinna zapewnić zapisanie przebiegu trzech zdarzeń [3]. Zgromadzona w ten sposób ilość danych nie będzie miała znaczącego wpływu na rozmiar niezbędnej pamięci urządzenia (a tym samym na jego koszt), natomiast jest wystarczająca z punktu widzenia ewentualnego dochodzenia. Łączny czas trwania zapisu powinien obejmować zakres 45 s: 30 s przed i 15 s po aktywowaniu wyzwalacza. Dla rekonstrukcji przebiegu wypadku i określenia jego przyczyn jest to czas wystarczający. Standardy NHTSA dla urządzeń ADR są w tym zakresie mniej wymagające: czas rejestracji jest określo-

- longitudinal acceleration a_x and crosswise acceleration a_x at the moment of the event occurrence ;
- the course of speeding up in the time a_x (t) and a_y (t) during the recording;
- the location of the vehicle determined by the GPS actuator;
- the type of the release which started the record;
- the time and date when the release worked;
- the status of the use/ action of outside lights, the stop light, indicators, sound signal;
- the activities performed by the driver (the style of driving, the use of the brake, the degree of the throttling valve opening);
- the monitor of the work of air bags, seat-belt tensioners;
- the monitor of support systems (ABS, ESP, BAS etc.);
- kinds of defects which occurred prior to the occurrence of the event stored in the EOBD memory.

The following data can also be helpful for the purpose of reconstructing the course of events:
- determining the location after the collision;
- VIN of the vehicle;
- driver's data;
- record from cameras of deck monitoring (if such a monitoring works).

Table 1 presents kinds of data registered by EDR as well as the time when the registration was carried out. The following time periods in which data are registered can be distinguished: the early phase before the collision – it ranges from -30s to -5s before the collision; the phase before the collision – it ranges from -5s before the collision to the collision itself (t=0s); the collision – the phase ranges from -0,04s before the collision to 0,25s after the collision; the phase after the collision – it ranges from the moment of the collision to 5s after the collision; the late phase after the collision – it lasts from 5s to 10s after the collision. The standard of registration proposed in [4] determines requirements connected with the quality of the record and the measuring range of sensors. For acceleration sensors it should equal ±2g, and the sampling rate for early and late collision phases should equal 10 Hz – like for the majority of parameters registered by EDR, whereas in the phases before and after the collision it should equal 25 Hz (in these phases the majority of parameters are sampled at such frequency). As for the sensor registering the collision, its measuring range should equal ±50g, whereas the sampling rate should equal 250 Hz.

For the purpose of comparing European and American registration standards, the set of data for ADR as well as the time range of the registration were also presented in table 1.

The standards proposed in the European Union show that the memory of EDR should ensure the recording of the courses of three events [3]. The amount of data gathered in this way will not have a significant effect on the size of necessary memory of the device (and hence on its cost), however it will be sufficient from the point of view of the possible investigation. The total duration of the registration should be 45 s : 30 s before and 15 s after the activation of the release. Such period of time is sufficient to reconstruct the course of the accident and describe the reasons why it happened. The NHTSA standards for ADR are less demanding in this area: the registration time is determined to be 10 s and it comprises only the situation before the accident. The registration of data consists in overwriting them on the data which have been registered earlier and

Tab. 1. Zestawienie danych rejestrowanych w czasie przez urządzenia pomiarowe EDR i ADR
Tab. 1. Statement of data registered in time by the measuring devices EDR and ADR

Rodzaj rejestrowanego parametru **Parameters**	Standard	-30 s	-29 s	-28 s	-27 s	-26 s	-25 s	-24 s	-23s	-22 s	-21 s	-20 s	-19 s	-18 s	-17 s	-16 s	-15 s	-14 s	-13 s	-12 s	-11 s	-10 s	-9 s	-8 s	-7 s	-6 s	-5 s	-4 s	-3 s	-2 s	-1 s	0 s	ZDERZENIE **IMPACT**	1 s	2 s	3 s	4 s	5 s	6 s	7 s	8 s	9 s	10 s	11 s	12 s	13 s	14 s	15 s
Prędkość w w chwili kolizji **Collision speed**	EDR																																O														
	ADR																																O														
Prędkość w w chwili rozpoczęcia zapisu **Initial speed**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Przebieg prędkość w czasie **Speed profile**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zmiana prędkości Δv_x **Change in velocity**	EDR																																O														
	ADR																																														
Przyśpieszenie ax, ay w chwili zderzenia **Impact acceleration**	EDR																																O														
	ADR																																O														
Przebieg przyśpieszenia ax, ay w trakcie trwania zapisu **Pre and post crash accel.**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Rodzaj wyzwalacza uruchamiającego zapis **Trigger type**	EDR																																Δ														
	ADR																																-														
Data i czas uruchomienia zapisu **Trigger date, time**	EDR																																Δ														
	ADR																																Δ														
Lokalizacja GPS **Position**	EDR																																Δ														
	ADR																																-														
Status wykorzystania świateł, sygnału **Status signals**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X	X	X	X	X	Δ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Czynności wykonywane przez kierowcę **User action**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Monitor działania powietrznych, napinaczy pasów **Restraint system monitor**	EDR																						Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	O																
	ADR																						Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	O	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Monitor działania systemów wspomagających **Act. safety devices mon.**	EDR	O	O	O	O	O	O	O	O	O	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ																
	ADR	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ																
Usterki występujące przed zdarzeniem **Pre impact error messages**	EDR																																Δ														
	ADR																																Δ														

O zapis realizowany **requirement fullfiled** | Δ zapis realizowany z ograniczeniami **requirement fullfiled with limitations** | X zapis częściowo realizowany **requirement partially fullfiled** | - zapis niezrealizowany **requirement not fullfiled**

ny na 10 s, przy czym obejmuje on tylko sytuację przedwypadkową. Rejestracja danych odbywa się tak, że nadpisywane na wcześniej zarejestrowanych informacjach i je kasują. Dochodzi do utraty wcześniej zgromadzonych informacji. Z uwagi na konieczność zabezpieczenia „istotnych" danych przed ich utratą, lub celowym wykasowaniem, konieczne jest ustalenie priorytetów dla poszczególnych inicjatorów zapisu. Zapewni to, że dane pochodzące np. z wypadku ze skutkiem śmiertelnym, których zapis zostanie zainicjowany przez nagłą, niewielką zmianę prędkości (potrącenie pieszego) nie zostaną zastąpiony przez nowe, które zostały zapisane po wyzwoleniu zapisu przez np. ręczną aktywację systemu eCall.

4. Wartość dodana EDR

Zaproponowane wytyczne dotyczące zakresu i rodzaju zapisywanych danych, oraz samej procedury uruchamiania zapisu, czynią z „europejskiego" rejestratora parametrów ruchu pojazdów urządzenie niezmiernie przydatne do zrozumienia okoliczności i przebiegu wypadku. Dzięki tym właśnie wytycznym urządzenia typu EDR mogą się stać bardzo czułymi detektorami potencjalnie niebezpiecznych zdarzeń drogowych. Nasuwa się więc oczywiste skojarzenie, by włączyć EDR do eCall, jako kluczowy element funkcjonowania systemu.

System eCall jest systemem powiadamiania o zaistnieniu wypadku drogowego. Jest to element inicjatywy na rzecz tzw. „inteligentnego samochodu", której celem jest zmniejszenie liczby ofiar śmiertelnych wypadków drogowych, poprzez skrócenie czasu reakcji i dojazdu służb ratowniczych do miejsca wypadku [9,10]. Zgodnie z określeniem tzw. „złotej godziny", jeśli czas od zaistnienia zdarzenia do udzielenia pomocy medycznej nie przekracza godziny, to szanse na przeżycie ofiar wypadku w sposób zdecydowany rosną. W związku z tym szybkie powiadomienie służb ratunkowych ma bardzo ważne znaczenie.

Istota funkcjonowania systemu eCall polega na automatycznym przesyłaniu informacji o zaistnieniu wypadku do centrum powiadamiania - PSAP (Public Safety Answering/Acces Point), lub CPR (Centrum Powiadamiania Ratunkowego). Pojazd jest wyposażony w czujniki, które w przypadku przekroczenia granicznych wartości - np. przyśpieszeń- - generuje sygnał i wysyła do operatora wezwanie o pomoc. Kierowca, bądź pasażerowie samochodu mają również możliwość komunikacji głosowej z PSAP (CPR). System eCall opiera się na wykorzystaniu protokołu komunikacji GSM. Do tego celu wykorzystywany jest numer alarmowy 112. Lokalizacja pojazdu odbywa się za pomocą systemu GPS, lub Galileo, ale wykorzystywana może być również usługa E112, za pomocą której rozmówca jest lokalizowany wykorzystaniu mapy rozmieszczenia stacji bazowych sieci i historii logowania się do nich. Na rys. 2 przedstawiono schemat ideowy systemu.

Współpracujące razem, w ramach jednego systemu, eCall i pokładowy rejestrator parametrów ruchu działający w oparciu o standard EDR, mogą mieć znaczący wpływ na realizację celów przedstawionych w „Białej księdze transportu". Zastosowanie rejestratora parametrów ruchu pojazdu zwiększy świadomość i odpowiedzialność kierowców, a wysoka czułość detektora umożliwi wykrycie nawet zderzeń z pieszymi. Istotnym zagadnieniem, które należy rozważyć przed wprowadzeniem obowiązku stosowania ww. urządzeń, są koszty jakie będzie musiał ponieść indywidualny użytkownik chcący korzystać

erasing them. The previously gathered information is lost. Because of the need to protect ''essential'' data against their loss or intentional erasing, it is necessary to establish priorities for particular initiators of the record. Thanks to them, data coming from the accident with the fatal effect, the recording, of which will be initiated by a sudden, slight change of the speed (hitting a pedestrian), will not be replaced by the new ones which are registered after the record has been freed e.g. by the manual activation of the eCall system.

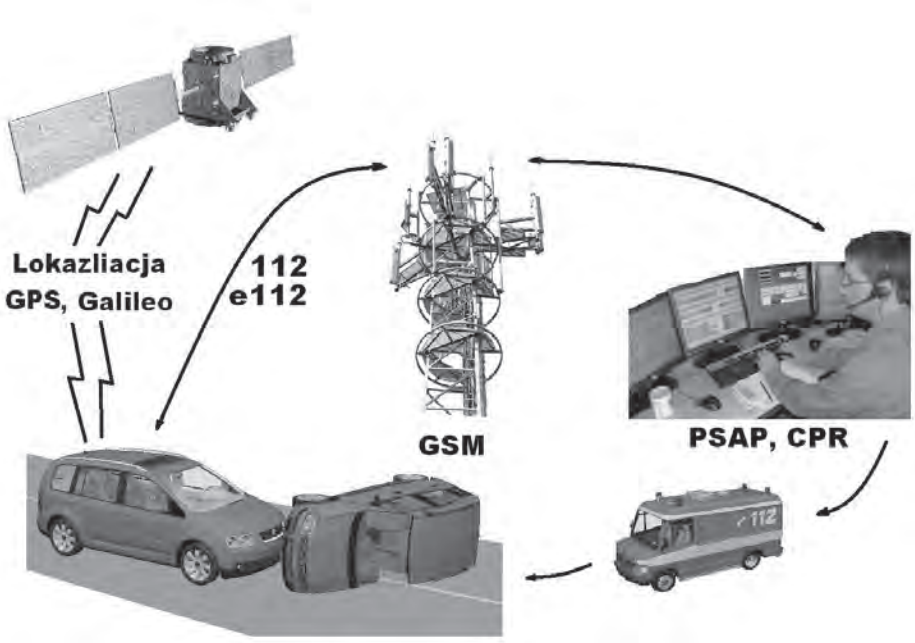
4. Value added of EDR

The suggested guidelines concerning the range and kind of data to be saved, and also the procedure of activating the record, make the ''European'' recorder of vehicle movement parameters a device which is extremely useful for understanding the circumstances and the course of the accident . Thanks to such guidelines, EDR type devices can become very sensitive detectors of potentially dangerous road events. Therefore, it is more and more obvious that EDR should be included in eCall as the key element of the functioning of the system.

eCall is the system which notifies of the occurrence of the road accident. It is a part of the initiative in favour of the so-called ''intelligent-car'' whose aim is to reduce the number of fatal victims of road accidents by means of shortening the time of reaction and waiting for the rescue services to come to the scene of the accident [9,10] . According to the term ''the golden hour'', if the time between the occurrence of the event and applying medical aid does not exceed an hour, the chances of surviving for accident victims are growing considerably. Therefore, it is very important to notify rescue services as fast as possible.

The functioning of the eCall system consists in automatic transfer of information about the occurrence of an accident to the notification centre – PSAP (Public Safety Answering/Access Point) or CPR (Rescue Notification Centre). The vehicle is equipped with sensors which in the case of exceeding border values, e.g. of acceleration, generate the signal and send the call for help to the operator. It is also possible for the driver or the passengers to communicate with PSAP (CPR) verbally . The eCall system is based on the use of GSM communication protocol. The emergency number 112 is used for this purpose. The location of the vehicle is carried out with the use of GPS or Galileo systems but also E112 service can be applied – thanks to it the speaker is located with the use of the map showing the arrangement of network base stations and the history of logging in to them. In fig.2 the schematic diagram of the system is presented.

eCall and the deck recorder of movement parameters working according to the EDR standard and cooperating as parts of one system, can have a significant effect on the achievement of goals presented in the White Paper on Transport'. Applying the recorder of vehicle movement parameters will increase the awareness and responsibility of drivers, and high sensitivity of the detector will even enable recognizing collisions with pedestrians. A significant issue that should be considered before the duty of applying the devices mentioned above is implemented is the cost which an individual user who wants to apply the



Rys. 2. Schemat ideowy systemu eCall
Fig. 2 The schematic diagram of eCall

z systemu. Zasadnym jest uwzględnienie tego problemu nie tylko w aspekcie wykorzystania ich w nowych pojazdach, ale również w samochodach, które już jeżdżą po drogach. Intencją autorów nie jest analiza czy zasadnym jest stosowanie, a rozważenie celowości wykorzystania w rejestratorze czujnika pomiarowego o zakresie pomiarowym ±50g. W zależności od roli, jaką w przyszłości rejestratory mają spełniać, jego wskazania można pominąć. Zadaniem tego czujnika jest monitorowanie wartości przyśpieszenia i jego przebiegu w czasie, w trakcie samego zderzenia (zakres -0,04 s do 0,25 s po zderzeniu) [3]. Z punktu widzenia zabudowania tego czujnika w rejestratorze, który nie współpracowałby z systemem eCall, nie jest on niezbędny i zwiększa w naszej opinii koszty urządzenia. Dla rekonstrukcji przebiegu wypadku drogowego i opiniowania na potrzeby wymiaru sprawiedliwości, wskazania o takim zakresie są mniej istotne. Dużo istotniejsze są dane dotyczące prędkości i przyśpieszeń odczytanych w fazach wypadku innych niż samo zderzenie – w ruchu przed i powypadkowym. Są one niezmiernie pomocne w ocenie przyczyn zaistnienia zdarzenia, bądź stopnia przyczynienia się do niego przez uczestników. Zakres pomiarowy +/- 2g akcelerometra wydaje się dla tych zastosowań wystarczający. Każdy zarejestrowany impuls wykraczający poza zakres pomiarowy może być natomiast interpretowany jako zderzenie.

Informacje zarejestrowane przy wykorzystaniu akcelerometra o zakresie +/-50g mogą być przydatne w określeniu czynników działających na organizm kierowcy bądź pasażera w chwili wypadku i ich późniejszej korelacji z obrażeniami. Na ich powstanie ma bowiem wpływ przeciążenie, prędkość i kierunek uderzenia. Wskazania te mogą zatem zostać wykorzystane przez PSAP (CPR) do ustalenia przewidywanych obrażeń wśród uczestników zdarzenia i rozmiaru wypadku. W tym kontekście zastosowanie tego czujnika jest uzasadnione, jednak warunkiem jest współpraca EDR z eCall w ramach jednego systemu.

system will have to pay. It is important to consider this problem not only in the aspect of applying recorders in new vehicles but also in cars which are already in use. The intention of the authors is not to analyze if their use is essential but to consider the purposefulness of using the measuring sensor with the measuring range of ±50g in the recorder. Depending on the role the recorders are supposed to play in the future, the indications of the sensor can be omitted. Its function is to monitor the value of acceleration and its course in time during the collision itself (range from -0.04s to 0,25s after the collision) [3]. From the point of view of building such a sensor into the recorder which would not cooperate with the eCall system, it is not essential and it only increases the cost of the device. Indications in such a range are less significant in reconstructing the course of the road accident and giving opinions which are to be used by the judiciary. Data concerning speed and acceleration registered in the phases of the accident other then the event itself, i.e. in car movement before and after the accident, are much more significant. They are extremely helpful in estimating the reasons why the event occurred or stating to what degree the participants contributed to it. The measuring range of the accelerometer +/- 2g seems sufficient for these applications. However, each registered impulse going beyond the measuring range can be interpreted as a collision.

Information registered with the use of the accelerometer with the range of +/- 50g can be useful in determining factors affecting the body of the driver or the passenger at the moment of the accident. They also determine their later correlation with injures which are influenced by overload, speed and the direction of impact. The indications can be used by PSAP (CPR) to make a list of predicted injuries among event participants and also to state the size of an accident. In this context, the use of the sensor is necessary but on condition that EDR and eCall cooperate within one system.

5. Podsumowanie

Na podstawie przedstawionych materiałów dotyczących urządzeń rejestrujących stosowanych w pojazdach samochodowych, nasuwają się następujące uwagi i spostrzeżenia:

- wykorzystanie pokładowych urządzeń rejestrujących w pojazdach samochodowych jest jedną z wielu możliwości poprawy poziomu bezpieczeństwa w ruchu drogowym. Możliwości te obejmują zarówno bezpieczeństwo kierowcy i pasażerów jak i niechronionych użytkowników dróg.
- coraz szersze stosowanie rejestratorów w pojazdach jest związane realizacją w wielu krajach badań związanych z poprawą BRD oraz wprowadzaniem coraz bardziej rygorystycznych wymagań prawnych w tym zakresie.
- rosnące rozpowszechnienie urządzeń rejestrujących parametry charakteryzujące parametry pracy pojazdów samochodowych, jest związane z szybkim rozwojem technik informatycznych i telekomunikacyjnych. Rezultatem tego rozwoju jest zarówno miniaturyzacja przyrządów pomiarowych jak i obniżanie kosztów ich wytwarzania a więc i cen.
- należy rozważyć zasadność wykorzystania czujnika przyśpieszeń o zakresie pomiarowym +/- 50g w rejestratorze, który nie współpracuje z eCall.
- współdziałanie urządzeń rejestrujących parametry ruchu pojazdu EDR wraz z eCall w ramach jednego systemu dostarczy operatorom PSAP (CPR) narzędzi wspomagających przy podejmowaniu decyzji i pozwoli na zwiększenie niezawodności działania służb ratunkowych.

5. Conclusions

On the basis of presented materials concerning recorders applied in automotive vehicles, the following conclusions can be drawn:

- the use of deck recorders in automotive vehicles is one of the possibilities to improve the level of safety in road traffic. The possibilities comprise the safety of the driver and passengers as well as unprotected road users.
- the wider use of recorders in vehicles is connected with the fact that research concerning the improvement of BRD is carried out in many countries and more and more strict legal requirements in this area are introduced.
- the growing spread of devices registering parameters characterizing the operation of automotive vehicles is connected with the fast development of computer and telecommunications techniques. The result of such a development is both the miniaturization of measuring devices and the reduction of the costs of their manufacturing which leads to the reduction of their prices.
- the need to use the acceleration sensor with the measuring range of +/- 50g in the recorder which does not cooperate with eCall should be considered.
- the cooperation of devices recording car movement parameters EDR and eCall within one system will provide PSAP (CPR) operators with some tools supporting them is making decisions and will enable the increase in the reliability of rescue services.

6. References

1. COM(92) 494 z 2 grudnia 1992 r.: „Przyszły rozwój wspólnej polityki transportowej".
2. COM(2001) 370 z 12 września 2001 r.: „Europejska polityka transportowa na 2010 r.: czas na decyzję". Biała Księga Transportu.
3. „Vehicle Event Recording based on Inteligent Cash Assessment. Veronica II: Final Report" (2009).
4. „Cost-benefit assesment and prioritisation of vehicle safety Technologies". European Commision Directorate Energy and Transport: Final Report (2005).
5. COM(2006) 314 z dnia 22.6.2006: „Utrzymać Europę w ruchu - zrównoważona mobilność dla naszego kontynentu. Przegląd średniookresowy Białej Księgi Komisji europejskiej dotyczącej transportu z 2001 r.
6. http://www.gambit.fril.org.pl/ - Materiały poseminaryjne.
7. Guzek M. Metody wyznaczania błędów obliczeń w analizie wybranych sytuacji przedwypadkowych w ruchu drogowym. Warszawa: Rozprawa doktorska, 2002.
8. Krystek R. Międzynarodowe Seminarium Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego GAMBIT 2008. Gdańsk: Materiały konferencyjne VII Międzynarodowego Seminarium Bezpieczeństwa Drogowego, 23-25 kwietnia 2008.
9. KOM (2006) 723 z 23.11.2006r.: „Nowe impulsy dla systemu eCall – Plan działania (Trzeci komunikat na temat e-Bezpieczeństwa)".
10. KOM(2009) 434 z 21.08.2009r.: "eCall: czas na wdrożenie".

Prof. dr hab. inż. Jerzy MERKISZ
Instytut Silników Spalinowych i Transportu
Politechnika Poznańska
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań
e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl

Mgr inż. Sławomir TARKOWSKI
Katedra Pojazdów Samochodowych
Politechnika Lubelska
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin
e-mail: s.tarkowski@pollub.pl

Norbert CHAMIER-GLISZCZYŃSKI

ŚRODOWISKOWE ASPEKTY EKSPLOATACJI ŚRODKÓW TRANSPORTU. ETAP WYCOFANIE Z EKSPLOATACJI ŚRODKÓW TRANSPORTU

ENVIRONMENTAL ASPECTS OF MAINTENANCE OF TRANSPORT MEANS. END-OF LIFE STAGE OF TRANSPORT MEANS

Artykuł zawiera rozwinięcie koncepcji analizy wpływu na środowisko obiektów technicznych w postaci środków transportu. Podano w nim przykład analizy środowiskowej ostatniego etapu cyklu życia, którym jest etap wycofanie z eksploatacji zużytego środka transportu. W celu przeprowadzenia szczegółowej analizy całego etapy zbudowano system recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji, w którym wyróżniono proces odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji. Założenia tego procesu wykorzystano w przeprowadzonych badaniach doświadczalnych w stacji demontażu. Równocześnie otrzymane wyniki z badań doświadczalnych porównano z wynikami badań optymalizacyjnych odzysku elementów i materiałów z samochodów wycofanych z eksploatacji.

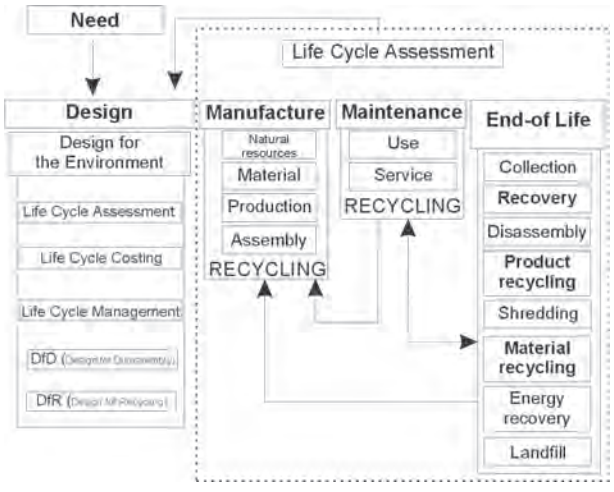
***Słowa kluczowe**: samochód wycofany z eksploatacji (SWE), system recyklingu, demontaż.*

The present article includes a development of the concepts of the environmental impact of technical objects in the form of means of transport. It includes an example of an environmental analysis of the final stage of the life cycle, i.e. end-of life transport means. For the purpose of a detailed analysis of the whole stage, a recycling system was built of end-of life vehicles, which includes the recovery process of components and materials from an end-of life vehicle. The guidelines for this process were used in experimental tests that were carried out in a disassembly stations. At the same time, the results obtained from the experimental tests were compared with the result of optimization examinations of the recovery of components and materials from end-of life vehicles.

***Keywords**: End-of Life Vehicle (ELV), recycling system, disassembly, dismantling.*

1. Wprowadzenie

Środowiskowe aspekty eksploatacji środków transportu przedstawiam jako te bezpośrednio związane z etapem eksploatacja środków transportu oraz z etapem wycofanie z eksploatacji. W artykule zostanie omówiona problematyka środowiskowych aspektów eksploatacji środków transportu na etapie wycofania ich z eksploatacji. Wybór tej problematyki został poparty przeprowadzonymi badaniami literatury z tego zakresu oraz badaniami doświadczalnymi przeprowadzonymi w stacjach demontażu. Opracowania środowiskowego oddziaływania środków transportu można podzielić na poszczególne zakresy tematyczne. Pierwszoplanowym zakresem jest ocena cyklu życia środków transportu obejmująca wytwarzanie, eksploatacje i wycofanie z eksploatacji (rys. 1) z rozbudowanym ostatnim etapem cyklu życia [9, 16, 20]. Następny zakres to poszukiwanie systemowych rozwiązań problemu zagospodarowania wycofanych z eksploatacji środków transportu [3, 5, 10, 12, 15, 17, 21]. Ostatni etap ale równocześnie pierwszoplanowy to technologie umożliwiające przeprowadzenie odzysku elementów i materiałów z wycofanych z eksploatacji



Rys. 1. Cykl życia środków transportu

Fig. 1. The life cycle of transport means

1. Introduction

The environmental aspects of the operation of transport means are presented as those that are directly related to the stage of the operation of means of transport and the end-of life stage. This article will cover the issues of the environmental aspects of the operation of transport means at their end-of life stage. The selection of this problem was support with a review of the literature in this area as well as experimental examinations that were conducted in disassembly stations. Studies of the environmental impact of transport means can be divided into individual subject areas. The primary area is an assessment of the life cycle of transport means related to the production, maintenance and end-of life (fig. 1) with an extended last stage of the life cycle [9, 16, 20]. The next area covers seeking of system solutions to the problem of the reuse of end-of life means of transport [3, 5, 10, 12, 15, 17, 21]. The last stage, which however is the primary stage, is those technologies that facilitate recovery of components and materials from end-of life means of transport [11, 14]. This stage includes the shredding process [4, 19] as well as the disassembly and

środków transportu [11, 14]. Na tym etapie należy wyróżnić proces strzępienia [4, 19] i proces demontażu niszczącego i nieniszczącego. Problem realizacji procesu demontażu, który jest pierwszym i podstawowym procesem umożliwiającym realizacje odzysku elementów i materiałów z wycofanych z eksploatacji środków transportu został omówiony w literaturze [6, 7, 8, 14, 15, 18, 22, 23], w której rozważane są kwestie organizacji oraz optymalizacji tego procesu.

2. System recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji

Zaproponowany w pracy system recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji jest propozycją systemu, który powstał w oparciu o europejskie uregulowania prawne w odniesieniu do recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji [24, 26, 27, 28, 29, 30]. Określone w nich obowiązki dla tych wszystkich, którzy uczestniczą w procesie zagospodarowywania zużytych samochodów, były podstawą do budowania systemu. Do obowiązków tych zaliczamy:

- obowiązki właścicieli pojazdów,
- obowiązki producentów i wprowadzających pojazdy,
- obowiązki przedsiębiorców prowadzących stacje demontażu,
- obowiązki przedsiębiorców prowadzących punkty zbierania pojazdów,
- obowiązki przedsiębiorców prowadzących strzępiarki i specjalistyczne zakłady recyklingu materiałów,
- obowiązki organów administracji publicznej.

System zbudowano na podstawie wzajemnych powiązań poszczególnych modułów i części sytemu, w której wyróżniono odzysk elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji, gdzie jest realizowany proces demontażu zużytego pojazdu (rys. 2).

2.1. Decyzja o wycofaniu samochodu z eksploatacji

Decyzja o wycofaniu samochodu z eksploatacji opracowywana jest jako analiza procesu eksploatacji, wynik analizy zużycia oraz oceny stanu technicznego pojazdu. Na podstawie tych informacji właściciel pojazdu podejmuje decyzję o dalszej eksploatacji samochodu lub jego wycofaniu z eksploatacji. Dopuszczalna jest jeszcze decyzja o sprzedaniu samochodu lub pozostawieniu go w innych celach. Algorytm podejmowania decyzji o wycofaniu samochodu z eksploatacji przedstawiono na rysunku 3.

W zamodelowanym algorytmie wyróżniono moduł eksploatacja, moduł zużycie oraz moduł ocena stanu technicznego pojazdu. Informacje odnośnie czy dany pojazd jest użytkowany, obsługiwany lub użytkowany i obsługiwany są gromadzone w pierwszym module. Natomiast informacje o stanie zużycie danego pojazdu określane są za pomocą dwóch parametrów: potencjału niszczącego $Q_F(t)$ i potencjału eksploatacyjnego $Q_e(t)$, które są analizowane w modelu zużycie pojazdu. Równocześnie w module ocena stanu technicznego pojazdu na podstawie przeprowadzanych badań diagnostycznych pojazd zostaje przypisany do określonego stanu. Wyróżniono cztery stany pojazdu ε [1, 2]: stan sprawności ε_s, stan niesprawności ε_{sn}, stan zdatności ε_z, stan niezdatności ε_{nz}.

dismantling. The problem of the execution of the disassembly process, which constitutes the first and basic process that facilitates the recovery of components and materials from end-of life transport means has been discussed in the literature [6, 7, 8, 14, 15, 18, 22, 23] where the issues of the organization and optimization of this process are considered.

2. Recycling system of end-of life vehicles

The recycling system of end-of life vehicles as put forward in this paper constitutes a proposal of the system that was created on the basis of the EU regulations related to the recycling of end-of life vehicles [24, 26, 27, 28, 29, 30]. The obligations that are specified in relation to all of those participating in the reuse of worn-out vehicles served as the basis for the construction of the said system. These duties include the following:

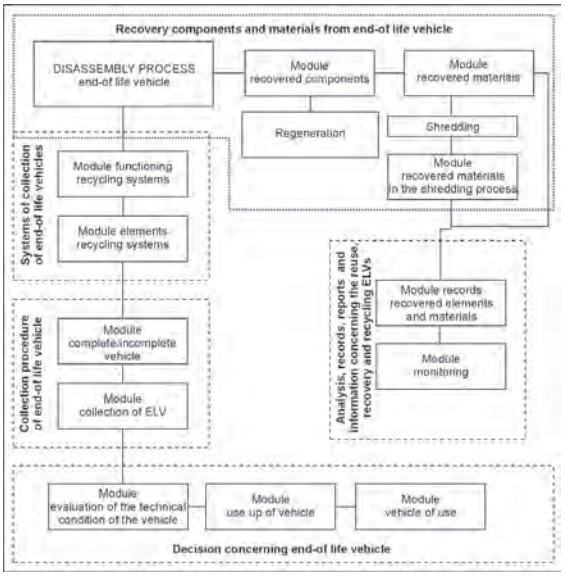
- responsibilities of the owners of vehicles,
- responsibilities of the manufacturers and those who market vehicles,
- responsibilities of those entrepreneur who run disassembly stations,
- responsibilities of those entrepreneurs who run collection points,
- responsibilities of those entrepreneurs who deal with rippers and specialist material recycling plants,
- responsibilities of public administration bodies.

The system was constructed on the basis of interrelations of the individual modules and the part of the system where the recovery of components and materials from end-of life vehicle was distinguished, and where the disassembly process of a worn-out vehicle is realized (fig. 2).

2.1. Decision concerning end-of life vehicle

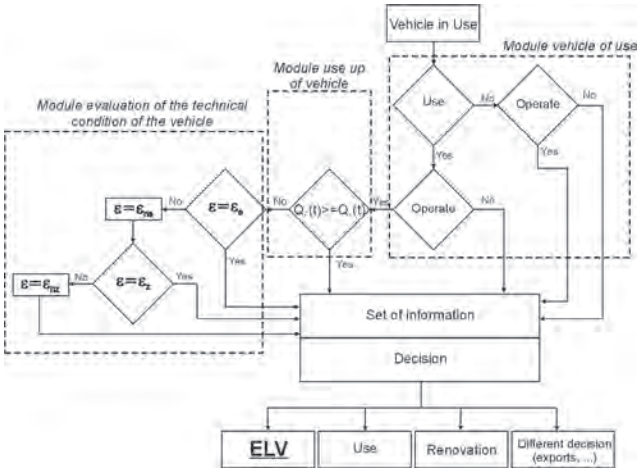
The decision concerning phasing out of a vehicle is developed as an analysis of the maintenance process, the result of the wear analysis and an assessment of the technical condition of the vehicle. The owner of the vehicle makes a decision on the basis of this information concerning the further maintenance of the end-of life vehicle. A decision concerning the sale of the vehicle or leaving it for other purposes is permissible, as well. The algorithm concerning taking decisions in relation to the end-of life vehicle is presented in fig. 3.

In the algorithm modeled, the module of operation, the module of wear and the module of an assessment of the vehicle's technical condition are distinguished. The information as to whether a given vehicle is being used, serviced or used and serviced is stored in the first module. The information concerning the condition of a worn-out vehicle is determined with the aid of two parameters: the destructive potential $Q_F(t)$ and the use potential $Q_e(t)$. This information is analyzed in the module of the vehicle wear. At the same time, in the module of an assessment of the vehicle's technical condition, the vehicle is assigned to a specific condition on the basis of the diagnostic tests performed. Four states of the vehicle's condition are distinguished ε [1, 2]: the efficiency state ε_s, the inefficiency state ε_{sn}, the usability state ε_z and the non-usability state ε_{nz}.



Rys. 2. Schemat systemu recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji

Fig. 2. The recycling system of end-of life vehicles



Rys. 3. Algorytm podejmowania decyzji o wycofaniu samochodu z eksploatacji

Fig. 3. Algorithm of decision concerning end-of life vehicle

2.2. Procedura przyjęcia samochodu

Wszystkie pojazdy, co do których podjęto decyzję o wycofaniu ich z eksploatacji, należy przekazać do punktów zbierania pojazdów lub stacji demontażu, posiadających odpowiednio zezwolenie na prowadzenie działalności w zakresie zbierania odpadów, pozwolenie na przetwarzanie odpadów lub pozwolenie zintegrowane. Równocześnie obowiązkiem przedsiębiorcy prowadzącego punkt zbierania pojazdów, stację demontażu jest przyjęcie każdego SWE posiadającego cechy identyfikacyjne pojazdu określone w ustawie prawo o ruchu drogowym [28]. W przypadku, jeżeli nie jest możliwe ustalenie cechy identyfikacyjnej SWE, przedsiębiorca prowadzący punkt zbierania pojazdów lub stację demontażu nie wydaje zaświadczenia o przyjęciu niekompletnego SWE i może odmówić przyjęcia SWE. Ponadto przy przyjmowaniu SWE nie pobiera się opłaty, jeżeli pojazd jest zarejestrowany na terytorium kraju, jest kompletny, nie zawiera innych odpadów, które nie pochodzą z danego pojazdu. Pojazd kompletny to taki, który zawiera wszystkie elementy ze zbioru istotnych elementów IE określonego w rozporządzeniu Ministra Infrastruktury [25] i prawdziwa jest nierówność:

$$M_p \geq M_{swe} \geq M_{po} \quad (1)$$

gdzie: M_p – masa własna pojazdu, M_{swe} – masa przyjmowanego samochodu wycofanego z eksploatacji, M_{po} – masa pojazdu obliczeniowa definiowana jako $M_{po} = 0{,}9 \times M_p$, $M_p = m_w - m_p$, m_w – masa własna pojazdu określono w homologacji pojazdu, m_p – masa paliwa w ilości nominalnej, która ustala się na 40kg.

W przypadku, jeżeli przyjmowany samochód wycofany z eksploatacji jest niekompletny, to punkt zbierania pojazdów lub stacja demontażu może pobrać opłatę za przyjęcie niekompletnego pojazdu w wysokości określonej równaniem:

$$O_p = \left(M_p - M_{swe}\right) \times S_{kg} \quad (2)$$

2.2. Collection procedure of end-of life vehicle

Any vehicles as to which a decision has been made concerning ending of their life need to be transferred to vehicle collection points or disassembly stations that possess appropriate licenses to run a business related to the collection of waste, a permit related to waste processing or an integrated permit. At the same time, it is the duty of any entrepreneur who runs a vehicle collection point or a disassembly station to accept any ELV that possesses the vehicle's identification features as specified in the act on road traffic [28]. If it is not possible to determine the ELV identification feature, an entrepreneur who runs a vehicle collection point or a disassembly station does not issue any certificate of accepting an incomplete ELV, and may refuse to accept an end-of life vehicle. Furthermore, when accepting an ELV, no fee is charged if the vehicle is registered at home, is complete, does not include any other waste that is not from a given vehicle. A complete vehicle is one which includes all the elements from the set of the substantial components of IE as specified in the regulation by the Minister of Infrastructure, and inequality [25] is true:

$$M_p \geq M_{swe} \geq M_{po} \quad (1)$$

where: M_p – weight of vehicle, M_{swe} – weight of end-of life vehicle, M_{po} – calculation weight of vehicle: $M_{po} = 0{,}9 \times M_p$, $M_p = m_w - m_p$, m_w – certification weight of vehicle, m_p – weight of fuel 40kg.

If an end-of life vehicle that is being accepted is incomplete, a vehicle collection point or a disassembly stations may charge a fee for taking an incomplete vehicle to an amount that is determined with equation:

$$O_p = \left(M_p - M_{swe}\right) \times S_{kg} \quad (2)$$

gdzie: O_p – stawka za przyjęcie pojazdu niekompletnego, S_{kg} – stawka za 1kg brakującej masy pojazdu określona w ustawie [30]. Algorytm procedury przyjmowania samochodu do stacji demontażu lub punktu zbierania pojazdu przedstawiono na rysunku 4.

2.3. Sieć recyklingu

Sieć zbierania pojazdów umożliwi zebranie samochodów wycofanych z eksploatacji i przekazanie ich do stacji demontażu, gdzie będą poddane procesowi demontażu. Odzyskane w ten sposób elementy i materiały będzie trzeba ponownie przetworzyć. Dlatego zasadnym jest powiększenie sieci zbierania pojazdów o następujące elementy: punkty zbierania pojazdów, stacje demontażu, zakłady strzępienia. Powstała w wyniku rozszerzenia struktura to sieć recyklingu, której funkcjonowanie zostało oparte na trzech poszczególnych modelach, do których zaliczamy model jednostopniowy, model dwustopniowy typu A i model dwustopniowy typu B. Idea funkcjonowania modelu jednostopniowego została przedstawiona na rysunku 5. W modelu tym rolę stacji demontażu przejmują zakłady strzępienia, do których samochody wycofane z eksploatacji dostarczane są z punktów zbierania pojazdów. Natomiast w modelu dwustopniowym typu A samochody wycofane z eksploatacji są dostarczane bezpośrednio do stacji demontażu z pominięciem punktów zbierania pojazdów (rys. 6), a w modelu dwustopniowym typu B wykorzystywane są punkty zbierania pojazdów (rys. 7). Dostarczone samochody do stacji demontażu są demontowane pod kątem odzyskania elementów i materiałów, a zdemontowana karoseria samochodu jest przetransportowana do zakładu strzępienia.

2.4. Odzysk elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji

Powstały odpad w postaci samochodu wycofanego z eksploatacji należy, zagospodarować w sposób bezpieczny i przyjazny dla życia i zdrowia ludzi oraz środowiska naturalnego. Zagospodarowanie to ma polegać na maksymalnym wykorzystaniu pochodzących z tych samochodów elementów i materiałów w eksploatacji i przemyśle, bardzo ograniczonego wy-

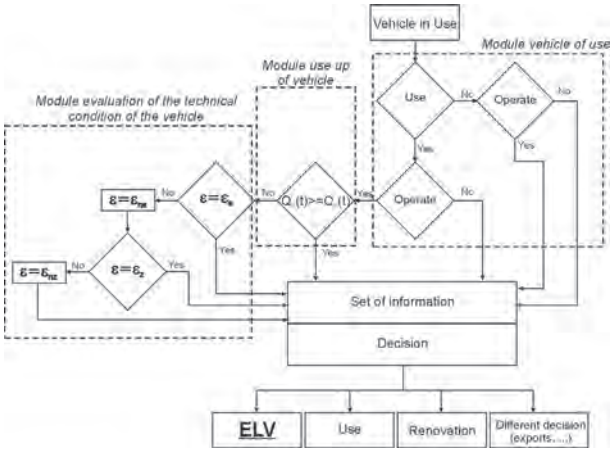
where: O_p – rate take incomplete vehicle, S_{kg} – rate for 1kg [30]. The collection algorithm of the end-of life vehicle is presented in fig. 4.

2.3. System of collection of end-of life vehicles

A system of collection of ELV will make it possible to collect end-of life vehicles and to transfer them to a disassembly station, where they will undergo a disassembly process. The components and materials that are recovered in this manner need to be recycled. Therefore, it is justifiable to extend vehicle collection networks to include the following elements: vehicle collection points, disassembly stations and shredding plants. The structure obtained as a result of this extension constitutes a recycling network whose functioning is based on three individual models, which include a single-stage model, a two-state A type model and B type two-stage model. The idea of the functioning of the single-stage model is presented in fig. 5. In this model, shredding plants perform the function of disassembly stations. End-of life vehicles are supplied to these companies from vehicle collection points. In A type two-stage model, end-of life vehicles are supplied directly to disassembly stations with vehicle collection points being omitted (fig. 6), whereas in B type two-stage model, vehicle collection points are used (fig. 7). Vehicles that are supplied to a disassembly station are dismantled with the aim of a recovery of components and materials, and the car body that has been disassembled is transported to the shredding plant.

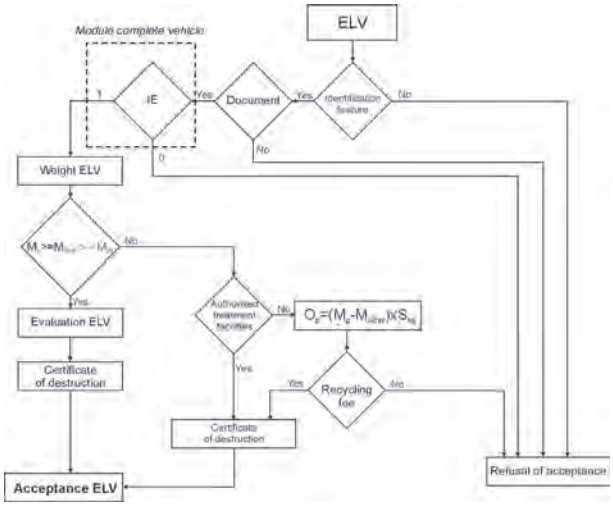
2.4. Recovery of components and materials from end-of life vehicle

The waste in the form of an end-of life vehicle is to be managed in a manner that is safe and friendly to the human life and health as well as to the natural environment. This waste management is to consist in a maximum use of the components and materials from these vehicles in operation and industry, a very limited use in power engineering and a sporadic dispo-



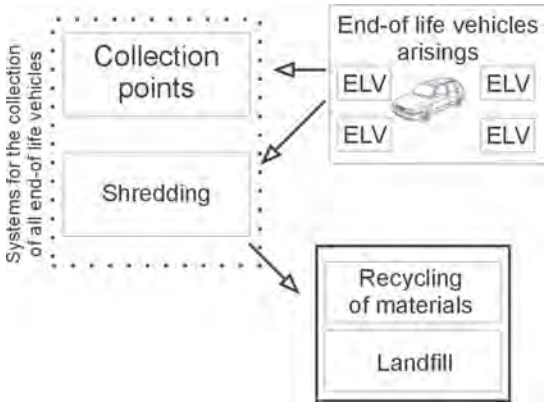
Rys. 4. Algorytm przyjmowania SWE do punktu zbierania pojazdów lub stacji demontażu

Fig. 4. The collection algorithm of the end-of life vehicle

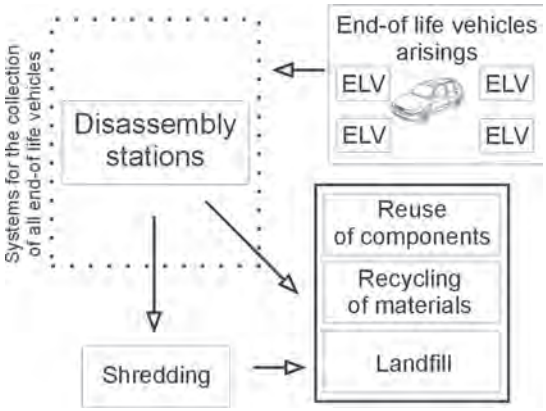


Rys. 5. Schemat modelu jednostopniowego

Fig. 5. The single-stage model



Rys. 6. Schemat modelu dwustopniowego typu A
Fig. 6. The two-stage model type A



Rys. 7. Schemat modelu dwustopniowego typu B
Fig. 7. The two-stage model type B

korzystania w energetyce aż do sporadycznego składowania pozostałości na składowisku odpadów. W ramach postępowania z odpadami w postaci zużytych pojazdów, mamy do czynienia z odzyskiem, którego idea została oparta na procesie demontażu. Demontaż prowadzi do tzw. recyklingu produktowego. Jest on często określany jako pierwszy etap/faza/krok recyklingu, od którego zależy jego postęp i rozwój. Aby został prawidłowo rozwiązany należy rozważyć, jaki jest cel demontażu w procesie recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji, czemu ma służyć, jaki powinien być jego zakres, jakie wymogi musi spełnić i jakich efektów oczekujemy. Jeżeli mówimy o demontażu samochodu wycofanego z eksploatacji, należy wyróżnić cztery główne cele, jakie proces ten ma do spełnienia. Pierwszy cel – usunąć źródła zanieczyszczeń środowiska przyrodniczego oraz zapobieżenie groźbie eksplozji w trakcie procesu strzępienia. Drugi cel – dokonać najefektywniejszego odzysku elementów do ponownego użycia w eksploatacji lub z przeznaczeniem do regeneracji. Trzeci cel – dokonać najefektywniejszego odzysku materiałów i ich segregacji z przeznaczeniem na surowce wtórne. Czwarty cel – osiągnąć poziom odzysku i recyklingu określony w ustawie o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji.

2.5. Analiza, ewidencja i raporty o stanie odzysku

Przedsiębiorstwa uczestniczące w procesie zagospodarowania samochodów wycofanych z eksploatacji, obok obowiązków typowo związanych z prowadzeniem danego przedsiębiorstwa, zostały obarczone licznymi obowiązkami i ograniczeniami, których zadaniem jest niedopuszczenie do skażenia środowiska. Spełnienie tych wszystkich obowiązków wymaga prowadzenia ewidencji odpadów oraz sporządzania rocznego raportu z prowadzonej działalności. Ewidencjonowanie odpadów poddanych odzyskowi i recyklingowi odbywa się zgodnie z kartą ewidencji odpadów [26]. W karcie należy podać informacje dotyczące rodzaju odpadu i jego kodu oraz informacji o formach przetworzenia poszczególnych odpadów. Jeżeli pewna grupa odpadów nie jest przetwarzana na miejscu, to stacja demontażu jest zobowiązana do przekazania tych odpadów do specjalistycznych zakładów recyklingu materiałów. Przekazanie odpadu dokumentowane jest za pomocą karty przekazania odpadu, w której jest wyszczególniony kod odpadu i jego masa. Natomiast jeżeli mówimy o efektywności funkcjonowania stacji demontażu to podstawowym miernikiem jest poziom odzysku

sal of remains on a waste dump. Concerning procedures that are related to waste in the form of worn-out vehicles, we deal with recovery, whose idea is based on the disassembly process. Disassembly leads to the so-called product recycling. It is frequently referred to as the first stage/phase/step of recycling, which determines its progress and development. It needs to be considered what the purpose of disassembly is in the recycling process of end-of life vehicles, what its range is to be, what requirements are to be fulfilled by it and what effects are expected. Considering a disassembly of an end-of life vehicle, one needs to distinguish four major goals that are to be reached by this process. The first objective: remove pollution sources of natural environment and prevent an explosion risk during the shredding process. The second objective: make as effective as possible a recovery of components to be reused in operation or to be regenerated. The third objective: make as effective as possible a recovery of materials and their segregation to be used as secondary raw materials. The fourth objective: to achieve the level of recovery and recycling as specified in the act on the recycling of end-of life vehicles.

2.5. Analysis, record and reports of recovery

Those companies that participate in the process of management of end-of life vehicles, apart from those obligations that are typical of a given business, need to comply with numerous duties and limitations aimed at preventing environment contamination. The fulfillment of all of these obligations requires keeping records of waste and submitting an annual report on the business. Keeping records of waste that is subjected to recovery and recycling is in compliance with the records sheet of wastes. In this sheet, information is to be supplied concerning the waste type and its code, as well as information on processing forms of individual types of waste [26]. If a certain group of wastes is not processed on the spot, a dismantling station is to transfer these wastes to a specialist materials recycling plant. A transfer of the waste is documented with a waste transfer note, which specifies the waste code and mass. As concerns the effectiveness of the functioning of a disassembly station, the recovery rate PO and the recycling rate PR constitute the basic measure. An entrepreneur in charge of a disassembly station is obliged to obtain the rate of the recovery and recycling of end-of life

PO i recyklingu PR. Przedsiębiorca prowadzący stację demontażu jest zobowiązany osiągać poziom odzysku i recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji w wysokości 85% i 80% masy pojazdów przyjętych do stacji demontażu rocznie, a od 1 stycznia 2015 roku odpowiednio 95% i 85% masy pojazdów przyjętych do stacji demontażu rocznie [24, 30]. Poziom odzysku i recyklingu określany jest na podstawie następującej zależności:

$$PO = \frac{M_e + M_o + M_{so}}{M_p} \times 100\% \quad (3)$$

$$PR = \frac{M_e + M_r + M_{sr}}{M_p} \times 100\% \quad (4)$$

gdzie: PO – poziom odzysku, PR – poziom recyklingu, M_e – masa przeznaczonych do ponownego użycia przedmiotów wyposażenia i części (elementy do ponownego użycia w eksploatacji) wymontowanych z przyjętych w danym roku sprawozdawczym pojazdów wycofanych z eksploatacji, M_o – masa odpadów poddanych procesom odzysku R1-R9 i R13 i R14 [29] na podstawie zaświadczeń potwierdzających odzysk oraz wywiezionych za granicę w celu poddania procesom odzysku na podstawie dokumentów potwierdzających wywóz, M_{so} – masa frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia, których zagospodarowanie zalicza się do procesów odzysku, M_r – masa odpadów poddanych procesom recyklingu R2-R9 i R14 [29] na podstawie zaświadczeń potwierdzających recykling oraz wywiezionych za granicę w celu poddania procesowi recyklingu na podstawie dokumentów potwierdzających wywóz, M_{sr} – masa frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia, których zagospodarowanie zalicza się do procesów recyklingu, M_p – masa przyjętych samochodów wycofanych z eksploatacji do stacji demontażu.

3. Zadanie odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji

Zadanie polega na przeprowadzeniu odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji wyposażonego w instalację gazową o przyjętym do celów zadania symbolu $SWE(PC)_1$. Celem zadania na podstawie następujących danych:

- struktury samochodu $SWE(PC)_1$ opisanej równaniem:

$$SWE(PC)_1 = (D, E, P) \quad (5)$$

gdzie: D – zbiór danych samochodu, E – zbiór elementów samochodu, P – zbiór płynów eksploatacyjnych i paliw w analizowanym samochodzie,

- wyznaczonego zbioru elementów obowiązkowych i zalecanych do odzyskania $EST'(SWE(PC)_1$ z samochodu opisanego równaniem:

$$EST'(SWE(PC)_1) = EP \cup ER \cup POS \cup EN \quad (6)$$

gdzie: EP – zbiór elementów do ponownego użycia w eksploatacji, ER – zbiór elementów do regeneracji, POS – zbiór płynów eksploatacyjnych i paliw do osuszenia, EN – zbiór elementów niebezpiecznych,

- masy poszczególnych elementów,
- określonych czasów demontażu operacji demontażowych,

vehicles of 85 per cent and 80 per cent respectively of the mass of those vehicles that are annually admitted to the disassembly station; starting from the 1 January 2015, this is 95 per cent and 85 per cent respectively of the mass of vehicles admitted to the disassembly station per annum [24, 30]. The recovery rate and the recycling rate are determined on the basis of the following dependence:

$$PO = \frac{M_e + M_o + M_{so}}{M_p} \times 100\% \quad (3)$$

$$PR = \frac{M_e + M_r + M_{sr}}{M_p} \times 100\% \quad (4)$$

where: PO – rate recovery, PR – rate recycling, M_e – weight of reuse components from end-of life vehicle, M_o – weight wastes in recovery process R1-R9 i R13 i R14 [29], M_{so} – weight materials in shredding at recovery, M_r – weight wastes in recycling process R2-R9 i R14 [29], M_{sr} – weight materials in shredding at recycling, M_p – weight of end-of life vehicles received to the disassembly station.

3. Problem recovery components and materials from ELV

This problem consists in carrying out a recovery of components and materials from an end-of life vehicle that possesses a gas installation $SWE(PC)_1$. The purpose of the problem on the basis of the following data:

- the structure of the vehicle $SWE(PC)_1$ that is described with the following equation:

$$SWE(PC)_1 = (D, E, P) \quad (5)$$

where: D – the set of data vehicle, E – the set of components from vehicle, P – a set of fluids from vehicle,

- the determined set of obligatory and recommended components that are to be recovered from the vehicle, and which is described with the following equation:

$$EST'(SWE(PC)_1) = EP \cup ER \cup POS \cup EN \quad (6)$$

where: EP – a set of components to reuse, ER – a set of components to regeneration, POS – a set of fluids to obligatory disassembly, EN – a set of dangerous components,

- the mass of individual components,
- the determined times of disassembly and disassembly operations,
- the man-hour cost,

- kosztu roboczogodziny,
- ceny sprzedaży odzyskanych elementów i materiałów,
- kosztów przekazania odzyskanych materiałów do odzysku lub recyklingu,

jest wyznaczyć optymalną strategię odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$, dla którego funkcja celu wyrażona zależnością:

- the selling price of recovered components and materials,
- the costs of transferring of recovered materials to recovery or recycling,

is to determine an optimal strategy of the recovery of components and materials from $SWE(PC)_1$ vehicle, for whom the objective function that is expressed with the following dependence:

$$f_c\left(SWE(PC)_1\right) = \sum_{i=1}^{e} oep_i \cdot k1_i + \sum_{i=1}^{f} oer_i \cdot k2_i + \sum_{i=1}^{g} omp_i \cdot k3_i + \sum_{i=1}^{h} ozs_i \cdot k4_i + \sum_{i=1}^{k} ozk_i \cdot k5_i + \\ + \sum_{i=1}^{l} ozms_i \cdot k6_i + \sum_{i=1}^{m} ots_i \cdot k7_i + \sum_{i=1}^{n} os_i \cdot k8_i + \sum_{i=1}^{o} ow_i \cdot k9_i + \sum_{i=1}^{p} og_i \cdot k10_i + \\ + \sum_{i=1}^{r} opo_i \cdot k11_i + \sum_{i=1}^{s} oza_i \cdot k12_i - \sum_{(a,b)\in RD} \left(kd^{(a,b)} + kdn^{(a,b)}\right) - kdd \tag{7}$$

przyjmuje wartość maksymalną.

takes on the maximum value.

Warunki ograniczające:

Limiting conditions:

- warunek osiągnięcia poziomu odzysku z samochodu wycofanego z eksploatacji:

- condition of obtaining the rate of recovery from an end-of life vehicle:

$$POSWE(PC)_1 \geq 0,85 \tag{8}$$

- warunek osiągnięcia poziomu recyklingu z samochodu wycofanego z eksploatacji:

- condition of obtaining the rate of recycling from an end-of life vehicle:

$$PRSWE(PC)_1 \geq 0,80 \tag{9}$$

- warunki bilansowania odzyskiwanej i odzyskanej masy elementów i materiałów w procesie odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji:

- conditions of balancing of the mass of components and materials being recovered and having been recovered in the recovery process of components and materials from an end-of life vehicle:

$$\forall a \in A \quad \sum_{a=1}^{A} m^{(a,b)} \leq m_a \tag{10}$$

$$\forall b \in B \quad \sum_{b=1}^{B} m^{(a,b)} \leq m_b \tag{11}$$

gdzie: $f_c(SWE(PC)_1)$ – funkcja celu, oep – element ze zbioru odzyskane elementy do ponownego użycia w eksploatacji OEP, k – koszty odzysku poszczególnych elementów, oer – element ze zbioru odzyskane elementy do regeneracji OER, omp – płyn ze zbioru odzyskane płyny eksploatacyjny i paliwa OMP, ozs – element ze zbioru odzyskany złom metali żelaznych OZS, ozk – element ze zbioru odzyskany złom metali nieżelaznych OZK, ozms – element ze zbioru odzyskany złom metali szlachetnych, ots – element ze zbioru odzyskane tworzywa sztuczne OTS, os – element ze zbioru odzyskane szkło OS, ow – element ze zbioru odzyskane włókna OW, og – element ze zbioru odzyskane elementy gumowe OG, opo – element ze zbioru odzyskane pozostałe odpady OPO, oza – element ze zbioru odzyskany złom akumulatorowy, kd – koszt demontażu poszczególnych elementów, kdn – koszt demontażu nieniszczącego poszczególnych elementów, kdd – dodatkowy koszt odzysku elementów i materiałów, RD – relacje demontażu, A – zbiór elementów do odzyskania, $m^{(a,b)}$ – masa odzyskana w relacji odzysku (a, b), m_a – masa elementu do odzyskania, B – zbiór odzyskane elementy i materiały, m_b – masa elementu odzyskanego.

where: $f_c(SWE(PC)_1)$ – objective function, oep – component with set recovered components to reuse OEP, k – component recovery cost, oer – component with set recovered components to regeneration OER, omp – fluid with set recovered fluids OMP, ozs – component with set recovered scrap ferrous OZS, ozk – component with set recovered scrap non-ferrous OZK, ozms – component with set recovered scrap precious metals, ots – component with set recovered plastics OTS, os – component with set recovered glass OS, ow – component with set recovered textiles OW, og – component with set recovered rubber OG, opo – component with set recovered remaining wastes OPO, oza – component with set recovered batteries, kd – disassembly cost, kdn – dismantling cost, kdd – extra recovery costs, RD – disassembly relation, A – a set of recovery components, $m^{(a,b)}$ – weight of recovery relation (a, b), m_a – weight recovery component, B – a set of recovery component and material, m_b – weight recovery component.

3.1. Wyniki optymalizacji odzysku elementów i materiałów z samochodu SWE(PC)$_1$

Uzyskana optymalna strategia odzysku elementów i materiałów z samochodu SWE(PC)$_1$, umożliwi osiągnięcie przez stację demontażu maksymalnego zysku w wysokości 2306,53 zł (wartość rzeczywista uzyskana w marcu 2010 roku). W celu uzyskania takiego zysku należy przeprowadzić 627 relacji odzysku na rzeczywistym obiekcie oznaczonym jako SWE(PC)$_1$, które doprowadziły do odzyskania:

- elementów o łącznej masie 168,44 kg,
- płynów eksploatacyjnych i paliw o łącznej masie 25,28 kg,
- złomu metali o łącznej masie 694,29 kg,
- pozostałych materiałów o łącznej masie 73,48 kg,
- pozostałych odpadów o łącznej masie 152,93 kg.

Zbiór odzyskane elementy składa się z 17 odzyskanych elementów do ponownego użycia w eksploatacji o łącznej masie 13,80 kg i 2 odzyskanych elementów przeznaczonych do regeneracji o łącznej masie 13,80 kg. W celu odzyskania tych elementów należy przeprowadzić operacje demontażu nieniszczącego, których łączny czas demontażu w pierwszym przypadku wynosi 48,47 min, a w drugim 12,30 min. Graficzna interpretacja czasu demontażu poszczególnych elementów i wartości wagowych odzyskanych elementów przedstawiono na rysunku 8.

W zbiorze odzyskane materiały OM wyróżniono dwa podzbiory: zbiór odzyskanych płynów eksploatacyjnych i paliw OMP i zbiór odzyskanych materiałów OMS. Zbiór OMP składa się z 10 odzyskanych płynów, których łączna masa wynosi 25,28 kg, a czas odzysku wynosi 8,47 min. Poszczególne wartości czasu procesu osuszania i wartości wagowe odzyskanych płynów przedstawiono na rysunku 9. Natomiast w zbiorze odzyskane materiały OM wyróżniamy trzy podzbiory: zbiór odzyskany złom metali OZ, zbiór odzyskane pozostałe materiały OPM i zbiór odzyskane pozostałe odpady OPO. Łączna masa odzyskanego złomu metali wynosi 694,29 kg, na którą składa się masa złomu metali żelaznych 648,94 kg, masa złomu metali nieżelaznych 28,60 kg, masa złomu akumulatorowego 12,24 kg i masa złomu metali szlachetnych 4,50 kg. W celu uzyskania takiej masy złomu metali należy odzyskać z samochodu SWE(PC)$_1$ 81 elementów (rys. 10).

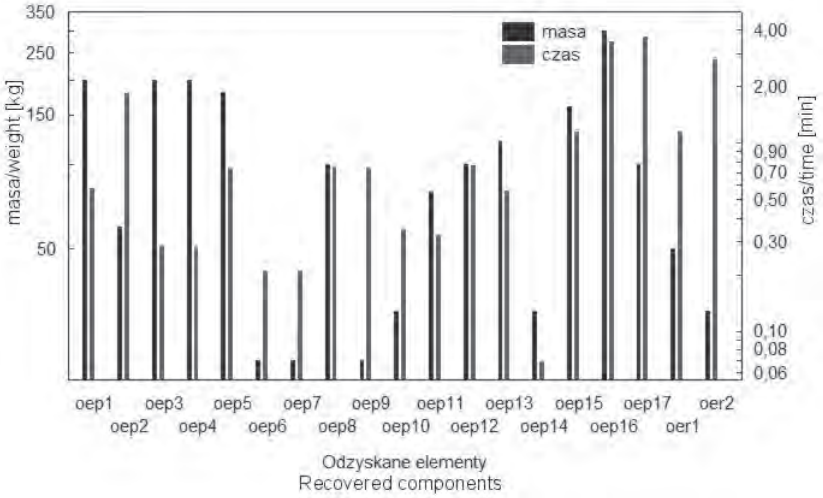
3.1. Results of optimization of recovery components and materials from SWE(PC)$_1$

An optimal strategy obtained of the recovery of components and materials from an SWE(PC)$_1$ vehicle will enable a disassembly station to obtain maximum profits to the amount of PLN 2306.53 (the real value that was obtained in March 2010). In order to gain such profits, 627 relations of recovery need to be performed on a real object marked as an SWE(PC)$_1$, as a result of which the following was recovered:

- a total mass of components 168.44 kg,
- a total mass of operating fluids and fuels 25.28 kg,
- a total mass of the scrap of metals 694.29 kg,
- a total mass of remaining materials 73.48 kg,
- a total mass of landfill 152.93 kg.

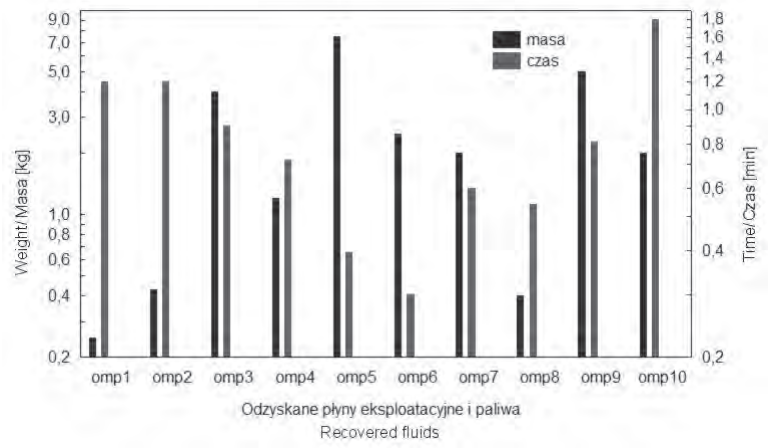
The set of recovered components consists of 17 components recovered to be reused in operation and of a total mass of 13.80 kg and two components recovered to be regenerated of a total mass of 13.80 kg. In order to recover these components, disassembly operations need to be conducted. The joint dismantling time in the first case is 48.47 min and 12.30 min in the second case. fig. 8 includes a graphical interpretation of the dismantling time for individual elements and weight values of the components recovered.

In the set of recovered materials OM, two subsets are distinguished: the set of recovered operating fluids and fuels OMP and the set of recovered materials OMS. The recovered fluids set consists of 10 recovered fluids, whose total mass is 25.28 kg, and the recovery time is 8.47 min. The individual time values for the drying process and the weight values of the fluids recovered are presented in fig. 9. The recovered materials set OM includes three subsets: the set of recovered scrap of metals OZ, the set of recovered remaining materials OPM and the set of recovered remaining wastes OPO. The total mass of the recovered scrap of metals is 694.29 kg, including the mass of the scrap of ferrous metals 648.94 kg, the mass of the scrap of non-ferrous metals 28.60 kg, the mass of battery scrap 12.24 kg and the mass of the scrap of precious metals 4.50 kg. 81 components need to be recovered from a vehicle SWE(PC)$_1$ in order to obtain such a mass of the scrap of metals (fig. 10).



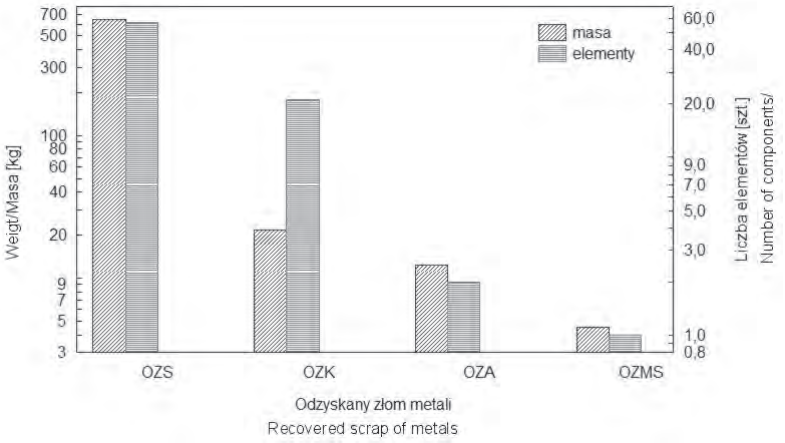
Rys. 8. Wartości masy i czasu demontażu dla elementów ze zbioru odzyskane elementy z samochodu SWE(PC)$_1$

Fig. 8. Values of mass and dismantling time for components from the set of components recovered from SWE(PC)$_1$



Rys. 9. Wartości masy i czasu osuszania dla płynów ze zbioru odzyskane płyny eksploatacyjne i paliwa z samochodu SWE(PC)$_1$

Fig. 9. Values of mass and drying time for fluids from the set of recovered operating fluids and fuels SWE(PC)$_1$



Rys. 10. Wartości masy i liczba odzyskanych elementów dla zbioru odzyskany złom metali z samochodu SWE(PC)$_1$: OZS – odzyskany złom metali żelaznych, OZK – odzyskany złom metali nieżelaznych, OZA – odzyskany złom akumulatorowy, OZMS – odzyskany złom metali szlachetnych

Fig. 10. Values of mass and number recovery components and set OZ from SWE(PC)$_1$: OZS – recovered scrap ferrous metals, OZK – recovered scrap non-ferrous, OZA – recovered scrap batteries, OZMS – recovered scrap precious metals

Zbiór odzyskany złom metali żelaznych podzielono na dwa podzbiory: zbiór złomu wsadowego ozs_1 i zbiór złom elementy karoserii ozs_2. Natomiast w zbiorze odzyskany złom metali nieżelaznych wyróżniono następujące cztery podzbiory: zbiór złom aluminium i stopy aluminium ozk_1, zbiór złom miedź i stopy miedzi ozk_2, zbiór złom cynku i stopy cynku ozk_3, zbiór odzyskane przewody elektryczne ozk_4. Na podobnych zasadach podzielono zbiór odzyskany złom akumulatorowy, w którym wyróżniono zbiór odzyskany akumulator oza_1 i zbiór odzyskany ołów oza_2, a w zbiorze odzyskane metale szlachetne wyróżniono zbiór odzyskany katalizator $ozms_1$.

Zbiór odzyskane pozostałe materiały został podzielony na cztery podzbiory tj. zbiór odzyskane tworzywa sztuczne OTS, zbiór odzyskane szkło OS, zbiór odzyskane włókna OW i zbiór odzyskany materiał gumowy OG. Zbiór odzyskane tworzywa sztuczne został podzielony na 24 podzbiory, które zaprezentowano w tabeli 1. Łączna masy odzyskanych pozostałych materiałów wynosi 73,48 kg, w tym masa odzyskanych tworzyw sztucznych 25,17 kg, masa odzyskanego szkła 11,30 kg,

The set of the recovered scrap of ferrous metals was divided into two subsets: the set of feed scrap and the set of scrap from body components ozs_2. Four subsets were isolated in the set of the recovered scrap of non-ferrous metals: the set of the scrap of aluminum and aluminum alloys ozk_1, the set of the scrap of copper alloys ozk_2, the set of the scrap of zinc and zinc alloys ozk_3 and the set of recovered electric wires ozk_4. The set of the recovered battery scrap was divided in a similar manner. It includes the set of the recovered battery oza_1 and the set of recovered lead oza_2. The set of the recovered catalyst $ozms_1$ was distinguished in the set of recovered precious metals.

The set of remaining materials recovered was divided into four subsets, i.e. the set of recovered plastics OTS, the set of recovered glass OS, the set of recovered fibers OW and the set of recovered rubber material OG. The set of recovered plastics was divided into 24 subsets that are presented in table 1. To total mass of the remaining materials recovered is 73.48 kg, including the mass of recovered plastics: 25.17 kg, the mass of glass recovered: 11.30 kg, the mass of fibers recovered: 0.62 kg and the mass of rubber recovered: 36.39 kg.

masa odzyskanych włókien 0,62 kg i masa odzyskanej gumy 36,39 kg.

W przypadku zbioru odzyskane pozostałe odpady łączna masy odzyskana wynosi 152,93 kg, a klasyfikacje tych odpadów przedstawiono w tabeli 2.

Concerning the set of remaining wastes recovered, the total mass recovered is 152.93 kg. The classification of these wastes is presented in table 2.

Tab. 1. Odzyskane tworzywa sztuczne
Tab. 1. The recovered plastics

Lp.		Odzyskane tworzywa* / Recovered plastics*	Lp.		Odzyskane tworzywa* / Recovered plastic*
1	ots_1	ABS	13	ots_{13}	ABS+PP
2	ots_2	PE	14	ots_{14}	ABS+PBT-GF30
3	ots_3	PA66	15	ots_{15}	POM+PA66+PE
4	ots_4	PBT	16	ots_{16}	PP+EPDM+T30
5	ots_5	PMMA	17	ots_{17}	PP-T25+EPDM
6	ots_6	PP	18	ots_{18}	PVC+PS
7	ots_7	PVC	19	ots_{19}	PVC+ABS
8	ots_8	UP	20	ots_{20}	PP-GF30
9	ots_9	PUR Pianka	21	ots_{21}	PP-T20
10	ots_{10}	PE-HD	22	ots_{22}	PA66-GF30
11	ots_{11}	PE-LD	23	ots_{23}	EPDM
12	ots_{12}	SP	24	ots_{24}	Tworzywa mieszane / Mixed plastic

** oznaczenia tworzyw sztucznych [25] / * sign plastics [25]*

Tab. 2. Elementy zbioru odzyskane pozostałe odpady
Tab. 2. The components of set recovered wastes

Lp.		Odzyskane odpady / Recovered wastes	Lp.		Odzyskane odpady / Recovered wastes
1	opo_1	Elementy filtracyjne / Filtration elements	4	opo_4	Zbiornik gazu + gaśnica / Gas tank + fire-extinguisher
2	opo_2	Filtr oleju / Oil filter	5	opo_5	Odpady elektroniczne / Electronic wastes
3	opo_3	Okładziny hamulcowe / Brake facing	6	opo_6	Odpady / Wastes

3. 2. Ocena porównawcza wyników badań optymalizacyjnych i doświadczalnych

W ocenie porównawczej otrzymanych wyników badań optymalizacyjnych i doświadczalnych odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ wykorzystano dwa kryteria: kryterium techniczne i kryterium ekonomiczne. Kryterium techniczne to ocena odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ pod kątem uzyskanych wartości poziomu odzysku i recyklingu. Wyszczególnione poziomy wyznaczono na podstawie równania 3 i 4 a wartości poszczególnych parametrów użytych do ich wyznaczenia zinterpretowano w tabeli 3.

3. 2. Comparative evaluation of the results of optimizing and experimental examinations

In the comparative evaluation of the results obtained from the optimizing and experimental examinations concerning the recovery of components and materials from an $SWE(PC)_1$, two criteria were used: the technical criterion and the economic criterion. The technical criterion consists in an evaluation of the recovery of components and materials from an $SWE(PC)_1$ with respect to the values obtained of the rate of recovery and recycling. The levels distinguished were determined on the basis of Equations 3 and 4. The values of the individual elements of

Tab. 3. Wartości parametrów uwzględniane przy wyznaczaniu poziomów
Tab. 3. The basis parameters

	Badania optymalizacyjne Optimizing research	Badania doświadczalne Experimental research
M_e (masa odzyskanych elementów do ponownego użycia w eksploatacji z samochodu *SWE(PC)$_1$*)	168,44 kg	168,44 kg
M_o+M_{so} (masa odzyskanych materiałów z samochodu *SWE(PC)$_1$* przekazanych do odzysku)	813,06 kg	722,72 kg
M_r+M_{sr} (masa odzyskanych materiałów z samochodu *SWE(PC)$_1$* przekazanych do recyklingu)	793,71 kg	703,37 kg
M_p (masa samochodu *SWE(PC)$_1$* – obiekt wybrano losowo w stacji demontażu samochodów wycofanych z eksploatacji, w której prowadzono badania doświadczalne)	1114,42 kg	1114,42 kg

W wyniku przeprowadzonego odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$, uzyskano poziom odzysku w wysokości:

- badania optymalizacyjne $POSWE(PC)_1$= 88,07%,
- badania doświadczalne $POSWE(PC)_1$= 79,96%,
- oraz poziom recyklingu w wysokości:
- badania optymalizacyjne $PRSWE(PC)_1$= 86,33%,
- badania doświadczalne $PRSWE(PC)_1$= 78,23%.

Optymalizacja odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ pozwoliła na uzyskanie większych wartości poziomu odzysku i recyklingu samochodu $SWE(PC)_1$ od tych uzyskanych w badaniach doświadczalnych. Ponadto, jeżeli wysokości poziomu odzysku PO i recyklingu PR określone w ustawie o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji [30] odniesiemy tylko do jednego samochodu wycofanego z eksploatacji, to uzyskane wartości poziomu odzysku i recyklingu w badaniach optymalizacyjnych są wyższe od tych wyznaczonych w ustawie. Natomiast wartości poziomu odzysku i recyklingu uzyskane w badaniach doświadczalnych są niższe od tych zalecanych w przytoczonej ustawie (rys. 11). Należy nadmienić, że zgodnie z ustawą o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji przedsiębiorca prowadzący stację demontażu jest obowiązany osiągać poziom odzysku i recyklingu w wysokości odpowiednio 85% i 80%.

Kryterium ekonomiczne to ocena zrealizowanego odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ pod kątem osiągniętych korzyści finansowych. Zaproponowana w badaniach optymalizacyjnych strategia odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ umożliwia uzyskanie większych korzyści finansowych dla przedsiębiorcy prowadzącego stację demontażu samochodów wycofanych z eksploatacji niż zastosowana strategia odzysku w badaniach doświadczalnych (tab. 4).

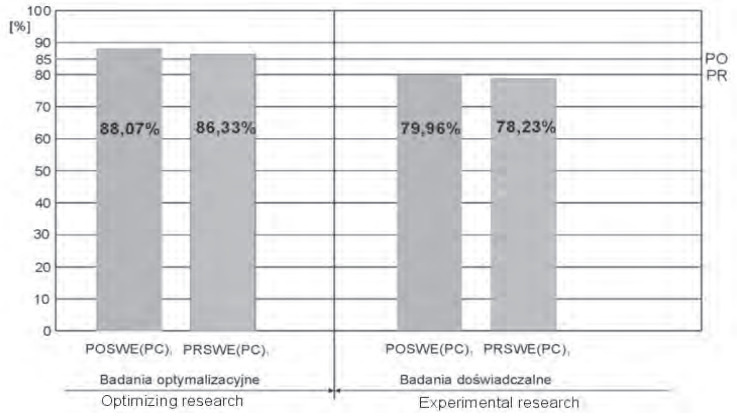
the parameters used for the purpose of their determination are interpreted in table 3.

As a result of the recovery performed of components and materials from an $SWE(PC)_1$, the recovery rate was obtained with the following value:

- optimizing research $POSWE(PC)_1$= 88.07%,
- experimental research $POSWE(PC)_1$= 79.96%,
- and the recycling rate with the value as follows:
- optimizing research $POSWE(PC)_1$= 86.33%,
- experimental research $POSWE(PC)_1$= 78.23%,

The optimization of the recovery of components and materials from an $SWE(PC)_1$ enabled obtaining greater values of the rate of recovery and recycling of $SWE(PC)_1$ as compared with those obtained in experimental investigations. Furthermore, if the values of the rate of recovery PO and recycling PR that are specified in the act on recycling of ELVs [30] are to be referred to one end-of life vehicle only, the values obtained of the rate of recovery and recycling in the optimization examinations are higher than those specified in the act. At the same time, the values of the rate of recovery and recycling that are obtained in experimental examinations are lower than those that are recommended in the abovementioned act (fig. 11). It is to be observed that in compliance with the act on recycling of ELVs, the owner of a disassembly station is obliged to obtain the rates of recovery and recycling in the amounts of 80% and 80% respectively.

The economic criterion refers to an evaluation of the recovery performed of components and materials from an $SWE(PC)_1$ regarding the obtained financial profits. The strategy of the recovery performed of components and materials from an $SWE(PC)_1$ as proposed in the optimization research allows obtaining greater financial profits for the owner of a disassembly station for ELVs as compared with the recovery strategy applied in experimental investigations (table 4).



Rys. 11. Wartości poziomu odzysku i recyklingu samochodu $SWE(PC)_1$: $POSWE(PC)_1$ – poziom odzysku samochodu $SWE(PC)_1$, $PRSWE(PC)_1$ – poziom recyklingu samochodu $SWE(PC)_1$, PO – poziom odzysku określony w ustawie o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji, PR – poziom recyklingu określony w ustawie o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji

Fig. 11. The rates recovery and recycling from vehicle $SWE(PC)_1$: $POSWE(PC)_1$ – rate recovery vehicle $SWE(PC)_1$, $PRSWE(PC)_1$ – rate recycling vehicle $SWE(PC)_1$, PO – rate recovery that are specified in the act on recycling of ELVs, PR – rate recycling that are specified in the act on recycling of ELVs

Tab. 4. Wartości osiągniętego zysku w poszczególnych badaniach
Tab. 4. The financial profits

	Badania optymalizacyjne Optimizing research	Badania doświadczalne Experimental research
Zysk z realizacji odzysku elementów i materiałów z samochodu $SWE(PC)_1$ The financial profits or the recovery components and materials from vehicle $SWE(PC)_1$	2306,53 zł	2221,70 zł

4. Podsumowanie

Zaprezentowane w pracy kompleksowe opracowanie tematyki zagospodarowania wycofanych z eksploatacji środków transportu jest próbą usystematyzowania podejmowanych działań w odniesieniu do zużytych pojazdów samochodowych. Działania te zostały oparte na budowie systemu recyklingu samochodów wycofanych z eksploatacji, w którym wyróżniono poszczególne moduły. Jednym z tych modułów jest odzysk elementów i materiałów z SWE, który w pracy poddano badaniom optymalizacyjnym. Celem tych badań było doprowadzenie do wzrostu poziomu odzysku i recyklingu indywidualnie dla każdego SWE, co miało skutkować podwyższeniem poszczególnych poziomów w rozliczeniu rocznym do jakich zostały zobligowane przedsiębiorstwa przetwarzające zużyte pojazdy. Równocześnie obowiązkiem dostarczania rocznego sprawozdania z uzyskanych poziomów odzysku i recyklingu zostały obciążone wszystkie państwa członkowskie Unii Europejskiej. Natomiast analiza dostarczonych przez państwa członkowskie EU w 2008 i 2009 roku sprawozdań z uzyskanych w 2006 i 2007 roku wartości poziomów odzysku i recyklingu [31] pokazał, że występują znaczące trudności w uzyskaniu zalecanych w Dyrektywie 2000/53/EC [24] wartości poziomów. Rozwiązaniem tego problemu jest zaproponowane w pracy usystematyzowanie działań w odniesieniu do wycofanych z eksploatacji środków transportu. Potwierdziły to przeprowadzone badania doświadczalne i optymalizacyjne w funkcjonujących stacjach demontażu. Badania optymalizacyjne doprowadziły do podwyższenia indywidualnych poziomów odzysku i recyklingu dla demontowanych samochodów wycofanych z eksploatacji przy równoczesnej maksymalizacji zysku ekonomicznego z realizacji tego procesu.

4. Summary

A comprehensive study presented in this paper concerning the management of end-of life means of transport constitutes an attempt to systematize those activities that are undertaken in relation to worn-out cars. These activities are based on the construction of a recycling system of ELVs, which includes individual modules. One of these modules is the recovery of components and materials from an ELV, which was subjected to optimization examinations. The purpose of these examinations was to obtain increased rates of recovery and recycling for each ELV on individual basis with the aim of raising the individual rates on the annual basis, which those companies that process worn-out vehicles are required to achieve. The obligation to supply an annual report on the rates obtained of the recovery and recycling was introduced in all the EU Member States. However, an analysis of the reports supplied by the EU Member States in the years 2008 and 2009 on the rates obtained in the years 2006 and 2007 of recovery and recycling [31] demonstrated that there are significant difficulties in obtaining the levels recommended in the Directive 2000/53/EC [24]. A systematization of the activities related to end-of life means of transport as proposed in the present paper constitutes a solution to this problem. This was confirmed with the experimental and optimization examinations in the functioning disassembly stations. The result of the optimization examinations was an increase of the individual rates of recovery and recycling for disassembled end-of life vehicles, while the economic gain from this process was maximized.

5. References

1. Hebda M, Mazur T, Pelc H. Teoria eksploatacji pojazdów. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1978.
2. Hebda M, Niziński S, Pelc H. Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1984.
3. H le Blanc M, Fleuren H, Krikke H. Redesign of a recycling system for LPG-tanks. OR Spectrum 2004; 26: 283-304.
4. Hyun-Tae Joung, Sung-Jin Cho, Yong-Chil Seo, Woo-Hyun Kim. Status of recycling end-of-life vehicles and effort to reduce automobile shredder residues in Korea. Journal of Material Cycles and Waste Management 2007; 9: 159-166.
5. Kanari N, Pineau J, Shallari S. End-of-life Vehicle Recycling in the European Union. JOM 2003; August: 15-19.
6. Kongar E, Gupta S, M. Disassembly sequencing using genetic algorithm. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 2006; 30: 497-506.
7. Lambert A, J, D, Gupta S, M. Disassembly Modeling for assembly, Maintenance, Reuse, and Recycling. Boca Raton: CRC Press, 2000.
8. Lambert A, J, D. Optimizing disassembly processes subjected to sequence-dependent cost. Computers & Operations Research 2007; 34: 536-551.
9. Lewicki R, Kłos Z. Środowiskowo zorientowana analiza konsekwencji zagospodarowania samochodów wycofanych z eksploatacji. Problemy Jakości 2006; 2: 40-45.
10. Merkisz-Guranowska A. Recykling samochodów w Polsce. Radom: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, 2007.
11. Merkisz J, Pielecha I, Pielecha J. Recykling elementów pojazdów hybrydowych. Recykling 2008; 1(85): 24-26.
12. Ming Ch. Sustainable Recycling of Automotive Products in China: Technology and Regulation. JOM 2006; August: 23-26
13. Nowakowski P. Dismantling of end life vehicles in Poland. Transport Problems/Problemy Transportu 2008; 3: 17-24.
14. Oprzędkiewicz J, Stolarski B. Technologia i systemy recyklingu samochodów. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 2003.
15. Osiński J, Żach P. Wybrane zagadnienia recyklingu samochodów. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 2006.
16. Puri P, Compston P, Pantano V. Life cycle assessment of Australian automotive door skins. The International Journal of Life Cycle Assessment 2009; 14: 420-428.
17. Rogaliński A. Recykling pojazdów wycofanych z eksploatacji w świetle obowiązujących przepisów. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2006; 1(29): 33-38.

18. Ruud H, Teunter. Determining optima disassembly and recovery strategies. The International Journal of Management Science 2006; Omega 34.
19. Sakai S, Noma Y, Kida A. End-of-life vehicle recycling and automobile shredder residue management in Japan. Journal of Material Cycles and Waste Management 2007; 9: 151-158.
20. Schmidt W, Dahlqvist E, Finkbeiner M, Krinke S, Lazzari S, Oschmann D, Pichon S, Thiel Ch. Life Cycle Assessment of Lightweight and End-of-Life Scenarios for Generic Compact Class Passenger Vehicles. The International Journal of Life Cycle Assessment 2004; 9(6): 405-416.
21. Słowikowski M, Zalewski K, Zieliński J. Recykling pojazdów w Polsce – sytuacja bieżąca. Pomiary Automatyka Robotyka 2008; 11: 5-7.
22. Tsai C, Kuo. Enhancing disassembly and recycling planning using life-cycle analysis. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing 2006; 22: 420-428.
23. Wang X, Qin Y, Chen M, Wang Ch. End-of-life vehicle recycling based on disassembly. Journal of Central South University of Technology 2005; 12(2): 153-156.
24. Dyrektywa 2000/53/EC z dnia 18.09.2000 roku w sprawie wycofanych z użytku pojazdów, OJ nr 269.
25. PN-EN ISO 11469. Tworzywa sztuczne. Identyfikacja rodzaju tworzywa i znakowanie wyrobów z tworzyw sztucznych. Polski Komitet Normalizacji.
26. Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 11 grudnia 2001 r. w sprawie wzorów dokumentów stosowanych na potrzeby ewidencji odpadów (Dz. U. Nr 152, poz. 1736).
27. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 15 czerwca 2005 r. w sprawie listy istotnych elementów pojazdu kompletnego (Dz. U. Nr 116, poz. 973).
28. Ustawa prawo o ruchu drogowym z dnia 20 czerwca 1997 roku (Dz. U. 1997, Nr 98, poz. 602).
29. Ustawa o odpadach z dnia 27.04.2001 (Dz. U. Nr 62, poz. 628).
30. Ustawa o recyklingu pojazdów wycofanych z eksploatacji z dnia 20.01.2005 (Dz. U. Nr 25, poz. 202).
31. Updated 2008 and 2009; http://www.epp.eurostat.ec.europa.eu. End-of life vehicles, data 2006 and 2007.

Dr inż. Norbert CHAMIER-GLISZCZYŃSKI
Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej
Politechnika Koszalińska
Ul. Racławicka nr 15-17, 75-620 Koszalin, Polska
e-mail: norbert.chamier-gliszczynski@tu.koszalin.pl

Leon PROCHOWSKI

ANALIZA TORU RUCHU SAMOCHODU PO UDERZENIU W BARIERĘ BETONOWĄ

THE ANALYSIS OF A CAR MOTION PATH AFTER COLLISION WITH A CONCRETE BARRIER

Analizie poddano przebieg toru ruchu samochodu po uderzeniu w betonową barierę drogową. Tor ruchu samochodu w fazie po zderzeniowej jest istotnym wskaźnikiem wypełniania funkcji ochronnej przez barierę. Wykorzystano tu model dynamiki procesu zderzenia i deformacji samochodu uderzającego w barierę oraz ruchu tej bariery. Model przedstawiono w pracy [7]. Przeprowadzono obliczenia, które pokazały wpływ kąta uderzenia i energii uderzenia na tor ruchu samochodu po zakończeniu fazy kontaktu z barierą. Obliczenia wykonano z uwzględnieniem skutków ustawiania barier na różnych podłożach. Rozważono ruch samochodów kategorii M1 (segment handlowy B i C), czyli najczęściej występujących na drogach. Podczas analizy wyników obliczeń brano pod uwagę kąt odejścia toru ruchu samochodu, mierzony bezpośrednio po zakończeniu fazy kontaktu pojazdu z barierą. Oddzielnej ocenie poddano odległość toru ruchu środka masy samochodu od krawędzi bariery w jej położeniu statycznym. Dokonano analitycznej aproksymacji wyników obliczeń i uzyskano zależności wielkości charakteryzujących przebieg toru ruchu samochodu od kąta i energii uderzenia w barierę.

Słowa kluczowe: *transport, bariery drogowe, bezpieczeństwo ruchu drogowego, zderzenia.*

A course of a car motion path after collision with a concrete road barrier has been analyzed. A car motion path at the postimpact stage makes a significant index of the protective function fulfilled by a barrier. A model of the impact process dynamics and deformation of a car hitting the barrier as well as the barrier motion have been used in this work. That model is presented in [7]. Calculations have been carried out that indicated the influence of the impact angle and impact energy on the car motion path after completion of the barrier contact stage. Calculations have been carried out considering the effects of placing the barrier on different types of the ground. Motion of the M1 category cars has been considered (commercial segment B and C), that is the most common cars on the roads. During the analysis of computation results, the car path deflection angle, measured just after the end of the car and barrier contact stage, has been considered. A separate evaluation of the distance between the motion path of the centre of the car mass and the edge of the barrier in its static position, has been performed. Analytical approximation of results has been performed and dependences of values characterizing the course of the car motion path on the impact angle and the impact energy have been obtained.

Keywords: *transport, road safety, safety barriers, roadside crash.*

1. Wstęp

Bariery drogowe są zwykle usytuowane w ciągu dróg i pełnią funkcje ochrony przed zjechaniem pojazdu poza krawędź pasa lub drogi. Podczas wypełniania swoich zadań bariery mogą wchodzić w bezpośredni kontakt z pojazdami (kolizja lub wypadek drogowy). Zatem powinny być konstrukcyjnie przystosowane do tego kontaktu. W tej roli mają zastosowanie bariery betonowe, zestawiane z segmentów o różnej długości i masie.

Bariery zwykle montowane są w taki sposób, aby w sytuacji kolizyjnej spowodować zmianę toru ruchu pojazdu opuszczającego jezdnię na kierunek zbliżony do jej osi (zderzenia o charakterze ślizgowym). Funkcjonowanie barier ma istotny wpływ na bezpieczeństwo, bo ponad 15 % samochodów osobowych, opuszczających pas drogowy, uderza w bariery ochronne. Kąt uderzenia zwykle nie przekracza 10 stopni. Dzięki poprawnej konstrukcji barier, ponad 90 % z tych pojazdów nie ulega przewróceniu [5, 6].

Celem pracy jest analiza zachowania się samochodów, głównie przebiegu toru ich ruchu po uderzeniu w ochronną barierę betonową o standardowych parametrach, ustawianą na różnych podłożach. Ocenie podlegać będzie przede wszystkim odległość toru ruchu środka masy samochodu od krawędzi ba-

1. Introduction

The road barriers are usually located along the roads and they provide protection against vehicle crossing the edge of the lane or the road. When fulfilling their tasks, the barriers can have a direct contact with vehicles (collision or road accident). So their structure should be adapted for such contact. Therefore the concrete barriers, made of segments of various length and weight, play that role.

The barriers are installed in a way that in case of collision they can change the motion path of a vehicle going out of the road to a direction close to its axis (sliding collisions). Barrier functions have a significant impact on the safety, as over 15% of passenger cars going out of the road lane hit the protective barriers. The impact angle usually does not exceed 10 degrees. Thanks to a proper barrier structure, over 90% of those vehicles do not roll over [5, 6].

The objective of this work is to analyze the behaviour of cars, mostly the course of the path of their motion after hitting the concrete protective barrier of standard parameters, placed on different grounds. The evaluation mostly considers a distance of the motion path of the centre of car mass from the barrier edge and the angle of the car deflection from the barrier at the postimpact stage. Analyzed values are of high significance

riery oraz kąt odjazdu samochodu od bariery w fazie po zderzeniowej. Analizowane wielkości mają ważne znaczenie dla bezpieczeństwa ruchu drogowego, a przede wszystkim wpływają na planowanie ustawiania barier ochronnych na różnych podłożach (bariery skrajne lub rozdzielające).

W pracy pokazane zostaną miary charakteryzujące przebieg toru ruchu samochodu po uderzeniu w barierę oraz wartości tych miar dla kilku różnych sytuacji drogowych.

2. Zachowanie się samochodu w czasie uderzenia w barierę

Analiza przebiegu uderzenia samochodu w barierę zwykle pozwala na wydzielenie trzech faz tego procesu:

- ruch przed zderzeniowy samochodu w chwili tuż przed początkiem kontaktu z barierą;
- uderzenie samochodu w barierę i obrót do pozycji równoległej do bariery; następuje rozpraszanie energii ruchu samochodu oraz trwa proces jego deformacji;
- koniec kontaktu samochodu z barierą i samodzielny ruch samochodu od bariery [6].

Oczywiście, przebieg niektórych sytuacji krytycznych jest bardziej złożony i może zawierać wjazd samochodu na barierę, przerwanie bariery, wywrócenie samochodu itp. Każda z faz tego procesu wymaga odpowiednich metod analizy i modelowania. W pracy analizowano przebieg fazy trzeciej, czyli ruch samochodu po ustaniu jego kontaktu z barierą.

Nowoczesne bariery betonowe to zespół połączonych ze sobą segmentów. Poszczególne segmenty są sztywne, ale ich połączenie ma właściwości przegubu o ograniczonej ruchliwości. Do stosowania w Polsce wprowadzone zostały bariery betonowe pełne o zarysie ściany bocznej typu „F", bardziej bezpiecznym dla samochodów osobowych niż stosowany w niektórych krajach zarys New Jersey [4, 11, 14].

W pracy [10] opisano zachowanie się samochodu osobowego po uderzeniu w barierę przy niskich i średnich wartościach prędkości jazdy (do 60 km/h). Zwykle, przy uderzeniu pod kątem do 10…15 stopni, przebieg toru ruchu samochodu ma charakter ślizgowy. Trudno jest natomiast prognozować zachowanie się samochodów po uderzeniu w barierę ze znaczną prędkością. Z kolei komputerowa symulacja zderzeń samochodów, która jest prowadzona w wielu ośrodkach badawczych, skupiona jest głównie na pojazdach lub barierach w aspekcie konstrukcyjnym. Natomiast niewiele jest prac poświęconych analizie zachowania się samochodów po uderzeniu w barierę.

3. Model i zakres badań

Model procesu zderzenia samochodu z barierą zbudowano w programie PC Crash i Matlab. Powstał na postawie rezultatów obserwacji sytuacji krytycznych w ruchu drogowym i analizy ustawiania tymczasowych barier betonowych. Model uwzględnia ustawienie bariery na różnych podłożach, jako połączone przegubowo w łańcuch segmenty. Wykorzystywany matematyczny model ruchu pojazdu uderzającego w barierę i ruchu elementów bariery opracowano na podstawie prac [8, 9, 12, 13]. Proces zderzenia i deformacji samochodu w kontakcie z barierą jest opisany modelem Kudlicha-Slibara [9, 13]. Model przedstawiono w pracy [7].

Parametry bariery dobrano na podstawie informacji producentów, wybierając segmenty o długości 4 m i masie 2200 kg ze

for the road traffic safety and first of all they affect the planning of placing the protective barriers on various grounds (edge barriers or separating barriers).

This work presents measures characterizing a course of a car motion path after hitting the barrier and the values of those measures for several different road situations.

2. Car behaviour during collision with a barrier

The analysis of the course of car collision with a barrier usually allows to differentiate three stages of that process:

- preimpact motion of a car just before the beginning of a contact with a barrier;
- collision of a car and a barrier and a turn to a parallel position towards a barrier; the car motion energy is being dissipated and a car is being deformed;
- the end of the contact between a car and a barrier and independent car motion from a barrier [6].

Obviously, a course of some critical situation is more complex and can include car driving into a barrier, barrier rupture, car roll-over etc. Each stage of that process requires proper analysis and modelling methods. This work analyzes a course of the third stage, i.e. a car motion after the end of the car and barrier contact.

Modern concrete barriers make a complex of interconnected segments. Individual segments are rigid but their connection is a joint of a limited mobility. In Poland, full concrete barriers with "F" type side wall profile have been introduced. They are more safe for passenger cars than New Jersey profile used in some other countries [4, 11, 14].

The work [10] describes behaviour of a passenger car after hitting a barrier at low and medium driving speed values (up to 60 km/h). Usually, in case of impacts at the angle of 10 to 15 degrees, a course of car motion path is of sliding nature. However, it is difficult to predict the behaviour of cars after hitting a barrier at a high speed. Computer simulation of car collisions, performed in many research centres, is mostly focused on vehicles or barriers in the structural aspect. While there are few works dedicated to the analysis of car behaviour after collision with a barrier.

3. Research model and scope

A model of a car and barrier collision process have been created in PC Crash and Matlab software. It has been developed on the basis of results of observations of critical situations in the road traffic and analysis of arrangement of temporary concrete barriers. The model includes placing the barrier on different grounds as segments jointed in a form of a chain. Applied mathematical model of motion of a car hitting the barrier and barrier segment motion has been developed on the basis of works [8, 9, 12, 13]. Car collision and deformation process during the contact with the barrier is described using the Kudlich-Slibar model [9, 13]. That model is presented in [7].

Barrier parameters are selected on the basis of information provided by the manufacturers. 4m long segments of weight of

sworzniowym połączeniem o maksymalnej sile rozciągającej 350 kN. W pracy rozważa się uderzenia samochodów osobowych pod kątem do 24 stopni i z prędkością 80 – 110 km/h w prawidłowo zmontowaną barierę betonową.

Dobór warunków i zakresu badań oparto na PN EN 1317, która określa zasady przeprowadzania badań barier i ich kwalifikacji na podstawie wyników tych badań [12]. Podczas budowy modelu przyjęto następujące ustalenia:

- bariera betonowa jest złożona z 20 segmentów;
- samochody uderzające w barierę dobrano jako typowych przedstawicieli kategorii M1 z krajowego rynku, czyli o masie 900 kg (segment handlowy B) i o masie 1500 kg (segment handlowy C);
- występuje linia rozgraniczenia nawierzchni drogowej (rys. 4.1) z pasem o przyczepności $\mu = 0{,}8$ od równoległego pasa podłoża, na którym jest ustawiana bariera;
- podłoże, na którym ustawiana jest bariera, charakteryzowane jest współczynnikiem tarcia w przedziale $\mu_B = 0{,}2\text{-}0{,}8$.

Zbudowany model dynamiki uderzenia samochodu w barierę poddano weryfikacji poprzez odniesienie wyników obliczeń do rezultatów badań eksperymentalnych kilku różnych barier betonowych. W pracy [7] zestawiono wyniki obliczeń (przesuniecie poprzeczne bariery, rozpraszanie energii uderzenia) i badań eksperymentalnych, osiągając wysoką ich zgodność.

4. Wyniki obliczeń toru ruchu samochodu po uderzeniu w barierę

4.1. Informacje ogólne

Poniżej przedstawiono wskaźniki charakteryzujące przebieg toru ruchu samochodu po jego uderzeniu w barierę. Na rysunku 4.1 jest graficzne przedstawienie fragmentu procesu obliczeń uderzenia samochodu w barierę. Widoczne jest końcowe położenie bariery z „zamrożonymi" położeniami samochodu, które zaznaczono co 0,5 s. Samochód podczas obliczeń uderza w środek segmentu nr 10. Cienką linią zaznaczono przebieg wyznaczonego toru ruchu środka masy samochodu. Malejąca odległość między kolejnymi sylwetkami samochodu pokazuje spadek prędkości jego ruchu w wyniku rozpraszania energii w fazie kontaktu samochodu z barierą (deformacja nadwozia i praca przesunięcia bariery).

Charakterystyczne wskaźniki przebiegu toru ruchu środka masy samochodu pokazano na rysunkach 4.1 i 4.2, gdzie zaznaczono następujące wielkości:

- na rysunku 4.1 pokazano kąt β uderzenia samochodu w barierę i kąt γ odjechania (odejścia) toru od bariery,
- na rysunku 4.2 zaznaczono odległości A, B i C toru od bariery w położeniu początkowym.

2200 kg with a pin joint of maximum stretching force of 350 kN have been selected. The work considers passenger car collisions, at the angles of up to 24 degrees and at the speeds of 80 – 110 km/h, with a properly installed concrete barrier.

Selection of conditions and the scope of tests are based on PN EN 1317, which defines the rules of performing the barrier tests and barrier classification on the basis of the barrier test results [12]. The following arrangements were assumed when building the model:

- concrete barrier made of 20 segments;
- cars hitting the barrier selected as typical representatives of M1 category on the national market, i.e. weight of 900 kg (commercial segment B) and weight of 1500 kg (commercial segment C);
- there is a road surface demarcation line (fig. 4.1) with a lane adhesion $\mu = 0{,}8$ from the parallel strip of the ground where the barrier is placed;
- the ground, the barrier is placed on, is characterized with a friction factor within a scope of $\mu_B = 0{,}2\text{-}0{,}8$.

Developed model of the car and barrier collision dynamics have been verified by referring the calculation results to experimental test results involving the tests of several different concrete barriers. The work [7] compares the calculation results (transverse barrier displacement, impact energy dissipation) with the experimental test results, obtaining high consistence.

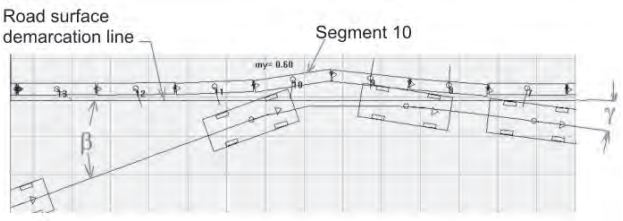
4. Results of car motion path calculation after collision with a barrier

4.1. General information

Indexes characterizing the course of car motion path after hitting a barrier are presented below. Figure 4.1 shows a graphic representation of a fragment of car and barrier collision calculation process. Final position of the barrier with "frozen" car positions, marked every 0,5 seconds can be seen. During calculations, the car hits the centre of segment no. 10. A course of determined path of the centre of car mass is marked with a thin line. Decreasing distance between the following car outlines indicates a drop of car motion speed due to energy dispersion during the car and barrier contact stage (car body deformation and barrier displacement).

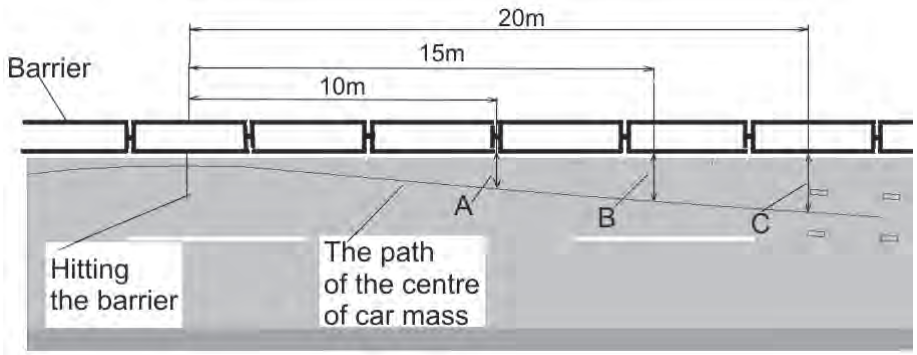
Characteristic indexes of the course of motion path of the centre of car mass are shown on figures 4.1 and 4.2, where the following values are indicated:

- figure 4.1 shows the angle β of the car and barrier collisions and the angle γ of path deflection from the barrier,
- figure 4.2 shows path distances A, B and C from the barrier in the initial position.



Rys.4.1. Położenie bariery po zakończeniu obliczeń wraz z naniesionym torem ruchu i sylwetkami pojazdu co 0,5s

Fig. 4.1. Barrier position after completion of calculations with marked motion path and vehicle outlines every 0.5 seconds



Rys. 4.2. Wymiary charakterystyczne, wykorzystywane podczas opisu toru ruchu środka masy samochodu po uderzeniu w barierę

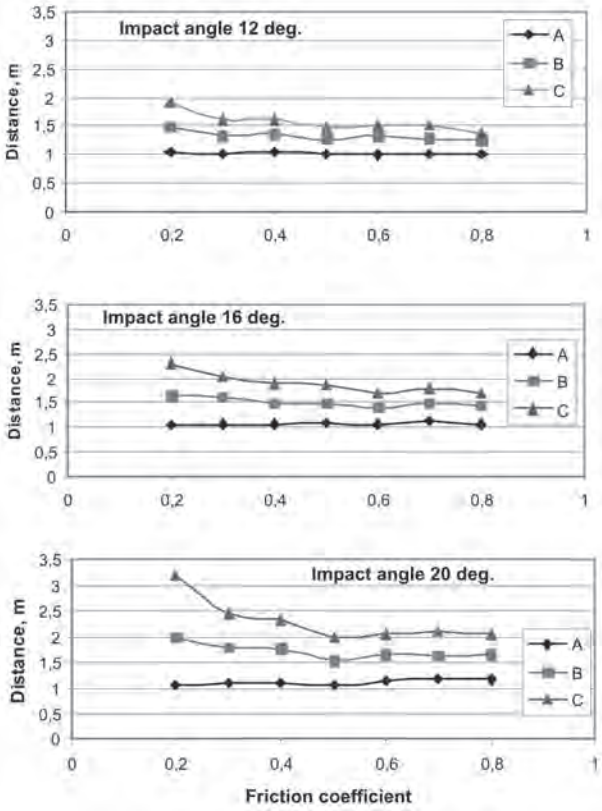
Fig. 4.2. Characteristic dimensions used during description of the path of motion of the centre of car mass after hitting the barrier

4.2. Wpływ rodzaju podłoża, na którym ustawiono barierę, na tor jazdy samochodu

Na rysunku 4.3 pokazano wyniki obliczeń, charakteryzujące przebieg toru ruchu samochodu z segmentu handlowego C po uderzeniu w barierę z prędkością 80 km/h. Pokazano zależność odległości A, B i C od wartości współczynnika tarcia μ_B miedzy barierą a podłożem dla trzech wartości kąta uderzenia samochodu. Obliczenia pokazują, że wpływ wartości współczynnika tarcia na odległość toru ruchu samochodu od bariery przy $\mu_B > 0{,}5$ jest mały.

Podczas normatywnych badań barier drogowych według [12] ocenie podlega odległość A, pokazana na rysunku 4.2, czyli tzw. odległość odsunięcia pojazdu od bariery. Ponieważ jest ona mierzona blisko początku kontaktu samochodu z barierą, to zmiany odległości A w zależności od tarcia miedzy barierą a podłożem są niewielkie (por. rys. 4.3). Wartości odległości toru ruchu samochodu od bariery tuż po zakończeniu fazy kontaktu mało zależą od rodzaju podłoża, na którym ustawiono barierę. To ważna wskazówka eksploatacyjna. Zwykle ustawiając barierę tymczasową (a w tej roli dominują bariery betonowe) nie mamy dużej swobody w wyborze rodzaju podłoża. Tymczasowe bariery są ustawiane na nawierzchni asfaltowej, betonowej, na różnych podłożach gruntowych , a zimie także mogą być na podłożu oblodzonym lub zaśnieżonym.

Badania prowadzone przy wysokich prędkościach uderzenia charakteryzują się tym, że w fazie odjazdu od bariery (faza trzecia) samochód posia-



Rys. 4.3. Przebieg zmian odległości A, B i C toru ruchu samochodu od bariery, zależnie od wartości współczynnika tarcia μ_B

Fig. 4.3. The course of variations of A, B and C distance of the car motion path from the barrier, depends on the friction coefficient value μ_B

4.2. Influence of the barrier ground on the car driving path

Figure 4.3 shows the calculation results characterizing the course of motion path of a car from the C commercial segment after hitting the barrier at the speed of 80 km/h. A dependence of distances A, B and C on the friction coefficient μ_B between the barrier and the ground for three car impact angle values are shown. Calculations indicate that the influence of the friction coefficient value on the distance of the car motion path from the barrier at $\mu_B > 0{,}5$ is small.

During standard road barrier tests, according to [12], distance A, shown on figure 4.2, i.e. the so-called distance of pushing a car away from the barrier, is evaluated. As it is measured close to the beginning of the car and barrier contact, the distance A variations, depending on the friction between the barrier and the ground, are low (compare fig. 4.3). Values of the car motion path distance from the barrier just after the end of the contact stage hardly depend on the ground the barrier is placed on. It is an important operational tip. Usually, when placing a temporary barrier (mostly the concrete barriers) we are not free to choose a type of the ground. Temporary barriers are placed on the tarmac or concrete surface, on various soil grounds and during the winter season they can be placed on icy or snow-covered grounds.

Tests performed at high impact velocities are characterized by a high car speed [14] at the stage of car deflection from the barrier (third stage). Then, the measures to push the car

da jeszcze znaczną prędkość [14]. Zatem miary odsunięcia toru ruchu samochodu od bariery położone dalej niż A, oznaczone B i C na rys. 4.2, mają ważne znaczenie dla bezpieczeństwa ruchu drogowego. Odległości B i C są zdecydowanie wyższe niż A (por. rys. 4.3) i wyraźnie maleją wraz z narastaniem wartości współczynnika tarcia z przedziału μ_B = 0,2-0,5.

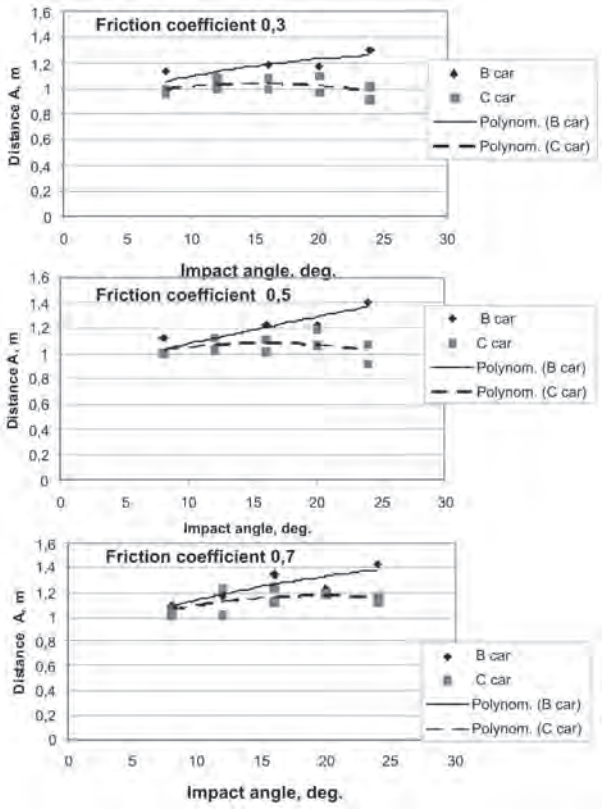
4.3. Wpływ kąta uderzenia samochodu na odległość toru jego ruchu od bariery

Na podstawie analizy wypadków drogowych można przyjąć, że najczęściej występujące wartości kąta najazdu (uderzenia) samochodu na bariery drogowe mieszczą się w przedziale 5 – 10 stopni [2, 3, 6]. Z kolei podczas europejskich badań barier drogowych [12], przyjmuje się wartości kąta najazdu w granicach 8 – 20 stopni. Oczywiście, przy zerowej wartości kąta uderzenia, odległość toru ruchu samochodu od bariery powinna być równa połowie szerokości samochodu. Szerokość tę, na podstawie bazy danych technicznych w programie PC Crash, przyjęto równą 1,7m dla wszystkich samochodów branych do obliczeń.

Kolejne obliczenia przeprowadzono w celu pokazania wpływu wartości kąta uderzenia samochodu na odległość A, toru ruchu środka masy samochodu od bariery. Na rysunku 4.4 zestawiono wyniki obliczeń dla trzech wartości współczynnika tarcia μ_B = 0,3; 0,5 i 0,7, które odnoszą się do następujących samochodów oraz prędkości uderzenia:

- samochody z segmentu B, v=100 km/h;
- samochody z segmentu C, v=80 – 110 km/h.

Jednocześnie na rysunku są widoczne przebiegi wielomianu drugiego stopnia, aproksymującego zależność odległości A toru ruchu samochodu od kąta uderzenia w barierę. Model tej zależności dla analizowanych samochodów można opisać funkcją (tabela 4.1):



Rys. 4.4. Wyniki obliczeń i aproksymacja zależności odległości A toru ruchu samochodu od kąta jego uderzenia w barierę

Fig. 4.4. Calculation results and approximation of dependence of distance A of the car motion path from its barrier impact angle

motion path away from the barrier positioned further than A, marked with B and C on fig. 4.2, are of high significance for the road traffic safety. Distances B and C are significantly higher than A (compare fig. 4.3) and clearly decrease together with the increase of the friction coefficient from the range of μ_B = 0,2-0,5.

4.3. The influence of the car impact angle on the car motion path distance from the barrier

On the basis of the road accident analysis, it can be assumed that the most often values of the car run-into angle (car impact angle) fall between 5 and 10 degrees [2, 3, 6]. While during the European road barriers tests [12], the angle values between 8 – 20 degrees are assumed. Obviously, at the zero car impact angle value, car motion path distance from the barrier should equal half car width. On the basis of the technical database in PC Crash software, that width has been assumed as 1,7m for all cars included in calculations.

Further calculations have been carried out in order to indicate the influence of the car impact angle values on the distance A, path of motion of the car centre of mass from the barrier. Figure 4.4 compares the calculation results for three friction coefficient values μ_B = 0,3; 0,5 and 0,7, that refer to the following cars and impact velocities:

- cars from segment B, v=100 km/h;
- cars from segment C, v=80 – 110 km/h.

Simultaneously, the figure shows courses of the secondary polynomial, approximating dependence of distance A: car motion path from the barrier. Model of that dependence for analyzed cars can be described with a function (table 4.1):

Tab. 4.1. Zestawienie funkcji aproksymujących (1) zależność odległości A od kąta uderzenia samochodu w barierę; gdzie y jest odległością w metrach, a β jest wartością kąta uderzenia w stopniach

Tab. 4.1. Comparison of approximating functions (1), dependence of distance A from the car impact angle; where y is a distance in metres and β is impact angle value in degrees

Współczynnik tarcia Friction coefficient	Samochód z segmentu B Car from segment B	Samochód z segmentu C Car from segment C
0,3	$y = -0{,}0005\,\beta^2 + 0{,}03\,\beta + 0{,}85$	$y = -0{,}0008\,\beta^2 + 0{,}02\,\beta + 0{,}85$
0,5	$y = -0{,}00008\,\beta^2 + 0{,}02\,\beta + 0{,}85$	$y = -0{,}0009\,\beta^2 + 0{,}03\,\beta + 0{,}85$
0,7	$y = -0{,}0005\,\beta^2 + 0{,}03\,\beta + 0{,}85$	$y = -0{,}0008\,\beta^2 + 0{,}03\,\beta + 0{,}85$

$$y = -a_2\beta^2 + a_1\beta + a_0 \quad (1)$$

w której wartości współczynników zależą od μ_B i masy samochodu, ale mieszczą się w wąskich granicach:

$$a_2 \in (0{,}00008,\ 0{,}0009);\ a_1 \in (0{,}2,\ 0{,}3);\ a_0 = \beta/2 \quad (2)$$

a *b* jest szerokością samochodu.

Maksimum odległości toru ruchu samochodu z segmentu C widoczne jest przy kącie uderzenia ok. 16 stopni i występuje praktycznie niezależnie od wartości współczynnika tarcia μ_B. Obserwacja zmian odległości A toru ruchu samochodów z segmentu B pozwala wnioskować, że maksimum takie wystąpić może przy kącie uderzenia nieco powyżej 24 stopni. Zbudowane modele analitycznej zależności odległości A od kąta β w postaci wielomianu drugiego stopnia przechodzą przez punkt 0,85 m przy zerowym kącie uderzenia, co odpowiada ruchowi samochodu wzdłuż krawędzi bariery.

4.4. Zależność odległości toru ruchu samochodu od energii jego uderzenia w barierę

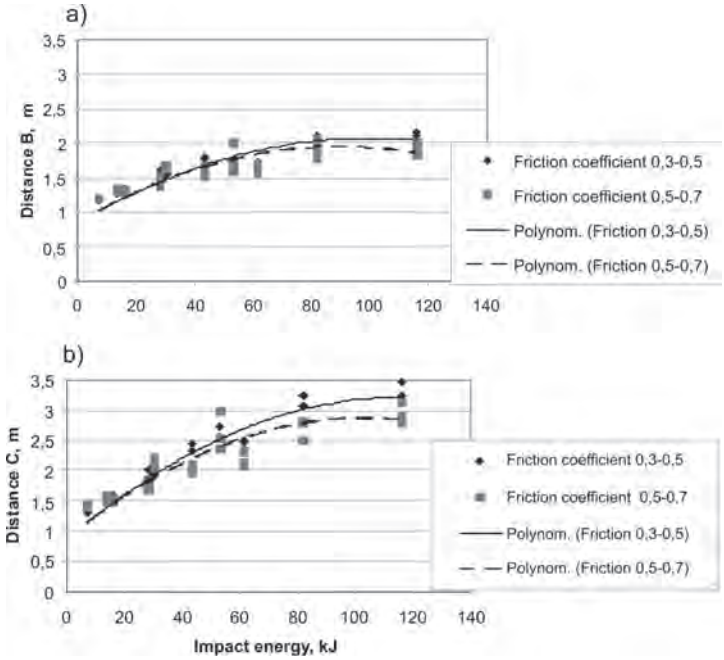
Podczas analizy toru ruchu samochodu w fazie odjazdu od bariery poszukuje się bardziej ogólnej relacji. W tym celu wybrano wartość energii uderzenia samochodu w barierę, jako czynnik o ogólnym charakterze i jednocześnie bezpośrednio związany z ruchem drogowym. Wartość tej energii zależy od masy *m* i prędkości samochodu *v* oraz kąta jego uderzenia β:

$$E_U = \frac{1}{2}m(v\sin\beta)^2 \quad (3)$$

i jest niekiedy traktowana jako wskaźnik IS (Impact Severity) [3, 6, 10], który ułatwia porównywanie zachowania się bariery drogowej w różnych sytuacjach drogowych.

Poniżej pokazano zależność odległości B i C toru ruchu środka masy samochodu od energii jego uderzenia w barierę. Zmiany odległości A są bardzo małe i nie pokazano ich na oddzielnym rysunku.

Na rysunku 4.5 umieszczono wyniki obliczeń przeprowadzonych dla samochodów o masie 900 - 1500 kg, które uderzały w barierę z prędkością 80 - 110 km/h. Łącznie na każdej części rysunku umieszczono po 45 punktów obliczeniowych. Poszukując ogólnej zależności odległości B i C od energii uderzenia, punkty na rysunku 4.5, podzielono na dwie grupy, a mianowicie dla μ_B = 0,3 – 0,5 i 0,5 – 0,7.



Rys. 4.5. Wyniki obliczeń i przebieg funkcji aproksymującej zależność odległości toru ruchu samochodu od energii jego uderzenia w barierę w dwóch przedziałach wartości spółczynnika tarcia; a – odległość B, b – odległość C

Fig. 4.5. Calculation results and the course of function approximating the dependence of the car motion path distance on the barrier impact energy in two ranges of friction coefficient values; a – distance B, b – distance C

$$y = -a_2\beta^2 + a_1\beta + a_0 \quad (1)$$

where the coefficient values depend on μ_B and the car mass but fall into narrow limits:

$$a_2 \in (0{,}00008,\ 0{,}0009);\ a_1 \in (0{,}2,\ 0{,}3);\ a_0 = \beta/2 \quad (2)$$

and *b* makes the car width.

The maximum distance of the motion path of a segment C car is visible at the impact angle of app. 16 degrees and it occurs practically independent of the friction coefficient value μ_B. Observation of variations of distance A of the motion path of the segment B cars allows to make a conclusion that such maximum can occur at the impact angle slightly above 24 degrees. Developed models of analytical dependence of distance A from the angle β in a form of secondary polynomial cross the point 0,85m at the zero impact angle and it corresponds to the car motion along the barrier edge.

4.4. Dependence of the car motion path distance on the barrier impact energy

During the analysis of the car motion path at the stage of deflection from the barrier more general relation is sought. Therefore the car impact energy value was selected as a factor of general nature and directly related to the road traffic at the same time. The energy depends on the weight (*m*) and speed (*v*) of the vehicle and the approach angle (β):

$$E_U = \frac{1}{2}m(v\sin\beta)^2 \quad (3)$$

This energy is sometimes used as the Impact Severity (IS) factor [3, 6, 10] to facilitate comparison of barrier behaviour in various scenarios. Dependence of distances B and C of the motion path of the car centre of mass on the barrier impact energy is shown below. Variations of distance A are very small and they are not shown on a separate figure.

Figure 4.5 shows the results of calculations carried out for the cars of weight of 900 - 1500 kg, that hit the barrier at the speed of 80- 110 km/h. In total, each part of the figure includes 45 calculation points. Searching for general dependence of distance B and C on the impact energy, points on figure 4.5, were divided into two groups, that is for μ_B = 0,3 – 0,5 i 0,5 – 0,7. Analytical approximation of those results was made and the most favourable

Dokonano analitycznej aproksymacji tych wyników i najkorzystniejsze wartości współczynnika zbieżności R^2 osiągnięto przy zastosowaniu wielomianu drugiego stopnia. Nieliniowy przebieg tej zależności opisuje wielomian o postaci:

$$y = -a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (4)$$

przy następujących wartościach współczynników a_1 i a_2(tabela 4.4):

- a_1 = 0,024-0,025, a_2 = 0,0001 dla odległości B w metrach,
- a_2 = 0,039-0,041, a_2 = 0,0002 dla odległości C w metrach,

który największe wartości odległości B i C osiąga przy energii uderzenia:

- powyżej 100 kJ dla μ_B = 0,3 - 0,5;
- 80 – 100 kJ dla μ_B = 0,5 - 0,7.

values of the convergence coefficient R^2 were obtained applying the secondary polynomial. Nonlinear course of that dependence is described by a polynomial in the form:

$$y = -a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (4)$$

at the following values of coefficients a_1 i a_2 (table 4.4):

a_1 = 0,024-0,025, a_2 = 0,0001 for distance B in metres;
a_2 = 0,039-0,041, a_2 = 0,0002 for distance C in metres

and the highest values of distance B and C are obtained at the following impact energy:

- above 100 kJ for μ_B = 0,3 - 0,5;
- 80 – 100 kJ for μ_B = 0,5 - 0,7.

Tab. 4.4. Funkcje aproksymujące zależność odległości B i C toru ruchu samochodu od energii jego uderzenia w barierę; y jest odległością w metrach, a x jest energią uderzenia w kJ

Tab. 4.4. Functions approximating dependence of distance B and C of the car motion path on the impact energy; where y is a distance in metres and x is the impact energy in kJ

Tarcie / Friction coefficient	Odległość B / Distance B	R^2	Odległość C / Distance C	R^2
0,3- 0,5	$y = -0{,}0001x^2 + 0{,}024x + 0{,}85$	0,805	$y = -0{,}0002x^2 + 0{,}041x + 0{,}85$	0,906
0,5 -0,7	$y = -0{,}0001x^2 + 0{,}025x + 0{,}85$	0,658	$y = -0{,}0002x^2 + 0{,}039x + 0{,}85$	0,793

4.5. Kąt odejścia toru ruchu samochodu po uderzeniu w barierę

Interesującym wskaźnikiem do analizy toru ruchu samochodu jest kąt odejścia γ toru ruchu środka masy, obliczony na początkowym odcinku toru jego odjazdu od bariery (rys. 4. 1). Wartość tego kąta może wskazywać na dalszy przebieg toru jazdy samochodu po uderzeniu w barierę, gdy deformacje pojazdu nie są znaczne. Przy znacznych deformacjach pojazdu jego tor ruchu może być mało stabilny.

Wyniki obliczeń, zestawione na rysunku 4.6 pokazują, że wartości kąta odejścia toru ruchu samochodu mieszczą się w przedziale 5 – 9 stopni przy uderzeniu samochodów z segmentu B i C w barierę z energią 10 – 120 kJ pod kątem do 24 stopni. Obliczenia przeprowadzono z uwzględnieniem wielu różnych podłoży, na których można ustawiać bariery betonowe. Na rysunku 4.6 zaznaczono też przebieg funkcji aproksymującej wyniki obliczeń dla wartości μ_B = 0,2 i 0,8. Podczas poszukiwania funkcji aproksymującej, największe wartości współczynnika zbieżności R^2 uzyskano dla funkcji wykładniczej:

$$\gamma = ax^b \quad (5)$$

w której kąt γ jest w stopniach, a x energią uderzenia w kJ oraz wartości współczynników:

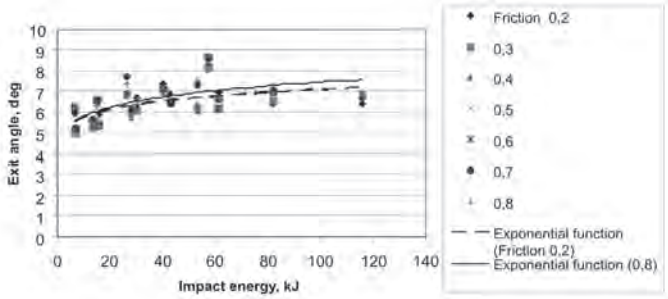
4.5. Car motion path deflection angle after hitting the barrier

Angle of deflection γ of the motion path of the centre of mass, calculated at the initial section of the path of deflection from the barrier, makes an interesting index for the car motion path analysis (fig. 4.1). Value of that angle can indicate further course of car motion path after hitting the barrier, when the car deformations are minor. In case of considerable vehicle deformations, its motion path can be unstable.

Calculation results, compared on figure 4.6 show that the values of the car motion path deflection angle fall between 5 and 9 degrees when the cars from segments B and C hit the barrier with energy 10 – 120 kJ at the angle of up to 24 degrees. Calculations were carried out considering many different grounds the concrete barriers can be placed on. Figure 4.6 also shows a course of a function approximating the results of calculations for the value μ_B = 0,2 and 0,8. When searching for the approximating function, the highest values of the convergence coefficient R^2 were obtained for the exponential function:

$$\gamma = ax^b \quad (5)$$

where γ is the angle in degrees and x is the impact energy in kJ and the values of coefficients:



Rys. 4.6. Wyniki obliczeń wartości kąta odejścia toru ruchu samochodu dla μ_B = 0,2 - 0,8 w zależności od energii uderzenia w barierę

Fig. 4.6. Results of calculations of the car motion path deflection angle values for μ_B = 0,2 - 0,8 depending on the barrier impact energy

$$a \in (4{,}47,\ 4{,}67); \quad b \in (0{,}09,\ 0{,}11) \qquad (2)$$

Uśredniony model procesu zmiany tego kąta dla skrajnych wartości współczynnika tarcia μ_B wskazuje na niewielkie tempo jego wzrostu wraz ze wzrostem energii uderzenia samochodu w barierę.

Warto tu dodać, że obliczenie kąta γ nie sprawia problemu, gdy przebieg toru ruchu samochodu w fazie po zderzeniowej jest prawie liniowy. Jednak rotacja, którą samochód może uzyskać w końcowej fazie dynamicznego oddziaływania bariery na tył samochodu oraz często znaczna deformacja samochodu powodują nieregularny przebieg toru jego ruchu w fazie po zderzeniowej.

Otrzymaną postać funkcji aproksymującej wykorzystano na etapie porównania wyników badań eksperymentalnych z obliczeniami w tabeli 4.5. Poszukując możliwości porównania wyników obliczeń z rezultatami testów eksperymentalnych, wykorzystano prace [1, 2]. Zamieszczono tam wyniki badań samochodów w zakresie możliwym do porównania z obliczeniami. Biorąc pod uwagę opisany wyżej charakter przebiegu toru ruchu samochodu i obliczone na jego podstawie wartości kąta odejścia, uzyskano dobrą zgodność wartości kąta odejścia w testach eksperymentalnych z rezultatami wyliczonymi na podstawie przebiegu funkcji aproksymującej, jak na rysunku 4.6.

$$a \in (4{,}47,\ 4{,}67); \quad b \in (0{,}09,\ 0{,}11) \qquad (2)$$

Averaged model of the angle variation process for extreme values of the friction coefficient μ_B indicates a small paste of its increase together with the car impact energy increase.

It is worth adding that calculation of the angle γ does not make any problem when the course of the car motion path at the impact stage is almost linear. But the rotation that a car can get at the final stage of dynamic barrier action on the rear part of a car and significant car deformation result in irregular course of the car motion path at the impact stage.

Obtained form of the approximating function was used at the stage of comparison of the experimental test results with the calculations in table 4.5. Looking for the possibilities of comparing the calculation results with the experimental test results, the following works have been used [1, 2]. They include car test results within a scope which can be compared to the calculations. Considering the nature of the car motion path described above and the deflection angle values, calculated based on it, good conformity of the deflection angle values in the experimental tests with the results calculated on the basis of the course of approximating function, as shown on figure 4.6, has been obtained.

Tab. 4.5. Przykład zestawienia wyników obliczeń z eksperymentem
Tab. 4.5. An example of comparison of calculation results with the experiment

Samochód, typ, masa Vehicle mass, type	Kąt uderzenia, stopnie Impact angle, deg.	Prędkość uderzenia km/h Impact speed, km/h	Energia uderzenia kJ Impact energy kJ	Kąt odejścia, stopnie Exit angle, deg.	Kąt odejścia obliczony z funkcji aproksymującej na rysunku 4.6, stopnie Exit angle – calculated using the approximation from figure 4.6, deg.	Źródło, uwagi References
Toyota Echo 880	19,9	78	47,8	7		[2], eksperyment [2], experiment
Samochód 900 kg Car, mass 900 kg	20	80	52,0	--	6,8	Obliczenia własne Calculation
Geo Metro 910 kg	20	70,6	40,5	5		[1], eksperyment [1], experiment
Samochód 900 kg Car, mass 900 kg	20	70	39,8	--	6,6	Obliczenia własne Calculation

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania dotyczą bezpieczeństwa ruchu drogowego. Pozwalają na wszechstronną ocenę wpływu parametrów ruchu samochodu oraz rodzaju podłoża, na którym ustawiono barierę betonową, na przebieg toru ruchu samochodów w sytuacjach krytycznych, czyli po uderzeniu w barierę drogową. Rozważono zachowanie się samochodów osobowych z segmentu handlowego B i C, czyli najczęściej występujących na naszych drogach. Analizie poddano zmiany odległości toru ruchu środka masy samochodu oraz kąta odejścia tego toru od krawędzi bariery. Dokonano analitycznej aproksymacji zależności wielkości charakteryzujących tor ruchu samochodu od energii uderzenia samochodu w barierę.

Wartości podstawowej miary odległości toru ruchu samochodu od bariery (oznaczenie A) zależą przede wszystkim od kąta uderzenia β. Wyniki obliczeń, przeprowadzonych dla uderzenia samochodów o masie 900 kg, zestawione na rysunku 4.4 pokazują, że w tych warunkach odległość A wynosi od 1,1

5. Summary

Performed tests concern the road traffic safety issue. They allow to provide versatile evaluation of the influence of car motion parameters and a type of ground underneath the concrete barrier on the course of the car motion path in critical situations, that is after hitting the road barrier. Behaviour of passenger cars from commercial segments B and C have been considered, i.e. the most common cars on our roads. Variations of distances of the motion path of the car centre of mass and the angle of the path deflection from the barrier edge have been analyzed. Analytical approximation of dependence of the values characterizing the car motion path on the car impact energy has been performed.

Values of the basic measure of the car motion path distance from the barrier (marked with A) first of all depend on the impact angle β. Results of calculations performed for the impact of cars of weight of 900 kg, specified on figure 4.4 show that under those conditions the distance A amounts to 1,1 - 1,4 m

do 1,4 m i nieznacznie rośnie wraz ze wzrostem kąta uderzenia w zakresie 8 – 24 stopnie. Natomiast maksimum odległości A toru ruchu samochodu o masie 1500 kg występuje przy kącie uderzenia ok. 16 stopni. Niewielkie różnice w przebiegu zmian odległości A dla samochodów o masie 900 i 1500 kg wynikają z wartości energii ich uderzenia w barierę. Większa energia uderzenia samochodu z segmentu C niż B powoduje, że bariera ulega przesunięciu na większej długości (większa tzw. długość pracująca bariery) ale głębokość tego przesunięcia nie jest duża (efekt łańcucha) i stąd tor ruchu samochodu C jest bliższy bariery niż samochodu B. To potwierdzają także nieliniowe przebiegi zależności odległości B i C toru ruchu samochodów o masie 900 – 1500 kg, na których (rys. 4.5) widoczne jest maksimum odległości przy energii uderzenia 70 – 90 kJ w barierę ustawioną na podłożu o μ_B = 0,5 - 0,7.

Uzyskane wyniki pokazują możliwości planowania bezpiecznego ustawiania barier betonowych (przestawnych) na różnych podłożach, kształtowania strefy zagrożenia wynikającego z ruchu samochodów po uderzeniu w barierę oraz mogą stanowić podstawę rekonstrukcji wypadków drogowych.

and slightly increases together with the impact angle increase within a scope of 8 – 24 degrees. However the maximum motion path distance A of the 1500 kg car occurs at the impact angle of app. 16 degrees. Small differences in the course of distance A variations for the 900 kg and 1500 kg cars result from the value of their impact energy. Higher impact energy of a car from the segment C than a B segment car results in longer barrier displacement (higher working length of the barrier) but the depth of that displacement is rather small (chain effect) and therefore the motion path of a C segment car is closer to the barrier than in case of a B segment car. It is also confirmed by nonlinear courses of dependence of the motion path distances B and C of the cars of weight of 900 – 1500 kg, where (fig. 4.5) the maximum distance, at the impact energy of 70 – 90 kJ during collision with the barrier placed on the ground of μ_B = 0,5 - 0,7, is visible.

Obtained results indicate a possibility of planning safe arrangement of the concrete (movable) barriers on different grounds, shaping the danger zone resulting from the car motion after hitting the barrier and they can also make the basis for the road accident reconstruction.

****

Praca naukowa, finansowana ze środków na naukę w latach 2007 – 2010 jako projekt rozwojowy
Research study financed from funds for science in years 2007 – 2010 as a development project.

****

6. References

1. Consolazio G. R., Chung J. H., Gurley K. R., Impact simulation and full scale crash testing of a low profile concrete work zone barrier, Computers and Structures 2003, 81: 1359 – 1374.
2. Grzebieta R. H., Zou R., Corben B., Judd R., Kulgren A., Tingval C., Powell C., Roadside Crash Barrier Testing, Proceedings ICRASH, Melbourne 2002.
3. Grzebieta R. H., Zou R., Jiang T., Carey A., Roadside Hazard and Barrier Crashworthiness Issues Confronting Vehicle and Barrier Manufactures and Government Regulators, 19 Conference ESV, Washington 2005.
4. Mikołajków L., Urządzenia bezpieczeństwa ruchu drogowego w polskiej praktyce drogowej, Infrastruktura 2006, nr 1-2.
5. Minton R. Cuerden R., Behaviour of SUV and MPV- type Vehicles in Collisions with Roadside Safety Barriers, 20 Conference ESV, Lyon 2007.
6. Navin F., Kłymchuk R., Romilly D., Thomson R., Reconstruction of Accidents Involving Highway Barriers, SAE 930656.
7. Prochowski L., Analysis of Displacement of Concrete Barrier on Impact of a Vehicle. Theoretical Model and Experimental Validation, Journal of KONES 2010 Powertrain and Transport, Vol. 17 no 4, Pub. Permanent Committee of KONES, Warsaw 2010.
8. Prochowski L., Pojazdy samochodowe Mechanika ruchu, Warszawa: WKiŁ, wyd. II, 2008.
9. Prochowski L., J. Unarski, W. Wach, J. Wicher, Pojazdy samochodowe, Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych, Warszawa: WKiŁ, 2008.
10. Ross H. E., Sicking D. L., Zimmer R. A., Michie J. D., Recommended Procedures for the Safety Performance Evaluation of Highway Features, NCHRP Report 350, National Academy Press, Washington 1993.
11. Rozporządzenie Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 30 maja 2000 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać drogowe obiekty inżynierskie i ich usytuowanie.
12. Systemy ograniczające drogę - część 1: Terminologia i ogólne kryteria metod badań; część 2: Klasy działania, kryteria przyjęcia badań zderzeniowych i metody badań barier ochronnych, PN – EN 1317.
13. Wach W., Symulacja wypadków drogowych w programie PC Crash, Kraków, IES 2009.
14. Wicher J., Prochowski L., Pochłanianie energii i zmniejszenie prędkości ruchu samochodu w czasie uderzenia w barierę drogową, IV Konferencja naukowo-szkoleniowa Rozwój Techniki Samochodowej a Ubezpieczenia Komunikacyjne, Radom 2008.

Prof. Leon PROCHOWSKI
Faculty of Mechanics
Military University of Technology
Sylwestra Kaliskiego Street, 00-908 Warszawa
e-mail: lprochowski@wat.edu.pl

Marcin KACPRZAK
Piotr KULINOWSKI
Dariusz WĘDRYCHOWICZ

INFORMATYCZNY SYSTEM ZARZĄDZANIA PROCESEM EKSPLOATACJI GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

COMPUTERIZED INFORMATION SYSTEM USED FOR MANAGEMENT OF MINING BELT CONVEYORS OPERATION

W obecnych realiach funkcjonowania gospodarki w celu minimalizacji kosztów obserwuje się tendencję do maksymalizacji wykorzystania potencjału eksploatacyjnego urządzeń, z jednoczesnym ograniczeniem ryzyka powstawania kosztownych awarii. Takie podejście związane jest z koniecznością opisu procesu eksploatacji modelami matematycznymi, które z kolei wymagają zbierania materiału informacyjnego z procesu eksploatacji. Artykuł dotyczy opisu systemu BCE (Belt Conveyor Editor), którego zadaniem jest realizowanie zarówno zbierania danych, a także ich wykorzystania do wspomagania zarządzania systemem transportowym. Autorzy opisują, budowę, funkcjonowanie oraz informacje jakie mogą zostać uzyskane w wyniku działania systemu BCE, przedstawiają również plany związane z jego dalszym rozwojem.

***Słowa kluczowe**: złącze, taśma przenośnikowa, przenośnik taśmowy, monitoring, eksploatacja systemów maszynowych.*

In current cost reduction-based economical conditions, a tendency of the most economical machine exploitation, including limitation of cost-consuming machine break downs risk, is observed. Such attitude is related with necessity of exploitation process description based on mathematical models, which in turn call for collection of exploitation process data. System BCE (Belt Conveyor Editor), which both collects the data and uses them for transport system management, has been described in the present study. The authors described the system structure and operation, including information, which can be obtained in result of the BCE system operation. Future plans related with the system development have also been described.

***Keywords**: belt splice, conveyor belt, belt conveyor, monitoring, exploitation of machine systems, conveyor maintenance.*

1. Wstęp

Przenośniki taśmowe zyskują coraz większe znaczenie w dziedzinie transportu materiałów sypkich. Poszerza się ich zakres zastosowań, często wypierają inne środki transportu, a tam gdzie już są stosowane trwale ugruntowały swoją pozycję. Proces ten związany jest z wieloma zaletami tych urządzeń, z których najważniejsze to: ciągły system odstawy, łatwość automatyzacji, możliwość pokonywania dużych odległości i nachyleń, osiąganie znacznych wydajności, wysoka niezawodność, bezpieczeństwo pracy oraz łatwy załadunek i rozładunek. Najbardziej rozwinięty transport taśmowy występuje w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego oraz podziemnych węgla kamiennego i rud miedzi. Przenośniki taśmowe tworzą tam bardzo rozbudowane systemy liczące dziesiątki kilometrów długości, przykładowo przenośnikowy system transportowy kopalń KGHM tworzy ok 180 przenośników o sumarycznej długości ok. 136 km [1,2,7].

Systemy przenośnikowe w miarę postępu eksploatacji złóż kopaliny użytecznej muszą się rozwijać, poprzez zwiększanie ilości i długości dróg transportowych. W miarę rozbudowywania układów transportowych rośnie również liczba będących w użytkowaniu podzespołów przenośników, która przy dużych systemach może wynosić kilkanaście tysięcy elementów.

Efektywne zarządzanie informacją, dotyczącą tak dużej liczby elementów wiąże się z ogromną pracochłonnością,

1. Introduction

Belt conveyors are more and more often used in transport of bulk materials. They often replace other transport facilities, and once applied, are permanently operated. This process is related with their numerous advantages, such as: continuous delivery system, automation, possibility of installation along great distances and dip slopes, high efficiency, high reliability, good work safety and easy loading and unloading. Well-developed belt conveyor-based transport is used in brown coal open pits and underground hard coal, as well as cooper ore mines. Belt conveyors form well developed systems tens kilometers long, for example, belt-conveyor-based transport systems in KGHM mines comprises about 180 belt conveyors of total length reaching about 136 km [1,2,7].

Belt conveyors-based transport systems are installed with exploitation advance, including both number and length of transport distances. As the transport systems are continuously developed, number of used belt conveyor subassemblies is grown, which in big transport systems amounts for several thousand elements.

Effective information management of such big number of elements is related with great labor consumption, particularly if the process is realized with use of traditional document circulation system. Such procedure also excludes possibility of fast data analysis referring to system documents. Their exploitation

szczególnie, jeżeli realizowane jest przy użyciu tradycyjnego obiegu dokumentów. Takie postępowanie wyklucza również możliwość szybkiej analizy danych dotyczących elementów znajdujących w systemie, utrudniona jest kontrola przebiegu ich eksploatacji, a w szczególności automatyczne monitowanie o konieczności interwencji w przypadku osiągnięcia przez nie granicznych czasów pracy.

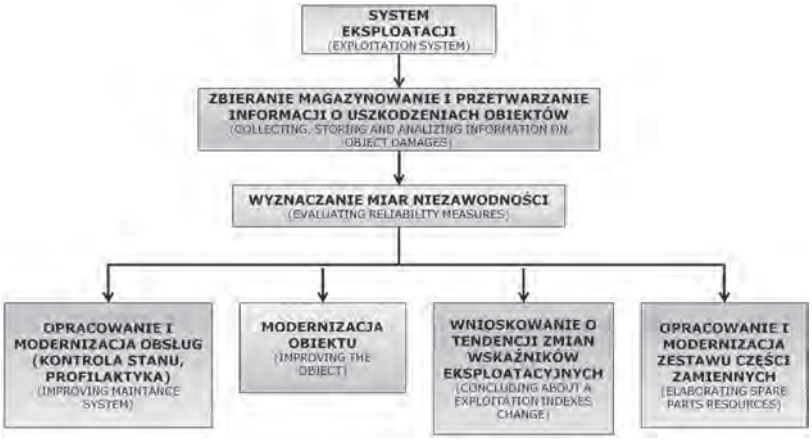
Mimo wieloletnich doświadczeń w użytkowaniu przenośników taśmowych w przemyśle nadal wiele problemów związanych z ich eksploatacją nie zostało rozwiązanych. Mimo wielu prac na ten temat brak jest jasnych wytycznych dotyczących szacowania ich niezawodności, a uzyskane wyniki nie dają jednoznacznej odpowiedzi. Nie do końca poznane są również procesy rządzące zużywaniem się taśm i złączy, co nastręcza wielu problemów w procesie eksploatacji, szczególnie w organizacji odnów i wymian tych podzespołów. Wiąże się to również z trudnością oszacowania zapotrzebowania na części zamienne, oraz kosztów związanych z eksploatacją, szczególnie w przypadku nowych systemów transportowych. Nie pozwala także jakościowo oceniać różnych rozwiązań konstrukcyjnych: krążników, bębnów, napędów i urządzeń napinających pod względem trwałości i ich wpływu na żywotność taśmy.

Jedną z przyczyn takiego stanu rzeczy jest brak odpowiedniej informacji o uszkodzeniach obiektów, na podstawie której można budować ilościowe miary niezawodności. Może to być spowodowane z jednej strony ograniczonym zainteresowaniem ze strony użytkowników przenośników taśmowych, a z drugiej wynikać z wysokiej niezawodności tych urządzeń w porównaniu z innymi środkami transportu, niemniej wskaźniki niezawodnościowe są niezbędne do obiektywnej oceny systemu eksploatacji i jego efektywnego zarządzania.

routine is difficult, particularly automatic monitoring of intervention needs when operation times limits are exceeded.

Despite many years experience in belt conveyors operation, many problems related with their exploitation is still not solved. Moreover, number of studies done, clear procedures related with assessment of their reliability are not completed, and obtained results are not unique. Processes related with wear of belts and splices are not fully recognized what results in many exploitation problems, particularly organization of renovation and replacements of these subassemblies. It is also related with difficulties of spare part demand assessment, as well as exploitations costs, particularly in case of new transport systems. The quality assessment of various system solutions, such as: idlers, pulleys, drives, and belt take-up systems, with respect to their durability and influence on the belt wear, is difficult.

One of the reasons of such situation is related with lack of suitable information of object damages, helpful in development of quantitative reliability measures. It can result from limited interest of the belt conveyor users. It can result from high reliability of these machines and devices as compared with other transport facilities. However, reliability factors are needed for estimation of the system exploitation and its effective management.



Rys. 1. Wykorzystanie informacji z systemu eksploatacji [10]

Fig. 1. Use of information from exploitation system [10]

2. Podstawowe elementy przenośnika taśmowego

Przenośniki taśmowe to urządzenia o stosunkowo mało skomplikowanej budowie w ich skład wchodzą (rys. 2):

- taśma tworząca pętle, składająca się z odcinków i złącz różnego typu (mechaniczne, wulkanizowane, klejone),
- trasa, czyli elementy modułowe zbudowane z profili, na których oparte są zestawy krążnikowe nośne i powrotne podtrzymujące taśmę,
- zwrotnia, część konstrukcji trasy w której znajduje się tzw. bęben zwrotny,

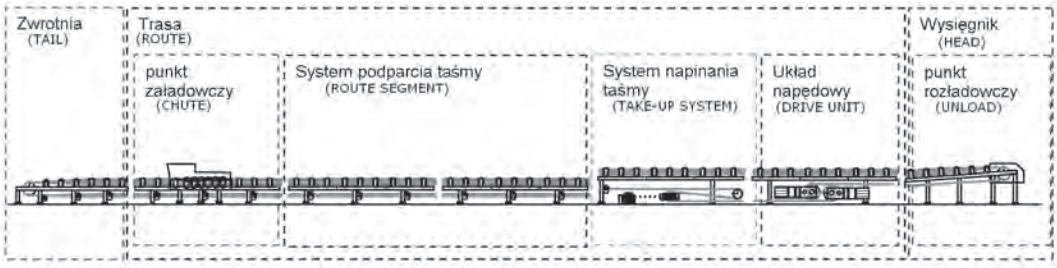
2. Major elements of belt conveyor

Belt conveyors are machines of relatively simple structure. The belt conveyors are composed of (fig. 2):

- Endless belt loop, composed of sections and splices of various types (mechanical, vulcanized, glued),
- Frame, i.e. module elements made of profiles, on which upper and lower idlers support the belt,
- Tail station, where tail pulley is installed,
- Power transmission system comprising electric motor, which via elastic clutch is connected with slipping co-

- układ napędowy składający się przeważnie z silnika elektrycznego, który za pomocą sprzęgła elastycznego połączony jest z sprzęgłem poślizgowym (hydrokinetycznym lub elektromagnetycznym), hamulcem a następnie reduktorem, który z kolei napędza bęben przekazujący dalej siły przez sprzężenie cierne na taśmę,
- system napinania taśmy, zapewniający właściwą pracę napędu ciernego przenośnika oraz utrzymujący poprawną geometrię taśmy na trasie przenośnika
- urządzenia czyszczące taśmę i bębny, ich zadaniem jest usuwanie resztek materiału, które nie zostały zrzucone z taśmy w punkcie rozładowczym,
- punkt rozładowczy, fragment trasy przenośnika (najczęściej wysięgnik), w którym następuje jego rozładunek, urządzenia dodatkowe, np. wagi, osłony, urządzenia ppoż., sygnalizacja itp. [2].

upling (hydro-kinetic or electro-magnetic), brake and gearbox, which in turn drives a pulley transferring forces via frictional onto the belt,
- Belt tensioning system allowing proper operation of friction drive and proper geometry of the belt along the conveyor,
- Belt and pulley cleaning devices, which remove material residues, which were not removed from the belt in unloading point,
- Unloading point, belt segment (usually extension arm) where unloading takes place, auxiliary devices, for example safety shields, fire-protection devices, signalization, etc. [2].



Rys.2. Schemat przenośnika taśmowego

Fig.2. Scheme of the belt conveyor

Z punktu widzenia eksploatacji przenośnika bardzo istotnym elementem jest taśma, zarówno ze względów konstrukcyjnych, bezpieczeństwa pracy jak i poniesionych wydatków, nierzadko przekraczających 50% całkowitych kosztów inwestycyjnych przenośnika.

Taśma przenośnikowa składa się z rdzenia, którego zadaniem jest przenoszenie obciążeń od materiału transportowanego i sił wzdłużnych od układu napędowego przenośnika. Rdzeń osłonięty jest od dołu okładką bieżną, od góry okładką nośną, a po bokach obrzeżami. Zadaniem okładek i obrzeży jest ochrona rdzenia taśmy przed uszkodzeniami, wpływami środowiska i chemicznymi w przypadku transportowania niektórych typów materiałów. Taśmy przede wszystkim różnią się rodzajem materiałów zastosowanych na rdzeń, wyróżniamy: taśmy z rdzeniami stalowymi i tekstylnymi, gdzie pośród rdzeni stalowych i tekstylnych rozróżnia się dodatkowo rodzaje konstrukcji rdzeni. W przypadku stalowych rdzeni są to rdzenie z linek stalowych z kordu stalowego lub taśmy stalowej. W przypadku taśm z rdzeniami tekstylnymi rozróżnia się taśmy jedno przekładkowe, dwuprzekładkowe i wieloprzekładkowe. Przy czym do wykonania rdzeni mogą być zastosowane różnego rodzaju materiały jak: bawełna, włókna celulozowe, poliamid, poliaramid aromatyczny, poliester, jedwab wiskozowo itp. Rdzenie mogą być też w różnoraki sposób tkane [3].

Rodzaj wykorzystywanych na danym przenośniku taśm zależy od parametrów technicznych przenośnika, wymagań bezpieczeństwa (szczególnie w kopalniach podziemnych), wymagań związanych z warunkami pracy, może również zależeć od doświadczeń eksploatacyjnych.

Od rodzaju zastosowanych taśm zależą rozwiązania konstrukcyjne złącz jakie mogą zostać użyte, wyróżnia się następujące typy: połączenia mechaniczne, klejone i wulkanizowane.

From the point of view of the conveyor operation, belt is an important element, both in respect of the conveyor construction and safety and economical aspects, which often exceed 50% of total capital cost of the conveyor.

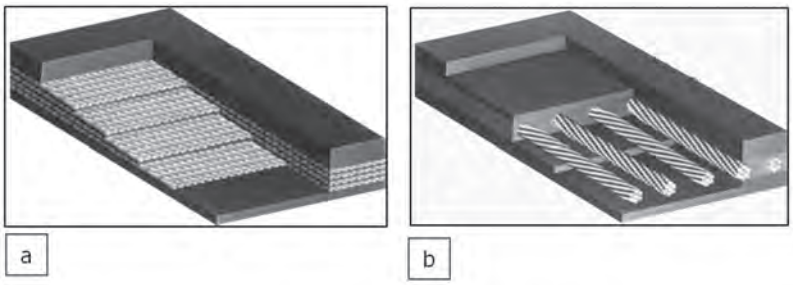
Conveyor belt is composed of belt core, which transmits loadings from transported material and longitudinal forces from drive motor. The core is shielded from the bottom with running shield and with carrying shield at the top. The shields and rims protect the belt against damages, influence of the environment and sometimes against chemical damages. The belts differ with type of core materials. The belts with steel and textile cores are distinguished, which can additionally differ in core construction. In case of belts with steel cores, the cores are built of steel ropes, steel cord or steel tape. In case of belts with textile cores, single-separator, double separator or multi-separator belts are distinguished. Whereas, various materials can be used for core forming, such as cotton, cellulose fibers, poliamide, aromatic poliaramide, polyester, viscose rayon, etc. The cores can be weaved in different manner [3].

Type of the belt operated on given conveyor depends on the conveyor technical parameters, safety requirements (particularly in underground mines), operational conditions and exploitation manner.

Constructional solutions of used belt splices depend on applied belt type. The following types are distinguished: mechanical splices, glued splices and vulcanized splices.

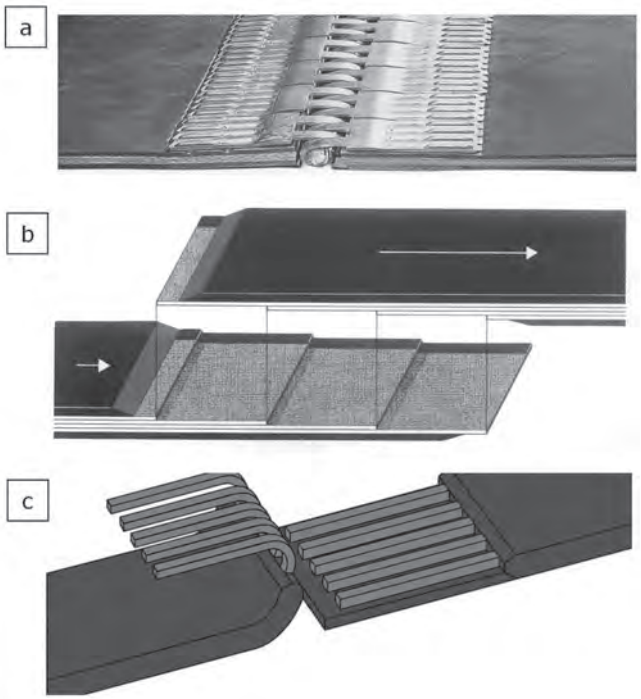
The belt is composed of several sections connected with suitable splices. This system is rather complicated because it can consist of sections produced by different manufacturers and the sections can differ in length, structure, strength and exploitation history. In mining industry we can observe conveyors, which are composed of even 40 belt segments, i.e. 40 splices,

Taśma składa się z kilku odcinków łączonych za pomocą złączy. Jest to układ o tyle skomplikowany, że w jego skład mogą wchodzić odcinki różnych producentów, długości, konstrukcji i wytrzymałości oraz o różnym przebiegu historii eksploatacyjnej. W przemyśle można spotkać przenośniki na których pracuje taśma składająca się z nawet 40 odcinków (a tym samym 40 złącz) o historii eksploatacyjnej odcinków od kilku miesięcy do kilku lat, a złącz od kilku tygodni do 3 lat (w zależności od typu złącza). Tworzy to układ o strukturze szeregowej składającej się z ponad 80 elementów, z których każdy może mieć inną historię pracy. Eksploatacja tak skomplikowanego układu nie należy do prostych zadań, dlatego niezbędne jest zaopatrzenie się w przypadku zakładów posiadających rozbudowane układy przenośnikowe w systemy informatyczne wspomagające proces zarządzania użytkowaniem i obsługiwaniem. Jest to również zgodne z tendencją do maksymalizowania efektywności ekonomicznej eksploatacji maszyn.



Rys. 3. Budowa taśmy przenośnikowej: a. tkaninowa, b. z linkami stalowymi

Fig.3. Structure of the conveyor belt: a. with cloth, b. with steel ropes



Rys. 4. Złącza taśm przenośnikowych: a. mechaniczne, b. klejone, c. wulkanizowane

Fig. 4. Splices of conveyor belts: a. mechanical, b. glued, c. vulcanized

having exploitation history aged from several months to several years, including splices, which are aged from several weeks to 3 years (depending on the splice type). Thus a series system consisting of over 80 elements is formed, whereas each section can have different operational history. Exploitation of such complicated system is not simple and in case of mines having developed conveying system should be equipped with computerized information systems, which are very helpful in management of the system operation and service. It is also consistent with a tendency of economical efficiency maximization and the machine exploitation.

3. Cykl życia taśmy w procesie eksploatacji przenośnika

Podczas eksploatacji przenośników taśmowych pracujących w systemach transportowych taśma znajdująca się w tym systemie podlega pewnemu cyklowi życia. Ogólna postać cyklu życia dla tego elementu została zaprezentowana na rys. 5.

Cykl życia taśmy przenośnikowej w systemie transportowym składa się z kilku etapów. Po dotarciu taśmy przenośnikowej do odbiorcy jest ona często przez pewien okres czasu magazynowana, następnie trafia do eksploatacji, gdzie podlega użytkowaniu i obsługiwaniu, a po zużyciu jest likwidowana. Jest to najprostszy możliwy przypadek, ale może zdarzyć się, że odcinek taśmy jest wycofywany na pewien czas z eksploatacji i magazynowany. Schemat na rys. 5 przedstawia stany i operacje występujące podczas cyklu życia odcinka taśmy przenośnikowej w rozbudowanym systemie transportowym.

3. Belt life cycle in the conveyor exploitation process

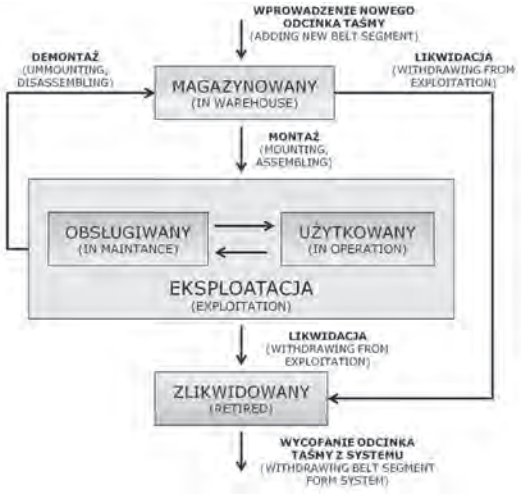
In case of exploitation of belt conveyors, which are operated in transport systems, conveyor belt is exposed to definite life cycle. General scheme of life cycle of such element is presented in fig. 5.

Life cycle of conveyor belt operated within transport system comprises several stages. When the conveyor belt is delivered to the user, the belt is usually stored and then sent to exploitation, and when worn, liquidated. It is the simplest case, but it may happen that certain belt section is for some time period withdrawn from the exploitation and stored. Conditions and operations occurring during conveyor belt section life in a complex transport system, is shown in fig. 5.

Individual stages of the life cycle are related with realization of various operations of the element in question. In case of

Poszczególne etapy cyklu życia związane są z realizowaniem różnych operacji na elemencie, którego ten cykl życia dotyczy. W przypadku odcinka taśmy przenośnikowej są to: montaż, demontaż, naprawa, likwidacja, podział, wprowadzenie nowego odcinka do magazynu. Przy użyciu informacji dotyczących tych operacji możliwe jest wydzielenie wszystkich etapów w cyklu życia dla elementu oraz określenie czasu, jaki dany element spędził w każdym z nich. Jest to o tyle ważne, że umożliwia analizę procesu eksploatacji pod względem efektywności jego prowadzenia poprzez wyznaczenie wskaźników niezbędnych przy takiej ocenie.

Przy tworzeniu systemu nadzorującego proces eksploatacji podzespołów przenośników taśmowych, niezbędne jest odzwierciedlenie w systemie wszystkich istotnych procesów, którym opisywane elementy podlegają. Najwłaściwszym podejściem jest odzwierciedlenie ich rzeczywistego cyklu życia.



Rys.5. Cykl życia (istnienia) odcinka taśmy przenośnikowej w systemie transportowym

Fig.5. Life cycle of the belt conveyor section in transport system

4. System BCE (Belt Conveyor Editor)

System do wspomagania zarządzania podzespołami przenośnika taśmowego umożliwia opis struktury przenośnika wraz z jego parametrami technicznymi i zapisanie tych informacji w bazie danych. Dane te w trakcie eksploatacji ulegają modyfikacji np. w wyniku wymiany odcinka taśmy, silnika itd., co jest odzwierciedlane w bazie danych. Podczas zapisu informacji o operacjach związanych z modyfikacjami dotyczącymi przenośnika i jego podzespołów tworzy się zbiór danych, który analizowany w odpowiedni sposób pozwala wygenerować raporty wspomagające procesy decyzyjne dotyczące eksploatacji analizowanych urządzeń.

4.1. Język opisu struktury i parametrów przenośnika taśmowego ConvML

Pierwszym etapem pracy nad aplikacją było opracowanie modelu obejmującego strukturę i opis danych przenośnika taśmowego. Taki model musiał umożliwiać zdefiniowanie przenośnika o dowolnej konfiguracji i jednocześnie porządkować dane o przenośniku oraz umożliwić ich walidację. Opracowano model o drzewiastej strukturze danych, która intuicyjnie opisuje zależności pomiędzy poszczególnymi elementami przenośnika. W takim modelu elementem głównym (poziom 0) jest element „przenośnik taśmowy" zawierający dane mające sens jedynie przy rozpatrywaniu ich względem całego urządzenia takie jak: oznaczenie, nazwa, lokalizacja itp. Podelementy elementu głównego (poziom 1) takie jak taśma, trasa, zwrotnia, stacja czołowa zawierają dane dotyczące tych konkretnych podzespołów przenośnika oraz kolejne podelementy opisujące przenośnik na coraz większym poziomie szczegółowości.

Aby model był użyteczny dla aplikacji należało go jeszcze opisać za pomocą dostępnych technik informatycznych. Do tego celu wykorzystano język XML [4]. Aby umożliwić

belt conveyor section we can distinguish following stages: assembling, disassembling, repair, liquidation and storage of new section in warehouse. Using information related with these operations we are able to distinguish all stages of the element life and determine time period, in which given element spent within each stage. It is important because it allows analysis of exploitation process with respect to effectiveness via calculation of factors needed to such analysis.

Reflection of all important processes to which described elements are exposed are needed in case of construction of system, which controls exploitation process of belt conveyor sub-assemblages. Reflection of their real life is the optimal attitude.

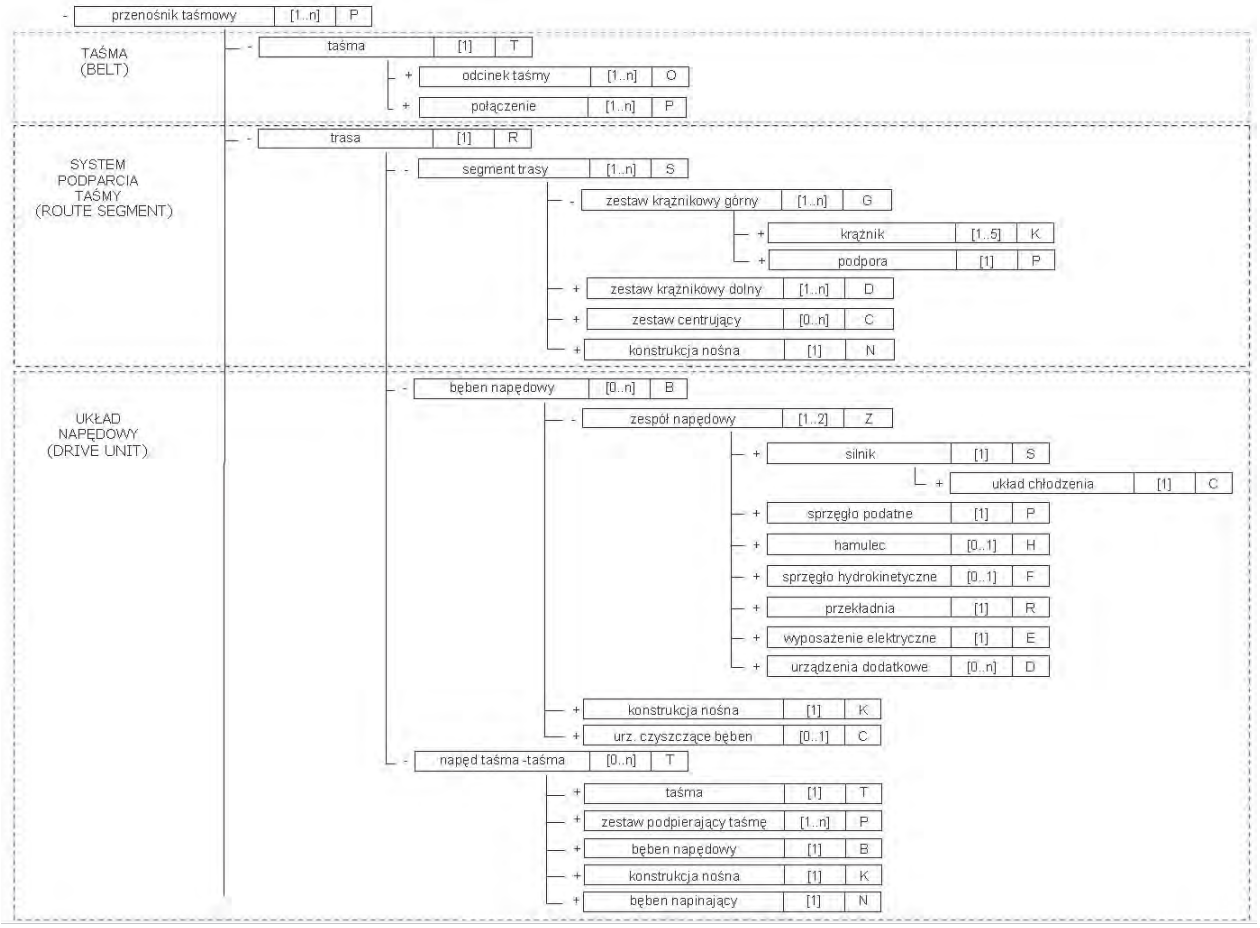
4. BCE system (Belt Conveyor Editor)

System aiding management of individual belt conveyor sub-assemblages allows description of the conveyor structure, including its technical parameters and storage of the information in database. The data are modified during exploitation, for example, in result of the belt or motor replacement, what is reflected in the database. During storage of information related with conveyor and its sub-assemblages modifications, a data set is formed, which, if properly handled, allows to generate reports, which are helpful in decisive processes related with exploitation of examined devices.

4.1. Language used in description of the ConvML structure and parameters

The first stage of the study on the application comprised development of model comprising structure and description of data related with belt conveyor. Such model obligatory allowed defining conveyor of arbitrary configuration and simultaneous prescribing conveyor data, including their validation. Model of tree-shaped data structure, which intuitively describes relations between individual conveyor elements, has been developed. Root element of the model (level 0) comprised element called „belt conveyor" containing data being sensible only if considered with respect to complete machine, such as symbol, name, localization etc. Sub-elements of the root element (level 1) such as: belt, route, turning station and face station contain data concerning these definite sub-assemblies of the conveyor and next sub-elements describing the conveyor on more and more detailed level, were also considered.

In order to be useful for application, the model had to be described with use of accessible computer techniques. *Extensible Markup Language* (XML) [4] was used for this purpose. In



Rys.6. Fragment modelu strukturalnego przenośnika taśmowego

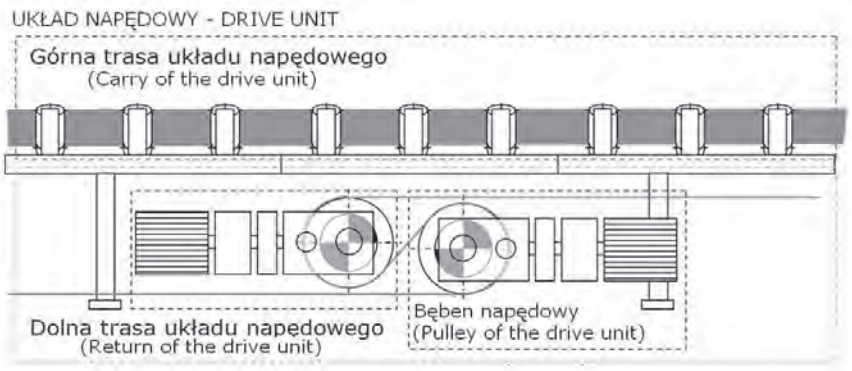
Fig.6. Fragment of the belt conveyor structural model

walidację (kontrolę poprawności modelu) należało język XML zawęzić do reguł zdefiniowanych podczas opracowywania modelu danych przenośnika taśmowego. Do tego celu został wykorzystany język XML Schema [9]. W ten sposób z języka XML, który umożliwia opis dowolnych danych o charakterze strukturalnym, wyodrębniony został język ConvML ukierunkowany na opis konfiguracji przenośników taśmowych.

Opis fragmentu przenośnika przedstawionego na rysunku 7 przy pomocy języka ConvML wygląda następująco:

order to ensure model validation (model correctness control), XML should be limited to rules defined while the conveyor data model was developed. XML Schema [9] language was used for this purpose. Thus language ConvML (*Conveyor Meta Language*) aimed at description of belt conveyors configuration has been isolated from the XML, allowing description of arbitrary data of structural character.

Description of the belt conveyor fragment shown in fig. 7 with use of ConvML language has the following form:



Rys. 7. Układ napędowy przenośnika taśmowego

Fig. 7. Drive system of the belt conveyor

```
<ROUTE_SEGMENT length=”10” angle=”0”>
        <CARRY>
            <IDLER_SET>
                <IDLER/>
            </IDLER_SET>
        </CARRY>
        <RETURN>
            <PULLEY>
                <DRIVE_UNIT>
                    <MOTOR>...</MOTOR>
                    ...
                </DRIVE_UNIT>
            </PULLEY>
            <PULLEY>
                <DRIVE_UNIT>
                    <MOTOR>...</MOTOR>
                    ...
                </DRIVE_UNIT>
            </PULLEY>
        </RETURN>
</ROUTE_SEGMENT>
```

Listing 1. Układ napędowy przenośnika taśmowego
Listing 1. Drive system of the belt conveyor

Podstawową strukturę dokumentu ConvML przedstawia listing 1. Dokument jest plikiem tekstowym zawierającym elementy (tekst zawarty pomiędzy znakami „<” i „>”). Elementy odzwierciedlają umiejscowienie i typ urządzenia w strukturze. Atrybuty (np.: length=”10”) opisują parametry urządzenia reprezentowanego przez konkretny element. Elementy oprócz atrybutów mogą zawierać inne elementy odzwierciedlając w ten sposób strukturę przenośnika. Odzwierciedla to relację typu „zawiera” lub „składa się z”.

Język ConvML zawiera obecnie ok. 50 zdefiniowanych elementów, z których każdy posiada zestaw od kilku do kilkudziesięciu atrybutów. Cechą takiego formatu zapisu danych jest możliwość rozszerzenia języka o dodatkowe elementy oraz atrybuty bez utraty kompatybilności z oprogramowaniem, które obsługuje język ConvML w jego obecnej postaci.

W ślad za opracowaniem języka ConvML zbudowana została aplikacja, przy wykorzystaniu której możliwe stało się opisywanie wszystkich przenośników taśmowych uwzględniając specyfikę ich budowy lokalizację oraz parametry zespołów, podzespołów i elementów.

4.2. Schemat system BCE (Belt Conveyor Editor)

Aby możliwe było odzwierciedlenie opisanego wcześniej cyklu życia podzespołów przenośnika rozbudowano aplikację o moduł współpracujący z zewnętrzną bazą danych. Opracowany został również system uprawnień. W zależności od grupy, do której użytkownik systemu jest przypisany uzyskuje on dostęp do wykonywania określonych działań w bazie danych. Najwyższy poziom uprawnień należy do „Administratora”, który po zdefiniowaniu przenośnika zgodnie z opracowanym modelem, wysyła te dane do bazy. Administrator jako jedyny ma możliwość wprowadzania nowych przenośników do bazy oraz wykonywania wszystkich funkcji oferowanych przez system. Jest to również osoba, której zadaniem jest czuwanie nad poprawnym funkcjonowaniem systemu poprzez cofanie lub modyfikację zmian wprowadzanych przez innych. Pozostali użytkownicy systemu w ramach swoich uprawnień mają do-

Basal structure of the ConvML document is shown in Listing. 1. The document has form of text file containing elements (text located between symbols „<” and „>”). The elements reflect location and type of the machine in the model structure. Attributes (for example: length=”10”) describe parameters of the machine represented by definite element. Elements, despite attributes, can contain other elements reflecting conveyor structure in this manner. This reflects relation of the type „containing” or „composed of”.

ConvML actually contains about 50 defined elements, whereas, each contain a set containing from several to dozens attributes. Such format of the data storage allows enriching the language with additional elements and attributes, which are compatible with software handled with ConvML in actual form.

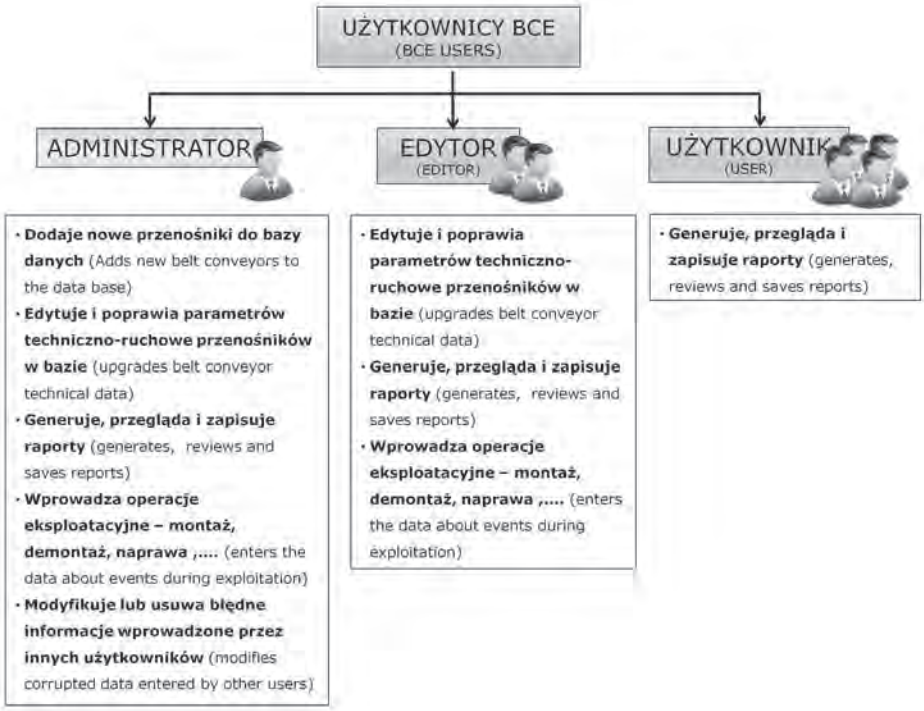
Elaboration of the ConvML was followed by application allowing description of all belt conveyors with respect to their structure, localization and parameters of assemblages, sub-assemblages and elements.

4.2. Scheme of the system BCE (Belt Conveyor Editor)

In order to ensure reflection of previously described life cycle of the conveyor sub-assemblages, application was equipped with a module collaborating with external database. Authorization system has also been developed. Depending on group, to which system user is prescribed, the user has access to execution of definite actions in database. The highest authorization level belongs to the system „Administrator”, which after defining the conveyor in accordance to developed model sends the data to the database. Administrator, as the only one, is able to introduce new conveyors into the database, including execution of all functions offered by the system. It is also a person, who is obliged to control proper operation of the system, via deleting or modification of changes introduced by other system users. The other system users on the basis of their authorization have access to data related with conveyors joined to the system.

stęp do danych o przenośnikach wprowadzonych do systemu. Do zadań „Edytora" należy ponadto wprowadzanie informacji dotyczących eksploatacji takich jak: montaż, demontaż, naprawa itp. Dane o parametrach technicznych i o operacjach eksploatacyjnych są następnie wykorzystywane przez system raportowania wbudowany w aplikację. Wszystkie uprawnienia, jakie posiadają poszczególni użytkownicy BCE zaprezentowane są na schemacie na rys. 8.

„Editor" is also obliged to introduce information concerning the exploitation, such as: assembling, disassembling, repair etc. Data concerning technical parameters and exploitation operations are then handled by reporting system built-in the application. All authorizations of individual BCE users are presented in scheme shown in fig. 8.



Rys.8. Użytkownicy w systemie BCE (Belt Conveyor Editor) i ich uprawnienia
Fig.8. BCE system users and their authorizations

System BCE podzielony jest na (rys. 10) serwer bazy danych i aplikację kliencką, która jest instalowana na stacjach roboczych użytkowników systemu. Użytkownik po uruchomieniu aplikacji nawiązuje połączenie z bazą danych, aby uzyskać możliwość przeglądania danych zapisanych w systemie oraz generowania raportów. Użytkownicy o wyższym poziomie uprawnień mają możliwość wprowadzania oraz modyfikowania danych zapisanych w bazie. Aplikacja kliencka generuje wtedy interfejs do wprowadzania zmian, po czym wysyła żądanie realizacji zadania do bazy danych gdzie sprawdzane są uprawnienia użytkownika do wykonania zadania, rozstrzygana jest poprawność wprowadzonych danych oraz w przypadku pomyślnego przejścia tych kroków realizowana jest procedura modyfikująca dane. Baza danych w tym przypadku służy nie tylko do przechowywania danych i kontroli uprawnień, ale również jest w niej zaimplementowana tzw. logika biznesowa, co zwiększa poziom bezpieczeństwa oraz wydajność całego systemu [5].

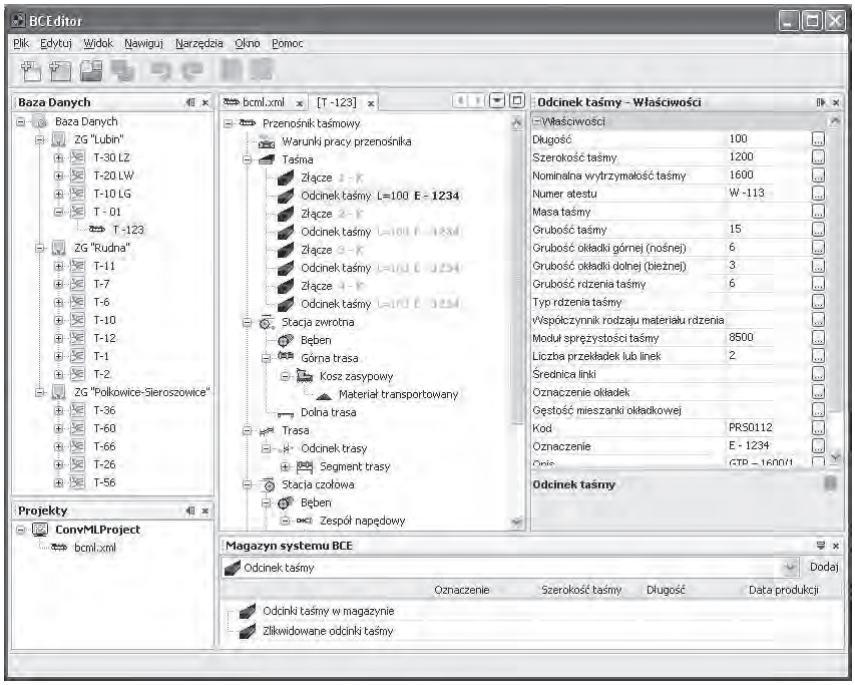
The BCE system is divided into (fig. 10) database server and user application, which is installed at working stations of the system users. After activation of the application, user is given access to database and can view data described in the system, including reports generation. Users from higher access level can load and modify data stored in the database. User applications generates interface allowing introduction of changes and then sends request of the task realization into database where user authorizations are checked, as well as correctness of data storage is verified. If steps are correctly executed, modification procedure is realized. In this case, database is used not only for data storage and authorization check but also business logic is implemented in it what improves safety horizon and capacity of the whole system [5].

4.3. Raporty i informacje eksploatacyjne

Jedną z podstawowych cech użytkowych programu BCE jest moduł pozwalający generować raporty. Słowo raport jest tutaj używane w odniesieniu do zestawień, wykresów i tabel, które powstają w wyniku analizy danych zawartych w bazie. Zadaniem raportów jest prezentowanie, w sposób zrozumiały

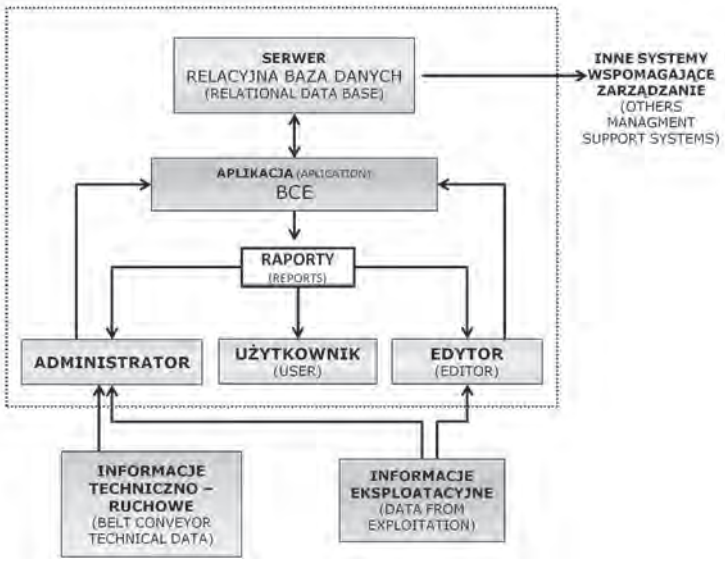
4.3. Reports and exploitation information

Module allowing generation of reports is one of major operational features of the BCE program. Term "report" is in this case used with respect to comparisons, diagrams and tables, which are made in result of the analysis of data stored in the da-



Rys. 9. Interfejs aplikacji klienckiej systemu BCE (Belt Conveyor Editor)

Fig. 9. Graphical user interface of BCE system (Belt Conveyor Editor)



Rys.10. Schemat systemu BCE (Belt Conveyor Editor)

Fig.10. Scheme of the BCE system (Belt Conveyor Editor)

dla odbiorców i użytkowników systemu, przetworzonych danych znajdujących się w bazie.

W przypadku systemu BCE moduł raportowy działa na zasadzie wywołania funkcji analitycznych zaprogramowanych w bazie, które dokonują analizy danych tam zawartych, a następnie przetworzone dane umieszczają w przygotowanym szablonie w odpowiednich jego komórkach. W wyniku tej operacji użytkownik otrzymuje elektroniczny dokument, który może zostać zapisany w kilku powszechnie stosowanych formatach (np.: *.html, *.pdf, *.doc, *.xls).

tabase. Reports are aimed at presentation of handled data stored in the database in form, which is clear for system users.

In case of the BCE model, report module works on the basis of the principle, which initiates programmed in the database analytical functions, which are handling data stored in the database, and then the handled data are stored in suitable cells of prepared scheme. In result of this operation, system user obtains electronic document, which can be described in several commonly used formats (for example: *.html, *.pdf, *.doc, *.xls).

Funkcje generujące informację z bazy danych uruchamiane są za każdym razem, gdy którykolwiek z użytkowników systemu posiadający uprawnienia do generowania raportów zechce taki raport uzyskać. Zaletami takiego podejścia jest to, że do wygenerowania raportu wykorzystywane są najnowsze informacje zapisane w bazie, a więc użytkownik otrzymuje wykresy, zestawienia czy tabele najbardziej aktualne.

Jako że funkcjonowanie sytemu BCE skupia się w chwili obecnej na złączach i odcinkach taśm, ma to też odzwierciedlenie w module raportowym. Większość raportów dostępnych w systemie dotyczy właśnie tych elementów przenośnika. Wszystkie raporty można podzielić na dwie grupy, grupę raportów „taśmy i złącza" i grupę raportów „ogólnych".

Do grupy raportów ogólnych należą dwa raporty, zawierają one informacje o przenośnikach taśmowych wchodzących w skład systemu. Raport „Charakterystyka techniczna przenośnika" prezentuje szczegółowe informacje o przenośniku, jego parametrach, konfiguracji itp., które zostały wprowadzone przy dodawaniu przenośnika do bazy danych. Są to informacje dotyczące szczegółowych parametrów przenośnika.

Drugi z raportów ogólnych: „Zestawienie danych przenośników" pozwala przygotować listę wszystkich aktualnie znajdujących się w użytkowaniu, w danym systemie przenośników taśmowych. Raport zawiera najważniejsze informacje o przenośnikach z punktu widzenia funkcjonowania systemu transportowego.

Functions generating information from the database are initiated each time when one of the system users equipped with authorization for report generation requests for such report. Advantage of such attitude is that the newest information stored in the database are used for the report generation, thus system user obtains currently modified diagrams, comparisons and tables.

As the BCE system operation is actually focused on splices and belt segments, it is also reflected in the report module. Most of the reports accessible in the system concern these elements of the conveyor. All reports can be divided into two groups, report group called „belts and splices" and group called "general reports".

Two reports belong to group of „general reports". They contain information about belt conveyors comprised by the system. Report called as „Conveyor technical characteristics" contain detailed information about the conveyor, its parameters, configuration, etc., which have been loaded when the conveyor was added into t he database. These information concern detailed parameters of the conveyor.

Second report from "General reports" group called as „Conveyor data sheet" allows preparation of list of all belt conveyors, which are actually used in given system. This report contains the most important information related with the conveyors from the point of view of the system operation.

Rys.11. Podział raportów dotyczących taśm i złącz

Fig.11. Division of reports concerning belts and splices

Zasadnicza część dostępnych obecnie raportów, to raporty dotyczące taśm i złącz znajdujących się w eksploatacji w systemie transportowym. Wszystkie te raporty można podzielić na trzy grupy według kryterium zawartości i są to (rys. 11):

- raporty ewidencyjne, które pozwalają na stworzenie listy użytkowanych złącz i odcinków taśm lub obydwu elementów jednocześnie. Raporty te mogą być wywoływane z różnych poziomów (kontekstów) np. z kontekstu kopalni. Kontekst wywołania decyduje o zakresie zawartości raportu i np. dla raportu ewidencyjnego wywołanego z kontekstu oddziału prezentowane są wszystkie złącza lub odcinki znajdujące się na przenośnikach w danym oddziale. Raporty ewidencyjne zawierają wszystkie istotne informacje o złączach i odcinkach taśm jakie zostały wprowadzone do bazy danych. Raporty ewidencyjne posiadają również możliwość filtrowania zawartości wg. ustalonych kryteriów, tzn. użytkownik może stworzyć raport który zaprezentuje mu wszystkie odcinki w wybranym przez niego przedziale długości lub określonego producenta,

Basal part of actually accessible reports comprises reports related with belts and splices, which are actually operated within the system. On the basis of the content, all reports can be divided into three following groups (fig. 11):

- Evidence reports allowing making a list of actually used splices and belt sections, or both elements at the same time. These reports can be requested from various levels (contexts), for example from the mine context. Request context determines range of the report content, for example for evidence report requested from the mine section, all splices and belt sections present in given section. Evidence reports contain all significant data concerning belt sections and splices loaded into the database. Evidence reports have also ability to filter the content, according to assumed criterions, i.e. the system user can generate report, which represents all belt sections present in chosen length range or belt sections delivered by definite manufacturer.
- Operation history reports allowing reviewing exploitation operations executed in the transport system. These reports

- raporty historii eksploatacji, to raporty które dają wgląd w operacje eksploatacyjne wykonywane w systemie transportowym. Raporty pozwalają na prześledzenie wszystkich zmian w obrębie odcinków taśm i złączy jakie zostały wykonane na przenośniku np. montaże i demontaże, naprawy odcinków i złącz. Możliwe jest też prześledzenie historii odcinka lub złącza eksploatowanego w systemie,
- raporty analityczne, to część raportów których zadaniem jest wspomaganie decyzji w zarządzaniu procesem eksploatacji. Na podstawie zgromadzonych danych raporty te pozwalają na wyznaczanie miar ocenowych (wskaźników). W chwili obecnej raporty analityczne w systemie BCE umożliwiają wyznaczenie średniego czasu pracy dla złącz (rys.12) i odcinków. Raporty analityczne pozwalają również tworzyć porównania w postaci tabel i wykresów (rys. 13,14) np. ilość danego typu złączy lub taśmy w oddziałach taśmowych, porównania długości i ilości odcinków taśm danego producenta itp.

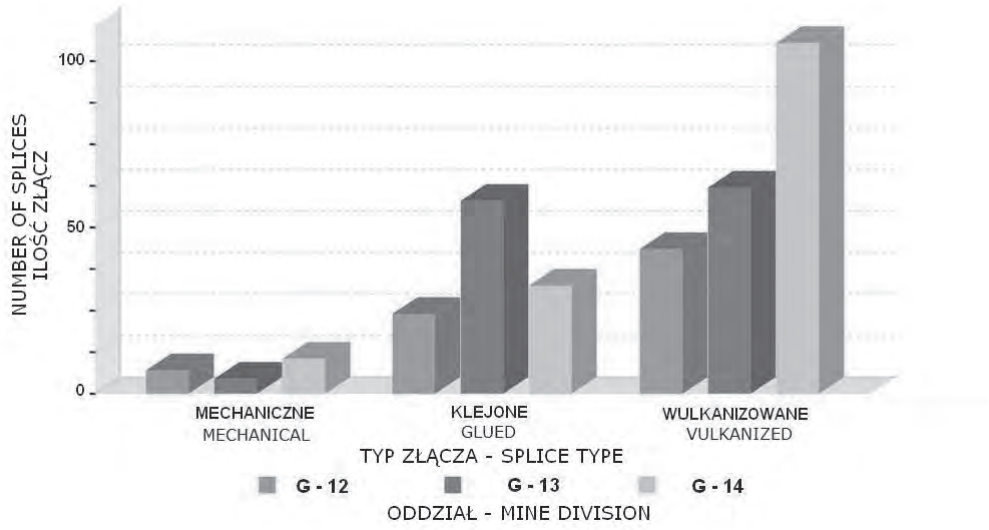
allow tracking of all changes within belt sections and splices, which have been made on the conveyor, for example assembling, disassembling or belt section and splice repairs. Tracking the belt section or splice history is also possible,
- Analytic reports comprising a part of the reports, which are helpful in decision making in the process of exploitation management. Based on collected data these reports allow creation of assessment measures (indicators). Actually, analytic reports operated within the BCE system allow calculation of average time of the belt section and splice operation (fig.12). Analytic reports also allow making comparisons in form of tables and diagrams (fig. 13,14), for example number of given type of bends or splices and comparison of lengths and amount of belt sections manufactured by the same producer.

ŚREDNI CZAS PRACY ZŁĄCZ ZABUDOWANYCH [miesiąc]
(Average "in operation" time of splices being in operation [months])

TYP ZŁĄCZA (splice type) / ODDZIAŁ (mine division)	KLEJONE (glued)	MECHANICZNE (mechanical)	WULKANIZOWANE (vulkanized)	ŚREDNI CZAS PRACY ZŁĄCZ W ODDZIALE (average "in operation" time of splices in division)	ILOŚĆ ZŁĄCZ W ODDZIALE (number of splices in division)
G - 12	66,0	10,0	111,9	**58,0**	**242**
G - 15	44,7	10,0	50,4	**21,1**	**295**
G - 14	8,9	9,9	66,5	**27,9**	**150**
ŚREDNI CZAS PRACY ZŁACZA DANEGO TYPU (average "in operation" time of splices depending on type)	**37,4**	**10,0**	**84,1**	ŚREDNI CZAS PRACY ZŁĄCZ OGÓŁEM (average "in operation" time of splices)	**35,6**

Rys. 12. Przykładowy raport obrazujący średni czas pracy złącz

Fig. 12. Example of the report illustrating average time of belt splices operation



Rys. 13. Wykres porównujący ilość poszczególnych typów złącz w oddziałach

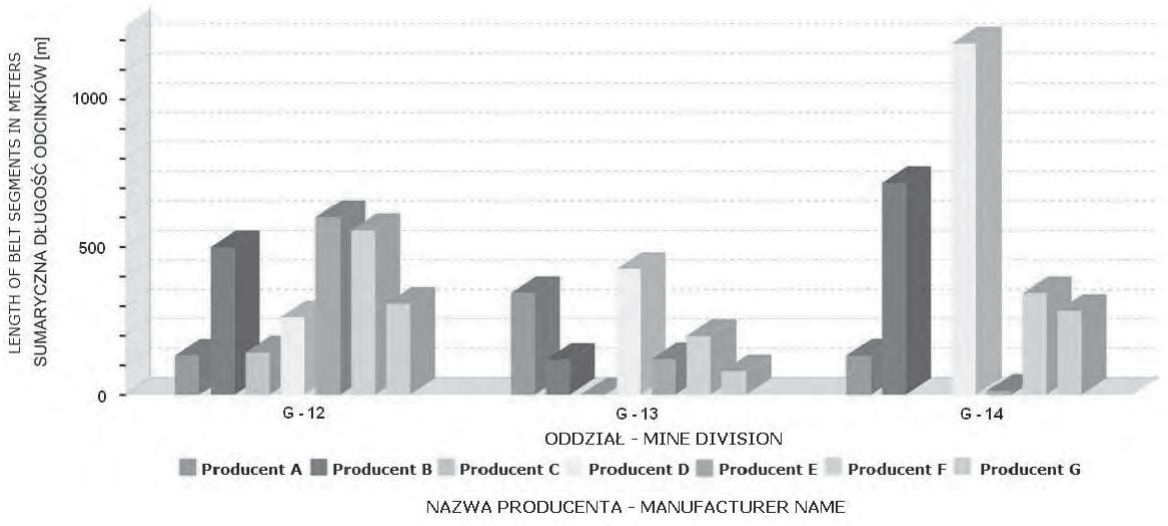
Fig. 13. Chart comparing amount of individual types of belt splices operated in given mine sections

Możliwości raportowania analitycznego związanego ze wskaźnikami zależą od zawartości bazy danych. Im baza danych jest młodsza tym możliwości oferowane przez nią są mniejsze. Wynika to z konieczności uzyskania odpowiednio bogatego materiały statystycznego z eksploatacji systemu transportowego i wraz ze wzbogacaniem bazy danych o dane historyczne rośnie również dokładność i pewność oszacowań statystycznych, na których opierane są niektóre wskaźniki.

Istnieje również możliwość dostosowywania modułu raportowego do indywidualnych potrzeb odbiorców systemu jedynym ograniczeniem jest to, aby do jego wygenerowania wystarczające były dane wprowadzane do bazy systemu.

Possibilities of analytic indicator-based reporting depend on the database content. The younger database the smaller offered possibilities. It results from the necessity of having suitable reach statistical material derived from the transport system exploitation. Enrichment of the database with history data improves accuracy and reliability of statistical assessments, on which chosen indicators are based.

There is also possibility of matching the report module to needs of the system users, with the only one restriction that the number data loaded into the system database is sufficient.



Rys. 14. Wykres porównujący ilość mb taśm różnych producentów zamontowanych w oddziałach

Fig. 14. Chart comparing length (in meters) of conveyor belts manufactured by different producers, mounted within individual sections

5. Podsumowanie

Zarządzanie eksploatacją daje duże możliwości zwiększenia efektywności funkcjonowania przenośników, szczególnie w dużych systemach transportowych. Sprowadza się to na początku do stworzenia odpowiedniego zasobu informacji o zdarzeniach zachodzących podczas eksploatacji, które mogą zostać wykorzystane zarówno do ocen opartych na strategii odnów [8], jak i w diagnostyce [6].

Podstawowym zadaniem systemu BCE, wdrożonego w kopalniach KGHM, jest akwizycja i analiza danych pochodzących z procesu eksploatacji przenośników taśmowych. Ich wykorzystanie daje możliwość zrealizowania większości potrzeb informacyjno-analitycznych pojawiających się w przenośnikowych systemach transportowych. Obecnie trwają prace nad dalszym rozwojem aplikacji, który ukierunkowany jest na kilka obszarów:

- rozszerzenie funkcjonalności programu o gromadzenie i analizę informacji dotyczącą podzespołów układów napędowych i napinających,
- rozbudowa modułu raportowego o możliwość analizy niezawodności poszczególnych podzespołów jak również całego przenośnika, prognozowanie czasu pracy, planowanie remontów i wymian podzespołów, ostrzeganie i monitowanie o zbliżającym się końcu prognozowane-

5. Summary

Exploitation management creates broad possibilities of the conveyors efficiency improvement, particularly in case of large transport systems. At the beginning, making suitably rich inventory of information related with events, which take place during exploitation, which can be used both for assessments based on renovation [8] and diagnostics [6] is completed.

Basis role of the BCE system, implemented in KGHM mines comprises canvassing and analysis of data derived from exploitation of belt conveyors. Their proper handling allows satisfying major informatics-analytic needs with respect to conveyor-based transport system. Actually, works on further development of the application are conducted. The development comprises several areas:

- Enriching the program operation with collecting and analysis of the data related to subassemblies of drive and tensioning systems.
- Equipping the report module with possibility of reliability analysis of individual subassemblies, as well as whole conveyor, operation time prediction, planning of repairs and replacement of subassemblies, monitoring and warning of expired period of the subassembly operation time [8]. Expansion of the report module with additional feature al-

go czasu pracy podzespołu [8]. Planowane jest również rozszerzenie modułu raportowego o dodatkową funkcjonalność umożliwiającą, na podstawie algorytmu obliczeniowego, weryfikację poprawności doboru mocy napędu przenośnika,
- zapis informacji o lokalizacji i funkcji przenośnika w systemie transportowym,
- wprowadzanie informacji o zbiornikach retencyjnych, dozownikach i pozostałych urządzeniach istotnych z punktu widzenia funkcjonowania systemu transportowego,
- komunikacja systemu BCE z hurtownią danych zawierającą informacje z sytemu automatyki i diagnostyki przenośników taśmowych [6,7].

Tak rozbudowany system powinien zapewniać użytkownikom kompleksowe narzędzie do obsługi wszystkich istotnych z technicznego punku widzenia obszarów funkcjonowania przenośnikowych systemów transportowych.

lowing calculation algorithm-based verification of correct selection of the conveyor drive power is planned.
- Record of the information about localization and function of the conveyor operated within the transport system.
- Introduction of the information about retention containers, feeders and other devices important from the point of view of the transport system operation.
- Communication between BCE system and database containing information derived from automation and diagnostics of the belt conveyors [6,7].

Such developed system should equip the system user with a tool used for servicing all areas of conveyor-based transport systems, which are important from technical point of view.

6. References

1. Antoniak J. Systemy transportu przenośnikami taśmowymi w górnictwie. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2005.
2. Furmanik K. Transport przenośnikowy. Kraków: Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2008.
3. Hardygóra M. Taśmy przenośnikowe. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999.
4. Holzner S. XML Vademecum profesjonalisty. Helion 2001.
5. Loney K. Oracle Database 11g. Kompendium administratora. Helion 2010.
6. Mazurkiewicz D. Możliwości wykorzystania systemów ekspertowych w diagnostyce taśm przenośnikowych. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze. 2010; 3(9): 2-8.
7. Rozszerzenie funkcjonalności systemu EKSPERT o obszar zarządzania dla Działów Energomechanicznych w kopalniach oraz Zakładach Przeróbczych (EKSPERT TM/ZWR) – praca niepublikowana, Kraków 2009.
8. Szybka J, Wędrychowicz D. Wyznaczanie strategii prewencyjnych odnów przenośników taśmowych. Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej 2010 : Kraków, 22–26 lutego 2010. Kraków: Wydawnictwo IGSMiE PAN, 2010.
9. Walmsley P. Wszystko o XML Schema. Wydawnictwo Naukowo Techniczne, 2007.
10. Woropay M, Landowski B, Jaskulski Z. Wybrane problemy eksploatacji i zarządzania systemami technicznymi. Bydgoszcz: Wydawnictwa Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, 2004.
11. Wędrychowicz D, Kulinowski P. Koncepcja bazy wiedzy o procesie eksploatacji przenośników taśmowych. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze. 2008; 2(2): 30-34.

Mgr inż. Marcin KACPRZAK,
Dr inż. Piotr KULINOWSKI,
Mgr inż. Dariusz WĘDRYCHOWICZ
Katedra Maszyn Górniczych Przeróbczych i Transportowych
Akademia Górniczo-Hutnicza
Al. Mickiewicza 30, paw. B-2, 30-059 Kraków, Polska
piotr.kulinowski@agh.edu.pl

Uwaga:

Poprawne cytowanie publikacji ukazujących się w naszym Kwartalniku ze względu na wymogi baz bibliograficznych powinno zawierać pełną dwujęzyczną nazwę bez polskich znaków diakrytycznych, tj.

Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability.

Note:

In accordance with the requirements of citation databases, proper citation of publications appearing in our Quarterly should include the full name of the journal in Polish and English without Polish diacritical marks, i.e.,

Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability.

Kwartalnik Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability - ukazuje się od roku 1999. Idea czasopisma powstała w środowisku Polskiego Naukowo-Technicznego Towarzystwa Eksploatacyjnego, a patronat naukowy nad nim w 2000 roku objęła Polska Akademia Nauk Oddział w Lublinie. Publikowane w Kwartalniku artykuły, zarówno przez naukowców polskich, jak i zagranicznych, prezentują między innymi najnowsze wyniki prac naukowych realizowanych w ramach projektów badawczych finansowanych przez MNiSzW, jak i Unię Europejską. Od początku istnienia czasopisma przyjęto dwujęzyczny charakter prezentacji artykułów (język polski / język angielski), co pozwala na zaprezentowanie wyników badań czytelnikom w kraju, jak i za granicą. Zamieszczane w Kwartalniku prace są recenzowane przez dwóch niezależnych recenzentów – ekspertów w danej dziedzinie naukowej. Długoletnie i regularne ukazywanie się czasopisma, dobra ocena poziomu naukowego oraz spełnienie wymagań formalnych, umożliwiło Wydawcy umieszczenie Kwartalnika na liście czasopism punktowanych przez MNiSzW oraz jego indeksowanie przez czołowe światowe bazy bibliograficzno-abstraktowe. W tym zwłaszcza przez Thomson Reuters Journal Citation Reports (JCR Science Edition) oraz Science Citation Index Expanded (SciSearch®), tworzących tzw. listę filadelfijską. Zakres zagadnień publikowanych w Kwartalniku artykułów obejmuje aspekty naukowe związane z eksploatacją i niezawodnością maszyn, urządzeń i obiektów technicznych, dlatego też zapraszamy do publikacji wyników swoich badań naukowych na łamach naszego czasopisma.

The Quarterly Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability - has been pu- blished since 1999. The idea of this journal was conceived within the milieu of the Polish Maintenance Society, and, in 2000 the journal was granted scientific patronage by the Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. The articles appearing in the Quarterly, authored by both Polish and foreign scientists, report the most recent results of scientific research carried out within the framework of research projects financed by the Polish Ministry of Science and Higher Education and the European Union. Since its early days, the articles in the journal have been printed in Polish and in English, which has made the presented results accessible to national and international readers. The studies published in the Quarterly are reviewed by two independent reviewers, experts in a given scientific field. Due to its long-term and regular appearance, good evaluation of its scientific standard, and fulfillment of formal requirements, the Quarterly has been entered into the list of journals credited with a high impact factor by the Polish Ministry of Science and Higher Education and indexed in leading international citation and abstract databases, including Thomson Reuters Journal Citation Reports (JCR Science Edition) and Science Citation Index Expanded (SciSearch®), which make up the ISI Master Journal List. The range of topics covered by the articles published in the Quarterly includes scientific aspects of maintenance and reliability of machines, devices, and technical objects. We invite authors to publish the results of their research in our journal.

INFORMATION FOR AUTHORS

Terms and Conditions of Publication:

- The quarterly „Maintenance and Reliability" publishes original papers written in Polish with an English translation.
- Translation into English is done by the Authors after they have received information from the Editorial Office about the outcome of the review process and have introduced the necessary modifications in accordance with the suggestions of the referees!
- Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Fees:

- Pursuant to a resolution of the Board of PNTTE, as of 2009 the publication fee for one text is 600 zloty + VAT.
- Coloured graphical elements in the submitted text require agreement from the Editor and are charged extra.

Technical requirements:

- After receiving positive reviews and after acceptance of the paper for publication, the text must be submitted in a Microsoft Word document format.
- Drawings and photos should be additionally submitted in the form of graphical files in the *.tif, *.jpg or *.cdr (v. X3) formats.
- A manuscript should include (in accordance with the enclosed correct manuscript format: *.pdf, *.doc):
- names of authors, title, abstract, and key words that should complement the title and abstract (in Polish and in English)
- the text in Polish and in English with a clear division into sections (please, do not divide words in the text);
- tables, drawings, graphs, and photos included in the text should have descriptive two-language captions,
- if this can be avoided, no formulae and symbols should be inserted into text paragraphs by means of a formula editor
- references (written in accordance with the required reference format)
- author data – first names and surnames along with scientific titles, affiliation, address, phone number, fax, and e-mail address
- The Editor reserves the right to abridge and adjust the manuscripts.
- All submissions should be accompanied by a submission form.

Editor contact info: (Submissions should be sent to the Editor's address)

Editorial Office of „Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability"
Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Poland
e-mail: office@ein.org.pl

INFORMATION FOR SUBSCRIBERS

Fees

Yearly subscription fee (four issues) is 100 zloty and includes delivery costs.
Subscribers receive any additional special issues published during their year of subscription free of charge.

Orders

Subscription orders along with authorization to issue a VAT invoice without receiver's signature should be sent to the Editor's address.

Note

In accordance with the requirements of citation databases, proper citation of publications appearing in our Quarterly should include the full name of the journal in Polish and English without Polish diacritical marks, i.e.,

Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability.

No text or photograph published in „Maintenance and Reliability" can be reproduced without the Editor's written consent.