

**Czasopismo Naukowo-Techniczne  
Wydziału Inżynierii Mechanicznej UTP w Bydgoszczy**

Scientific-Technical Journal of  
Mechanical Engineering Faculty of UT&LS Bydgoszcz



# **POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ**

DEVELOPMENTS  
IN MECHANICAL  
ENGINEERING

**1(1)**

**2013**

Wydawnictwa Uczelniane  
Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
w Bydgoszczy



**ZESPÓŁ REDAKCYJNY**  
**EDITORIAL BOARD**

**Przewodniczący (redaktor naczelny) – Editor-in-chief** – Michał STYP-REKOWSKI

**Redaktorzy Działowi – Branch editors:**

Eksploatacja Maszyn – <i>Machine Operating and Maintenance</i>	Bogdan LANDOWSKI
Inżynieria Biomedyczna – <i>Biomedical Engineering</i>	Adam MAZURKIEWICZ
Inżynieria Produkcji – <i>Production Engineering</i>	Marek SZCZUTKOWSKI
Mechanika i Konstrukcja Maszyn – <i>Mechanics and Machinery Design</i>	Janusz ZACHWIEJA
Technika Rolnicza i Leśna – <i>Agriculture and Woodland Engineering</i>	Marcin ZASTEMPOWSKI
Transport – <i>Transport</i>	Marcin ŁUKASIEWICZ

**Sekretarz Zespołu – Executive secretary** Sylwester WAWRZYŃIAK

**MIĘDZYNARODOWA RADA PROGRAMOWA**  
**INTERNATIONAL PROGRAMME COMMITTEE**

Bogdan ŻÓŁTOWSKI – **przewodniczący – chairman** (PL – UTP)

Maria ČZARNOGURSKÁ (SK)	Edmund DULCET (PL – UTP)
Jurek DUSZCZYK (NL)	Friedrich FRANEK (A)
Andrzej GOŁĄBCZAK (PL – PL)	Henryk HOLKA (PL – UTP)
Lidia ILIEVA-MITUTSOVA (BG)	Marian JANCZAREK (PL– PL)
Tomasz KICZKOWIAK (PL – PKo.)	Tomasz LIPIŃSKI (PL – UWM)
Ivan OBORSKI (UK)	Dariusz OZIMINA (PL – PŚw.)
Manfred PAHL (D)	Kazimierz PESZYŃSKI (PL – UTP)
Jindřich PETRUŠKA (CZ)	Raj B.K.N. RAO (GB)
Yurij SHALAPKO (UK)	Vasily S. SHEVCHENKO (BL)
Lech STARCZEWSKI (PL – WITPiS)	Zdeněk TRÁVNIČEK (CZ)

Opracowanie redakcyjne i techniczne – mgr Michał Górecki, mgr inż. Tomasz Szałajda

Projekt okładki – mgr Daniel Morzyński

© Copyright

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
Bydgoszcz 2013

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany  
ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych, kopiujących,  
nagrywających i innych bez pisemnej zgody posiadacza praw autorskich.

ISSN 2300-3383

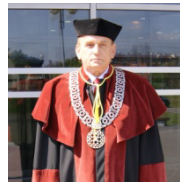
Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
Redaktor Naczelny – prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski  
ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. 52 3749482, 52 3749426  
e-mail: [wydawucz@utp.edu.pl](mailto:wydawucz@utp.edu.pl) <http://www.wu.utp.edu.pl>  
Wyd I. Nakład 80 egz. Ark. aut. 5,5 Ark. druk. 5,0  
Zakład Małej Poligrafii UTP Bydgoszcz, ul. Ks. A. Kordeckiego 20

SPIS TREŚCI  
CONTENTS

Słowo wstępne Dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej .....	5
Introduction of Dean of Mechanical Engineering Faculty	
Jan Bořkovec, Jindřich Petruška	
Evaluation of four fracture criteria in compressive loading conditions .....	7
Wyznaczenie czterech kryteriów pęknięcia w warunkach obciążeń ściskających	
Marta Czarnowska, Klaudiusz Migawa	
Identyfikacja procesu eksploatacji środków transportu w systemie transportu drogowego .....	17
Identification of the process of transport means operating in road transport system	
Kazimierz Dzierżek	
Modular digital system of control and position measurement .....	27
Modułowy cyfrowy układ sterowania i pomiaru położenia	
Tomasz Jarzyna	
Problems with balancing of rotors machines and devices fixed on vibrating base .....	35
Problemy wyważania wirników maszyn posadowionych na ruchomym podłożu	
Anna Kroll, Jerzy Kaszkowiak	
Ograniczanie strat rzepaku podczas zbioru kombajnem .....	41
Rape loss reduction during harvesting	
Ewa Kuliś, Bogdan Żółtowski	
Zdatność zadaniowa pojazdów .....	47
Qualification of vehicles task	

Maciej Matuszewski, Jarosław Mikołajczyk, Michał Styp-Rekowski	
Modyfikacja cech środka smarującego za pomocą standardowych dodatków smarowych .....	57
Modification of lubricant features by means of standard additives	
Janusz Zachwieja	
Drgania obiektów w pobliżu maszyn o uderowym charakterze pracy .....	67
Vibration of objects located nearby the machines of percussive nature of work	
Marcin Zastempowski	
Identyfikacja modułu Younga źdźbeł pszenżyta na użytek projektowania nożycowo-palcowych zespołów tnących .....	73
Identification of triticale straw Young's modulus for designing of scissor-finger cutting units	





*Słowo wstępne*  
*Dziękana Wydziału Inżynierii Mechanicznej*  
*Introduction of Dean of Mechanical Engineering Faculty*

Pierwszy numer czasopisma *Postępy w Inżynierii Mechanicznej* (*Developments in Mechanical Engineering*) jest zmienioną formą wydawanych przez wiele lat *Zeszytów Naukowych* serii *Mechanika*. Jest to powrót do dobrych tradycji prezentowania, głównie przez młodych pracowników, wyników ich badań i dociekań. Zmiana formuły i tytułu wydawnictwa jest odpowiedzią na dynamiczne zmiany na Wydziale w obszarze badań i kształcenia, ujmujące najnowsze trendy inżynierskie wspierające istnienie ludzkości. Era inżynierii, wynalazków, coraz bardziej złożonych artefaktów w połączeniu z wielkimi systemami transportu, komunikacji i energetyki generuje wiele kierunków badań, których wyniki należy szeroko propagować.

Wydanie nowego czasopisma naukowo-technicznego Wydziału, najstarszej jednostki akademickiej miasta Bydgoszczy, jest okazją do refleksji i spojrzenia w przyszłość, do zadumy nad sukcesami i zadaniami społeczności akademickiej dobrego Wydziału Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego.

Przez 60 lat istnienia Uczelni Wydział Mechaniczny działa nieprzerwanie, notując przeróżne zdarzenia, niespodzianki życiowe pracowników i studentów – do zmiany nazwy wydziału włącznie – na **Wydział Inżynierii Mechanicznej**.

Pierwsi absolwenci Wydziału otrzymali dyplomy w roku 1955, do tej pory jest ich prawie 7 tysięcy. To oni stanowią o wizerunku Wydziału – w regionie, w kraju i na świecie.

Krokiem milowym dla Wydziału – związanym z rozwojem naukowym kadry – było uzyskanie w 1993 r. uprawnień do nadawania stopnia naukowego doktora nauk technicznych w dyscyplinie: *Budowa i eksploatacja maszyn*. Dalsza wytrwała praca pozwoliła na osiągnięcie przez Wydział w 2002 r. pełnych praw akademickich – uprawnień do nadawania stopnia naukowego doktora habilitowanego nauk technicznych w dyscyplinie: *Budowa i eksploatacja maszyn*.

Rozpoczynając od zera, kilka pokoleń naukowców i studentów z pasją, uporem, konsekwencją i oddaniem wykonało ogromną pracę, doprowadzając Wydział do dzisiejszego poziomu – Wydziału posiadającego pełne prawa akademickie i klasyfikowanego wg MNiSW w I kategorii. Równoległe z tymi sukcesami doskonalono na Wydziale proces badawczy i dydaktyczny. Rozwija się prężnie kadra naukowa i uruchamiane są nowe kierunki kształcenia. Mając pełne prawa akademickie, w 2003 r. uruchomiono na Wydziale dzienne studia doktoranckie w dziedzinie *Nauk technicznych*.

Obecnie **Wydział Inżynierii Mechanicznej**, po zmianie nazwy i restrukturyzacji (od 2009 r.), jest przodującym wydziałem technicznym UTP, w ostatnich latach notującym wymierne osiągnięcia naukowe, badawcze, organizacyjne i finansowe. Zatrudnia ponad 90 pracowników naukowo-dydaktycznych, w tym 26 samodzielnych (12 profesorów tytularnych – w tym 6 na stanowisku profesora zwyczajnego UTP, 12 doktorów habilitowanych – na stanowisku profesora nadzwyczajnego UTP) i 42 pracowników techniczno-administracyjnych.

Wydział Inżynierii Mechanicznej prowadzi studia na 6 kierunkach kształcenia (*Mechanika i budowa maszyn, Transport, Inżynieria biomedyczna, Mechaniczna inżynieria tworzyw, Inżynieria odnawialnych źródeł energii oraz Wzornictwo*). Wydział w pełni korzysta z wszelkich przywilejów akademickich: prowadzi na wysokim poziomie badania naukowe, kształci na wszystkich poziomach zaawansowania (licencjat, inżynier, magister, doktor nauk), promuje doktorów i doktorów habilitowanych, przeprowadza postępowania o nadanie tytułu profesora, inicjuje nadawanie zaszczytnego tytułu doktora honoris causa.



Noblista – prof. Gerhard ERTL – naszym kolejnym (4) doktorem honoris causa...

Wymienione osiągnięcia mobilizują całą społeczność akademicką Wydziału do kontynuowania rozwoju i podejmowania kolejnych wyzwań. Od wielu lat mamy najwyższą kategorię, publikujemy w najlepszych czasopismach naukowych, włączamy się do projektów krajowych i europejskich, co pozwala z optymizmem myśleć o przyszłości i postrzegać Wydział jako prężny ośrodek krzewienia wiedzy i postępu naukowo – technicznego.

Wydanie wznowionego zeszytu naukowego Wydziału Inżynierii Mechanicznej jest doskonałą okazją do podziękowań dla wszystkich, którzy do sukcesów Wydziału wnieśli swój wkład. Byłym i obecnym pracownikom, absolwentom i studentom Wydziału składam gorące gratulacje i podziękowania za wkład wniesiony w rozwój Wydziału i Uczelni.

„*Vivat Academia, vivant Professores*”

*Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓLTOWSKI*

**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ**  
**DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 7-16

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

Jan BOŘKOVEC, Jindřich PETRUŠKA

**EVALUATION OF FOUR FRACTURE CRITERIA**  
**IN COMPRESSIVE LOADING CONDITIONS**

**Summary:** Suitability of various fracture criteria in the case of compressive loading conditions are performed in this work. Four fracture criteria were investigated: constant fracture strain, EWK, Oh and Xue-Wierzbicki. The first two are already implemented in PamCrash v2005.1, while the latter two had to be programmed as a user material. These models were applied to the technological process of bolt-head trimming. The digital simulation was compared with the experimental results. Constant strain fracture had insufficient results because calibration conditions were not consistent with the simulation. Xue-Wierzbicki is a versatile criterion, but it is not suitable for compressive loading conditions either. Good conformity was observed with EWK and Oh criteria.

**Key words:** ductile fracture, element elimination, explicit FE simulation

## 1. INTRODUCTION

Digital simulation of the fracture process is an intensively studied field with applications in automotive, aerospace and the metallurgical industry. Although a great number of fracture criteria were developed, none of them is universal. The aim of this work is to investigate selected criteria in case of compressive loading conditions. This type of loading is typical for technological operations, which uses material failure as a production technique (machining, drilling and trimming). In these conditions, many failure criteria have insufficient results and the research has to be done to achieve reliability, which allows using digital simulation in industrial practice.

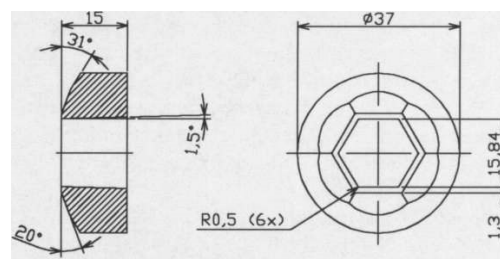


Fig. 1. Trimming matrix OK16  
Rys. 1. Matryca okrawająca OK16

The manufacturer of the trimming matrices (Fig. 1) was interested in digital simulation of the bolt head trimming process, which is the last stage in high strength bolt production. Previously, the bolt crank is created by extrusion and the upper part is compressed to form the round head. The trimming process is very complex and there is no valid theory to support it, so the computer simulation could give a closer insight into the processing nature and design of trimming tools and devices could be more efficient, the tools more durable and the overall process faster and therefore more effective

## 2. EXPERIMENT

Verification of the computer simulation results were made by comparison with the experiments carried out in cooperation with our industrial partner.

A mechanical press was operated to stop the movement of the tool in predefined positions (Fig. 2), so that the evolution of process could be observed. The samples were then passed on for metallographic analysis. They were cut longitudinally in the middle section, polished and etched; so that the structure of the material can be seen (Fig. 3). Shear bands are clearly visible as well as the corresponding stepped shape of chips. Cracks were found in the shear bands.

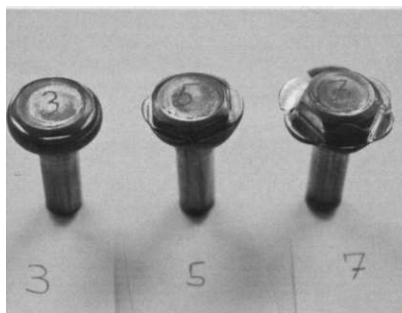


Fig. 2. Partially cut samples  
Rys. 2. Próbki okrawane stopniowo

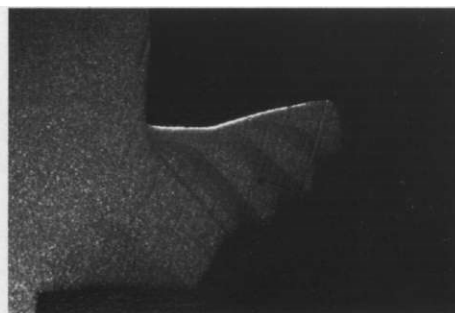


Fig. 3. Slip bands with cracks  
Rys. 3. Linie poślizgu z pęknięciami

## 3. COMPUTER ANALYSIS

The computational model of bolt head trimming was optimized by test problems by choosing the contact type, contact stiffness and hourglassing control type. Firstly, the 3D case was solved, but even with a very coarse mesh, the calculation was very time consuming. It was necessary to reduce the computer time cost. Since PamCrash does not support 2D elements, only a thin slice of 3D material model was created. There was only one layer of solid bricks in the transversal direction with boundary conditions for planar strain. The layer thickness was determined to obtain a cubic shape of elements in the cutting region, which offers the best numerical properties. The whole model had 12700 nodes and 6150 elements.

Material of the bolt is a special bolt steel AISI S 17400. Its flow curve was determined from the compression test. In the simulation it was modeled by an elastoplastic material with the von Mises yield surface, isotropic hardening and failure criteria described in the next section. Trimming tool is made up from high strength tool steel 19 830 (Czech standard), which has a yield strength in compression of  $R_{ct} = 3500$  MPa; so that the elastic behavior was assumed in the whole loading range. The table material was rigid. Scheme of computer model is shown in Fig. 4.

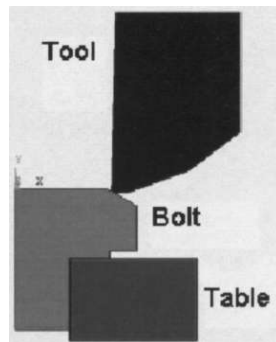


Fig. 4. Computer model scheme  
Rys. 4. Schemat modelu komputerowego

Symmetrical boundary conditions were applied in the centre of the bolt and in the outer diameter of the tool. The table was fixed in all directions. Top side of the tool was prescribed to have displacement in y-direction with speed amplitude of  $v = 0.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

The frictional coefficient between the parts was set to a value of 0.15.

#### 4. FRACTURE CRITERIA

Four fracture criteria were used in this work. The first fracture criterion is **constant fracture strain**, the origin of which dates back to the beginning of the 20<sup>th</sup> century [3]. Material failure occurs when the equivalent strain reaches a critical value. This criterion is included in all commercial codes such as Abaqus, LS-Dyna or PamCrash, in spite of the well-known fact that the fracture strain varies with changing stress triaxiality factor. It is still popular especially for the first approximation, because it is simple to understand, calibrate and use. In this work it is used for comparative reasons.

The second model to be investigated is **EWK** which is abbreviation for ESI-Wilkins-Kamoulakos. According to this criterion, fracture occurs when the time integrated product of the equivalent plastic strain and two functions of the local stress distribution exceed a critical value  $D_c$  over a critical dimension  $R_c$ . The damage parameter is defined by:

$$D = \int w_1 w_2 d\bar{\varepsilon}^p \quad (1)$$

Weight parameter  $w_1$  is related to the mean tensile stress and  $w_2$  to the stress asymmetry:

$$w_1 = \left( \frac{1}{1 + aP} \right)^\alpha \quad (2)$$

$$w_2 = (2 - A), \text{ where } A = \max \left( \frac{S_2}{S_3}, \frac{S_2}{S_1} \right) \quad (3)$$

where:

- P – mean stress,
- $S_1$ - $S_3$  – principal deviatoric stress components ( $S_1 > S_2 > S_3$ ),
- A,  $\alpha$ ,  $\beta$  – material constants, which can be determined by two different approaches.

The first way, by calibrating the model, is to perform a series of smooth and notched tensile tests followed by their numerical simulation. From the comparison the material parameters can be found. The second, and often used, is made possible by the automatic semi-analytical calibrator, incorporated into the PamCrash implementation of the EWK model. It can help to do the calibration in case the experimental data is not complex enough for complete parameter identification. Only basic information has to be inserted: stress-strain curve and tensile fracture strain. This method was also used in this work.

**Oh criterion [4]** was developed by modification of the Cockcroft-Latham criterion for the bulk forming operations and therefore is applicable only to the range of negative and small positive stress triaxiality. According to this criterion, fracture occurs when the accumulated equivalent strain modified by maximum principal tensile stress reaches a critical value:

$$\int_0^{\bar{\varepsilon}_f} \frac{\langle \sigma_1 \rangle}{\sigma} d\bar{\varepsilon} = C_{Oh} \quad (4)$$

where the expression  $\langle \sigma_1 \rangle$  is zero when  $\sigma_1$  is negative. For positive values,  $\langle \sigma_1 \rangle$  is equal to  $\sigma_1$ .

**Xue-Wierzbicki criterion** was created recently at the Massachusetts Institute of Technology [6]. It works with the weighting function dependant on triaxiality  $\eta$  and Lode parameter  $\xi$ . It was created in the 3 dimension space (Fig. 5). Fracture criterion is defined by:

$$\int_0^{\varepsilon_f} \frac{d\bar{\varepsilon}}{F(\eta, \xi)} = 1 \quad (5)$$

where Lode parameter describing deviatoric stress state is:

$$\xi = \frac{27 J_3}{2 \sigma^3} \quad (6)$$

where  $J_3$  is the third invariant of deviatoric stress tensor. In the coordinate system, its value is  $J_3 = S_1 S_2 S_3$ . Lode parameter can have values from interval  $\langle -1, 1 \rangle$ ; for uniaxial tension 1, for uniaxial compression -1 and 0 for pure shear.

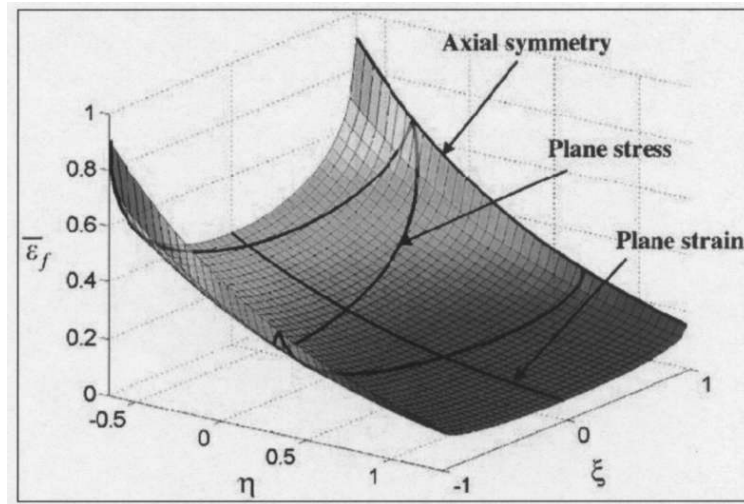


Fig. 5. Fracture weighting function depending on the stress tri-axiality and Lode parameter  
Rys. 5. Zależność funkcji obciążenia pęknięcia od trójosiowych naprężeń i parametru Lode'a

Authors described the decreasing dependency of fracture strain on the triaxiality by exponential functions:

$$\bar{\epsilon}_f^{ax} = C_1 e^{-C_2 \eta} \quad \text{for } \xi = \pm 1 \quad (7)$$

$$\bar{\epsilon}_f^{ps} = C_3 e^{-C_4 \eta} \quad \text{for } \xi = 0 \quad (8)$$

describing two extreme cases – axisymmetry, when the ductility of material is the highest, and plane strain, when it is the lowest. Transition between these two states is made by the elliptic function:

$$\left( \frac{\bar{\epsilon}_f^{ax} - \bar{\epsilon}_f}{\bar{\epsilon}_f^{ax} - \bar{\epsilon}_f^{ps}} \right)^n + |\xi|^n = 1 \quad (9)$$

where  $n$  is hardening exponent. Resolving equation (9) for  $\bar{\epsilon}_f$  and substituting equation (7) and (8), the final expression is:

$$\bar{\varepsilon}_f = F(\eta, \xi) = C_1 e^{-C_2 \eta} - (C_1 e^{-C_2 \eta} + C_3 e^{-C_4 \eta}) \left(1 - |\xi|^n\right)^{\frac{1}{n}} \quad (10)$$

## 5. CALIBRATION

There was one material test available, which is enough for the complete calibration of constant strain criterion, where the fracture strain was calculated from principal strains:

$$\bar{\varepsilon}_f = \sqrt{\frac{2}{3}(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2)} \quad (11)$$

Material constants for Oh fracture criterion was calibrated by comparison of the compression test results and the parallel numerical simulation. Stress-strain history was found from which the material constant  $C_{Oh}$  was calculated.

Calibration of the EWK model was made with the help of the automatic constant calibrator, which is provided with the material model in PamCrash, as mentioned by eq. (3). This calibrator needs only one test data element as well. For the exact calibration, four tests should be done, but the automatic calibration works well and the results are reliable.

Xue-Wierzbicki criterion was calibrated by comparing the test results and their digital simulation. Constants  $C_2$  and  $C_4$  were taken from Bao and Wierzbicki [5].

Table 1. Calibration of constant values  
Tabela 1. Kalibracja wartości stałych

Fracture Criterion	Calibration constants
Constant strain	$\bar{\varepsilon}_f = 0.598$
Xue-Wierzbicki	$C_1 = 1.31, C_2 = 1.77, C_3 = 0.31, C_4 = 0.01, n = 0.2$
Oh	$C_{Oh} = 0.31$
EWK	$Dc = 1.0, a = 1.92, \alpha = 1.22, \beta = -0.263$

## 6. USER MATERIAL IN PAMCRASH

PamCrash version 2005.1 provides several material models to simulate material rupture – constant plastic strain, Gurson, EWK and Kolmogorov-Dell. Although these options give wide flexibility in choice of failure criteria, there are some promising criteria to be tested, which have to be implemented by means of user material.

It is not possible to include only the failure criteria, the user material has to deal with constitutive model as well. In this work the von Mises yield surface with isotropic hardening was used. The results were compared with the identical model already existing in PamCrash. Single element tests of uniaxial tension,



compression and shear as well as the complex 3D case of tension test give almost identical results with the order of differences as small as  $10^{-5}\%$ .

## 7. PRESENTATION AND DISCUSSION OF THE RESULTS

The easiest way to judge the results is by appearance and number of eroded elements. They should form lines, representing thin cracks, and there should be as few as possible.

The progress of the trimming process can be seen in Figs. 6÷9 (all pictures show the isolines of a damage parameter, which initially has zero value and value of one when the element is about to be eliminated) which shows the behaviour of all fracture models at times 1ms, 2ms, 3ms and 4ms. Geometry of the chip can be compared with the experimental results (Fig. 3).

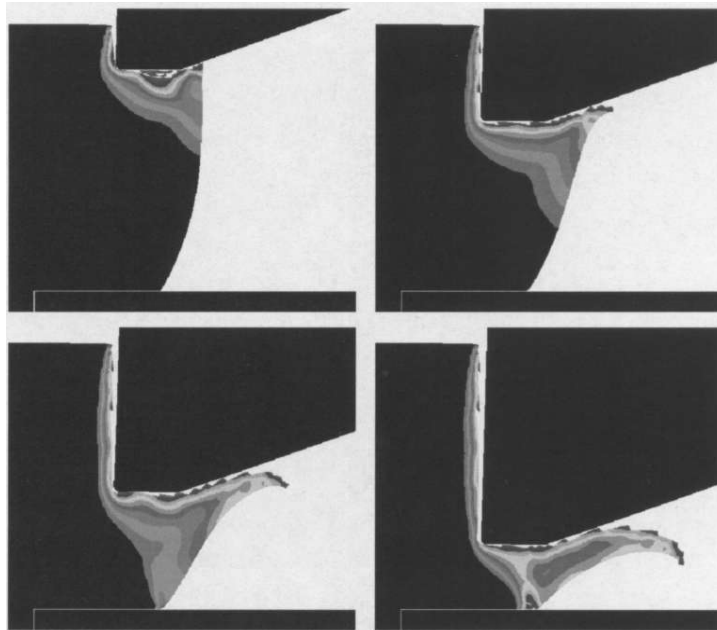


Fig. 6. Constant strain criterion  
Rys. 6. Kryterium stałego odkształcenia

The constant strain criterion was tested first. The evolution of the process in Fig. 6 clearly shows that the performance of this criterion is very low. Its weakness is that it works only in situations where stress and strain conditions (especially stress triaxiality) are the same or very similar to those used in calibration tests. This drawback is manifested most when the loading conditions are compressive. The slope of the fracture strain-triaxiality curve is very steep in this region and besides there is a discontinuity at the triaxiality value of -0.33. This state corresponds to the uniaxial compression and Bao and Wierzbicki [1] proved that no fracture occurs below this value. Constant strain criterion does

not respect these facts, which results in unrealistic elimination of too many elements. Missing finite elements do not constitute a narrow crack, but a large bulk of "evaporated" material.

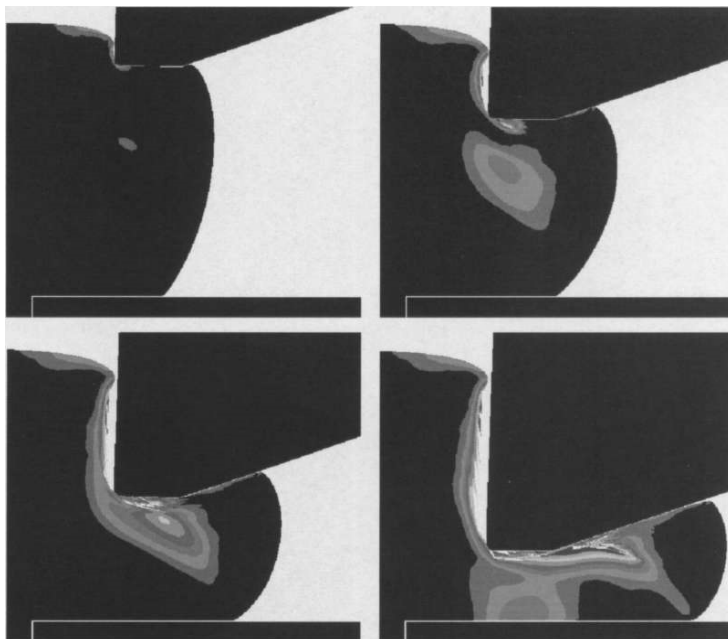


Fig. 7. Xue-Wierzbicki criterion  
Rys. 7. Kryterium Xue-Wierzbickiego

Xue-Wierzbicki criterion (Fig. 7) suffered the opposite problem. Here, the fracture limit could not be reached during almost the entire trimming process simulation even at the end, when the deformation of the material was excessive.

With an application of criterion Oh (Fig. 8) the chip was formed by shear separation in the plane of maximum shear stress ( $45^\circ$  to the tool movement). This can be interpreted as a creation of a slip band, which can be found in the metallographic analysis pictures.

The EWK material model (Fig. 9) produced very satisfactory results. Material damage was localized in the same areas where the slip bands can be found in the experimental data. The difference is that the fractures stopped in the chip, while in reality the slip bands run through the material to the surface, creating a stepped shape of the chip.

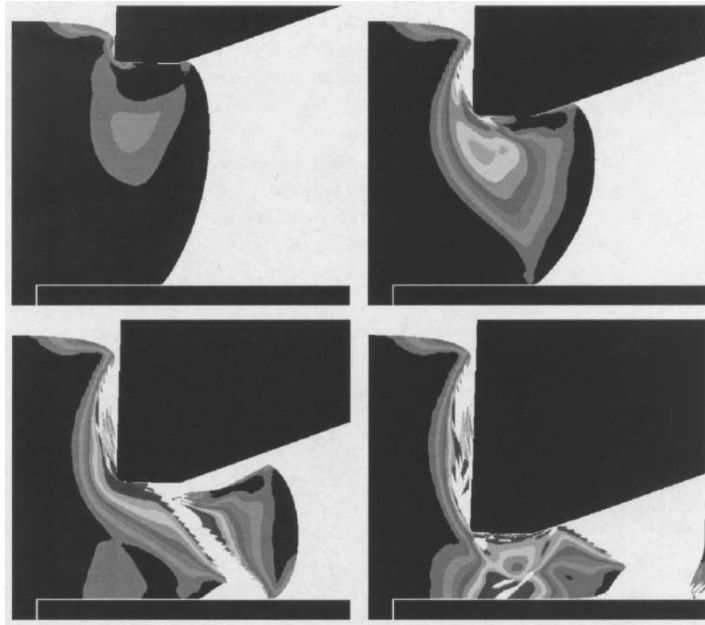


Fig. 8. Oh criterion  
Rys. 8. Kryterium Oh

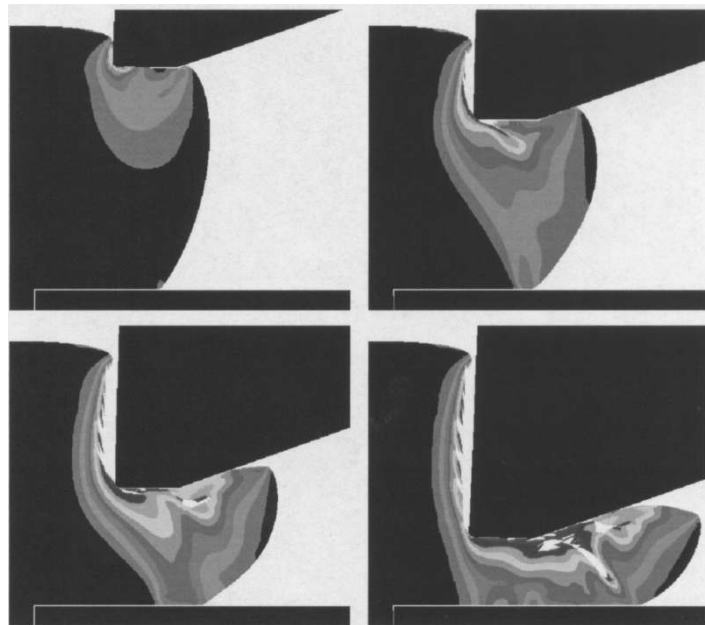


Fig. 9. EWK criterion  
Rys. 9. Kryterium EWK

## 8. CONCLUSIONS

Four ductile fracture criteria (constant strain, Oh, EWK and Xue-Wierzbicki) were tested to prove their ability to simulate material fracture under compressive loading conditions. Computer modeling was compared with the experimental testing. The results indicated that the EWK and Oh criteria are suitable for compression loading, while Xue-Wierzbicki and constant strain criteria did not seem to give reliable results in this specific loading type.

Future research will be focused on the material testing and more precise calibration of material model parameters. Application of meshless methods is another direction of our interest. The latest versions of LS-Dyna, SPH method and Element Free Galerkin method were programmed and their performance in ductile fracture is promising. A brief summary of what has been done in meshless simulation together with proposed future steps can be found in [2].

## ACKNOWLEDGEMENTS

This work is supported by the Grant Agency of the Czech Republic under the project No. 101/06/0914.

## REFERENCES

- [1] BAO Y., WIERZBICKI T.: On the cut-off value of negative triaxiality for fracture. *Engineering Fracture Mechanics* 72, 2005, 1049-1069.
- [2] BORKOVEC J., PETRUSKA J.: *Computer Simulation of Material Separation Processes*, Engineering Mechanics 2007.
- [3] HUBER M.T.: Contribution to the foundation of the strength of the material (in Polish, translated to English by Professor. M. Zyczkowski in connection with the M.T. Huber Century Symposium, Kraków, August, 2004). *Czasopismo Techniczne, Lwów 1904*, 22-81.
- [4] OH S.I., KOBAYSHI S.: *Theories of Flow and Fracture in Metal-Forming Processes*. Technical Report, Air Force Material Laboratory, OH, 1976.
- [5] WIERZBICKI T., BAO Y., LEE Y., BAI Y.: Calibration and evaluation of seven fracture models. *International Journal of Mechanical Sciences* 47, 2005, 719-743.
- [6] WIERZBICKI T., XUE L.: On the effect of the third invariant of the stress deviator on ductile fracture. *Impact and Crashworthiness Lab Report #136*, 2005.

## WYZNACZENIE CZTERECH KRYTERIÓW PĘKANIA W WARUNKACH OBCIĄŻEŃ ŚCISKAJĄCYCH

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono przydatność różnych kryteriów pęknięcia w warunkach obciążeń ściskających. Badano cztery kryteria: stałych odkształceń, EWK, Oh oraz Xue-Wierzbickiego. Pierwsze dwa są zaimplementowane w programie PamCrash v.2005.1, natomiast dwa pozostałe należało zaprogramować. Stwierdzono, że kryterium stałych odkształceń daje niewystarczające rezultaty, a kryterium Xue-Wierzbickiego, chociaż uniwersalne, jest nieprzydatne dla warunków obciążeń ściskających. Dobrą zgodność uzyskano dla kryteriów EWK i Oh.

**Słowa kluczowe:** przełom plastyczny, usuwanie częściowe, symulacja F

**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 17-26

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

Marta CZARNOWSKA, Klaudiusz MIGAWA

**IDENTYFIKACJA PROCESU EKSPLOATACJI ŚRODKÓW  
TRANSPORTU W SYSTEMIE TRANSPORTU DROGOWEGO**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki identyfikacji procesu eksploatacji, realizowanego w wybranym systemie transportu drogowego. Jako obiekt badań wybrano przedsiębiorstwo transportowo-spedycyjne zajmujące się przewozem ładunków na terenie Unii Europejskiej, krajów skandynawskich i Rosji. Na podstawie wyników badań eksploatacyjnych zdefiniowano istotne stany analizowanego procesu oraz możliwe przejścia między tymi stanami. Następnie opracowano graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji oraz wyznaczono wartości wybranych parametrów opisujących badany proces. Rezultaty badań stanowią podstawę do założeń służących opracowaniu matematycznego modelu procesu eksploatacji środków transportu drogowego.

**Słowa kluczowe:** proces eksploatacji, system transportowy, transport drogowy

## 1. WPROWADZENIE

Współczesna technika i jej ciągły rozwój generują nowe problemy związane z wymaganiami stawianymi obiektom technicznym i sposobom ich eksploatacji w złożonych systemach technicznych. W pracy [1] autor zdefiniował system jako „*pewną funkcjonalną całość składającą się z takiej liczby elementów pozostających ze sobą w ściśle ustalonych powiązaniach (relacjach), która jest niezbędna do tego, by całość pełniła przypisane funkcje*”. Każdy system techniczny charakteryzuje się odpowiednimi właściwościami, które wynikają głównie z celu, jaki realizuje. Podczas definiowania danego systemu należy określić jego cel działania, a przy ocenie jakości działania trzeba uwzględnić poziom realizacji celu. Uwzględniając powyższą definicję systemu i konieczność określenia jego celowości, systemy transportowe należy rozumieć jako układ środków technicznych, organizacyjnych i ludzkich będących ze sobą w odpowiednich relacjach, które umożliwiają realizację zadań transportowych (przemieszczanie osób i/lub ładunków) w czasie i przestrzeni.

Proces eksploatacji obiektów technicznych realizowany jest w każdym istniejącym i funkcjonującym systemie technicznym. Przez pojęcie procesu eksploatacji rozumie się wszelkiego rodzaju działania organizacyjno-technologiczne oraz ekonomiczne ludzi z obiektami technicznymi, trwające od chwili ich

---

inż. Marta CZARNOWSKA, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Koło Naukowe Transportowców, al. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: czarnowska.marta@gmail.com

dr inż. Klaudiusz MIGAWA, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, al. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: klaudiusz.migawa@utp.edu.pl

uruchomienia do chwili ich zużycia i likwidacji [7]. Eksploatacja obiektów technicznych jest złożona i uwzględnia takie procesy składowe, jak [3, 5, 6, 8]:

- użytkowanie obiektów technicznych,
- obsługiwane obiektów technicznych,
- odnowę obiektów technicznych,
- diagnozowanie obiektów technicznych,
- zaopatrywanie obiektów technicznych,
- przechowywanie obiektów technicznych.

Głównymi celami stawianymi systemom eksploatacji obiektów technicznych są zapewnienie urządzeniom racjonalnej i ekonomicznej pracy, przedłużenie okresu ich używalności i utrzymanie w stanie zdatności technicznej. Osiągnięcie tych celów możliwe jest w wyniku prawidłowego sterowania procesami realizowanymi w badanych systemach, np. z wykorzystaniem matematycznych modeli tych procesów. Pierwszym etapem opracowania matematycznego modelu procesu eksploatacji jest szczegółowa identyfikacja oraz opracowanie zdarzeniowego modelu tego procesu.

## **2. OBIEKT BADAŃ**

Obiektem badań jest rzeczywisty system eksploatacji środków transportu drogowego – przedsiębiorstwo transportowo-spedycyjne, realizujące samochodowe przewozy międzynarodowe. Badany system eksploatacji środków transportu złożony jest z podsystemu wykonawczego (PW) oraz podsystemu zapewnienia zdatności (PZZ). Podsystem wykonawczy składa się z podsystemów elementarnych typu operator-pojazd (kierowca-samochód ciężarowy), które bezpośrednio realizują przydzielone zadania przewozowe. W podsystemie zapewnienia zdatności realizowane są usługi techniczne, naprawy oraz diagnozowania stanu eksploatowanych pojazdów.

Nadrzędnym celem badanego systemu jest przewóz ładunków w wyznaczonym czasie, na terenie krajów Unii Europejskiej, krajów skandynawskich i Rosji. Dodatkowo w analizowanym systemie realizowane są usługi dla klientów zewnętrznych, dotyczące:

- diagnozowania i naprawy pojazdów,
- holowania pojazdów,
- wynajmu środków transportu.

Badany system transportowy dysponuje 16 ciągnikami siodłowymi marki DAF typu 95 XF i 105 XF oraz taką samą liczbą specjalistycznych naczep (chłodnie, kontenery). W tabeli 1 przedstawiono wykaz pojazdów eksploatowanych w badanym systemie transportowym. Ograniczenie marek i typów pojazdów eksploatowanych w badanym systemie transportowym umożliwia realizację procesów zapewnienia zdatności w sposób racjonalny i efektywny.

Tabela 1. Oznaczenia kodowe, typ, rok produkcji i przebieg kilometrowy pojazdów eksploatowanych w badanym systemie transportowym

Table 1. Code marking, type, production year and mileage [km] of vehicles operated in the considered transportation system

Kod pojazdu	Typ pojazdu	Rok produkcji	Przebieg [tys. km]	Kod pojazdu	Typ pojazdu	Rok produkcji	Przebieg [tys. km]
D01	DAF 95 XF	2002	1312	D09	DAF 105 XF 410	2006	815
D02	DAF 95 XF	2003	1015	D10	DAF 105 XF 410	2007	340
D03	DAF 95 XF	2004	1030	D11	DAF 105 XF 460	2008	415
D04	DAF 95 XF	2004	1020	D12	DAF 105 XF 460	2010	200
D05	DAF 95 XF	2005	480	D13	DAF 105 XF 460	2010	180
D06	DAF 95 XF	2005	900	D14	DAF 105 XF 460	2011	60
D07	DAF 95 XF	2005	920	D15	DAF 105 XF 460	2011	60
D08	DAF 95 XF	2006	780	D16	DAF 105 XF 460	2011	60

### 3. OPIS PROCESU EKSPLOATACJI REALIZOWANEGO W OBIEKCIE BADAŃ

Wśród składowych procesu eksploatacji, realizowanego w badanym systemie transportowym, najbardziej istotne dla realizacji celu systemu są procesy użytkowania i zapewniania zdatności. Użytkowanie środków transportu to proces, w którym pojazdy (ciągniki siodłowe z naczepami) wraz z operatorami (kierowcy) realizują przydzielone przez dział transportu i logistyki zadania transportowe (przewóz ładunków, naładunek, wyładunek). Kierowca przed wyjazdem w trasę z działu transportu i logistyki pobiera podstawowe dokumenty, tj. dokument CMR, list przewozowy, dokumenty pojazdu oraz kartę drogową. W karcie drogowej kierowca wpisuje godziny rozpoczęcia i zakończenia jazdy, przebyte odcinki oraz ilość zużytego paliwa. W zależności od potrzeby, pojazdy zaopatrywane są w paliwo w zajezdni lub w trakcie realizacji zadania w stacjach paliw.

W przypadku uszkodzenia pojazdu w trakcie realizacji zadania, pojazd jest naprawiany na trasie przez kierowcę, mechaników zatrudnionych w systemie lub mechaników serwisu zewnętrznego (w zależności od rodzaju i zakresu uszkodzenia oraz odległości od zajezdni). W przypadku, gdy naprawa na trasie nie może być zrealizowana, uszkodzony pojazd jest holowany do zajezdni lub do serwisu zewnętrznego. Następnie pojazd oczekuje na naprawę. Czas oczekiwania jest uzależniony od wykonywanych w danym dniu napraw oraz dostępności części zamiennych. Wszelkie naprawy pojazdów uszkodzonych, diagnozowanie stanu oraz planowane obsługi techniczne, realizowane są w zajezdni na stanowiskach podsystemu zapewniania zdatności. Mechanik realizujący naprawę danego pojazdu wpisuje do zeszytu napraw informacje dotyczące: daty rozpoczęcia i zakończenia naprawy, rodzaju uszkodzenia, opisu wykonanych czynności, wykazu wymienionych części i zużytych materiałów.

Po powrocie pojazdu zdatnego do zajezdni, kierowca przekazuje do działu transportu i logistyki: dokumenty pojazdu, kartę drogową, dane z tachografu

oraz faktury za paliwo, opłaty drogowe, promowe itp. Pojazdy zdane po powrocie do zajezdni oraz pojazdy naprawione oczekują na placu zajezdni na realizację kolejnych zadań przewozowych. Wszystkie zadania przewozowe, realizowane przez poszczególnych kierowców, rejestrowane są na bieżąco w bazie danych. Poniżej przedstawiono fragment dwutygodniowego rozkładu jazdy jednego z podsystemów elementarnych (tab. 2). Każda nowa trasa oznaczana jest innym kolorem, natomiast kolorem czarnym oznaczana jest przerwa w realizacji zadania, wynikająca z postoju organizacyjnego, uszkodzenia, oczekiwania na naprawę lub naprawy.

Tabela 2. Przykładowy dwutygodniowy rozkład jazdy wybranego pojazdu eksploatowanego w badanym systemie transportowym

Table 2. Exemplary two-week ride schedule of a selected vehicle operated in the considered transportation system

		poniedziałek	wtorek	środa	czwartek	piątek	sobota	niedziela
		25-04-2011	26-04-2011	27-04-2011	28-04-2011	29-04-2011	30-04-2011	01-05-2011
D11	naładunek			Wustermark			Wustermark	
	wyładunek		Lębork		Berlin	Gardermoen		Świnoujście
		poniedziałek	wtorek	środa	czwartek	piątek	sobota	niedziela
		02-05-2011	03-05-2011	04-05-2011	05-05-2011	06-05-2011	07-05-2011	08-05-2011
D11	naładunek	Slupsk				Mannheim		Molnycke
	wyładunek			Gryfino		Alsheim		

#### 4. ZDARZENIOWY MODEL PROCESU EKSPLOATACJI REALIZOWANEGO W OBIEKCIE BADAŃ

Obiekty techniczne (pojazdy) użytkowane w systemie transportowym wraz z operatorami (kierowcy), w trakcie realizacji procesu eksploatacji, przebywają w różnych stanach eksploatacyjnych tego procesu. W danej chwili  $t$  każdy obiekt techniczny może znajdować się tylko w jednym ze stanów eksploatacyjnych procesu [2]. Na podstawie identyfikacji analizowanego systemu transportowego i realizowanego w nim wielostanowego procesu eksploatacji środków transportu, wyznaczono i zdefiniowano istotne stany tego procesu:

**S<sub>1</sub> – stan jazdy** – stan, gdy obiekt techniczny wraz z operatorem realizują przydzielone zadanie transportowe, w szczególności dotyczy to przewozu ładunku (przejazdu wraz z ładunkiem) z punktu początkowego do punktu końcowego po wyznaczonej trasie, w wyznaczonym przedziale czasu;

**S<sub>2</sub> – stan naładunku** – stan, gdy obiekt techniczny wraz z operatorem realizują przydzielone zadanie transportowe, w szczególności dotyczy to przemieszczania ładunku z miejsca magazynowania na naczepę pojazdu;

**S<sub>3</sub> – stan wyładunku** – stan, gdy obiekt techniczny wraz z operatorem realizują przydzielone zadanie transportowe, w szczególności dotyczy to przemieszczania ładunku z naczepy pojazdu do miejsca magazynowania;

**S<sub>4</sub> – stan postoju organizacyjnego** – stan przerwy w realizacji zadania transportowego pomiędzy stanami jazdy. Wynika on bezpośrednio z rozporząd-



dzenia 561/2006, określającego wymogi dotyczące czasów jazdy i przerw w pracy kierowcy zawodowego oraz zasad rejestrowania tych czasów za pomocą tachografu;

**S<sub>5</sub> – stan uszkodzenia na trasie** – stan, gdy uszkodzony pojazd oczekuje na trasie na przybycie mechaników lub holownika;

**S<sub>6</sub> – stan naprawy na trasie** – stan, gdy uszkodzony pojazd naprawiany jest na trasie przez mechaników zajezdni lub serwisu zewnętrznego (w zależności od odległości do zajezdni);

**S<sub>7</sub> – stan holowania** – stan, gdy uszkodzony pojazd nie może być naprawiony na trasie; wówczas jest holowany do zajezdni lub do serwisu zewnętrznego (w zależności od odległości do zajezdni);

**S<sub>8</sub> – stan oczekiwania na naprawę w zajezdni** – stan, gdy uszkodzony pojazd oczekuje na placu zajezdni na rozpoczęcie procesów uzdatniania realizowanych na stanowiskach podsystemu zapewniania zdatności PZZ;

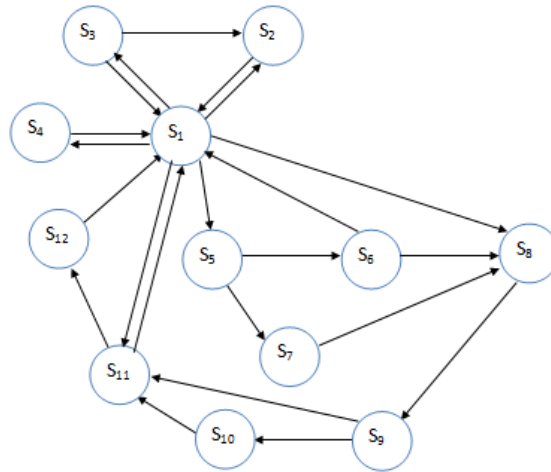
**S<sub>9</sub> – stan naprawy lub realizacji okresowej obsługi technicznej w PZZ** – stan, gdy na stanowiskach PZZ realizowane są czynności dotyczące przywracania zdatności pojazdom uszkodzonym oraz czynności obsługowo-kontrolne, zgodnie z instrukcjami i wymaganiami określonymi przez producenta pojazdów;

**S<sub>10</sub> – stan diagnozowania w PZZ** – stan, gdy obiekt techniczny (pojazd), przebywając na stanowiskach PZZ, podlega procesowi diagnozowania, którego celem jest kontrola zrealizowanych napraw i obsług technicznych;

**S<sub>11</sub> – stan uzupełniania paliwa** – stan, gdy realizowane są czynności dotyczące zaopatrywania obiektu technicznego (pojazdu) w paliwo (napędzanie zbiorników paliwa), na stanowiskach stacji paliw;

**S<sub>12</sub> – stan oczekiwania na realizację zadania transportowego** – stan, gdy zdatny obiekt techniczny (pojazd) wraz z operatorem (kierowca) oczekuje na przystąpienie do realizacji zadania transportowego, zgodnie z harmonogramem realizowanych przez system zadań transportowych.

Następnie wyznaczono możliwe przejścia między stanami analizowanego procesu eksploatacji środków transportu i zbudowano model zdarzeniowy tego procesu, przedstawiony w sposób graficzny na rysunku 1.



Rys. 1. Graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji środków transportu realizowanego w badanym systemie transportowym

Fig. 1. Directed graph of the transport means operation process mapping in the considered transportation system

## 5. WYNIKI BADAŃ EKSPLOATACYJNYCH

Dane eksploatacyjne dotyczące analizowanego procesu eksploatacji środków transportu pozyskano na podstawie informacji zawartej w dokumentacji eksploatacyjnej prowadzonej w badanym rzeczywistym systemie transportowym. Zebrane i opracowane dane dotyczą 16 obiektów technicznych eksploatowanych w badanym systemie od 24.04.2011 do 17.07.2011. W tabelach 3 i 4 oraz na rysunkach od 2 do 5 przedstawiono wyznaczone wartości wybranych charakterystyk liczbowych opisujących analizowany proces eksploatacji:

- $n_i$  – liczba wejść do  $i$ -tego stanu procesu eksploatacji w badanym przedziale czasu,
- $v_i$  – częstość wystąpienia  $i$ -tego stanu eksploatacyjnego w badanym przedziale czasu,
- $t_i$  – sumaryczny czas przebywania w  $i$ -tym stanie procesu eksploatacji w badanym przedziale czasu,
- $T_i$  – średni czas przebywania w  $i$ -tym stanie procesu eksploatacyjnego w badanym przedziale czasu.

Tabela 3. Wartości charakterystyk liczbowych stanów procesu eksploatacji, wyznaczone dla wybranych środków transportu użytkowanych w badanym systemie transportowym

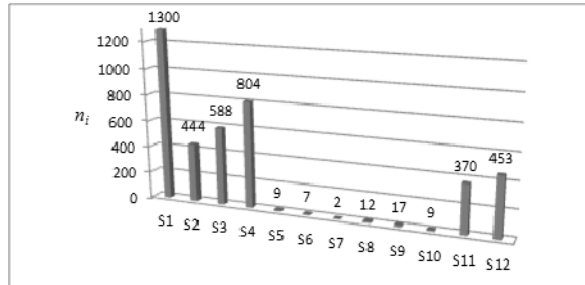
Table 3. Values of numerical characteristics of the operation process states determined for particular transport means operated in the considered transportation system

D04												
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
$n_i$	106	48	48	63	1	1		4	4	2	32	18
$v_i$	0,324	0,147	0,147	0,193	0,003	0,003		0,012	0,012	0,006	0,098	0,055
$t_i$ [h]	337,35	12,50	6,67	235,42	0,67	1,00		6,00	20,00	2,00	10,83	1359,54
$T_i$ [h]	3,18	0,26	0,14	3,74	0,67	1,00		1,50	5,00	1,00	0,34	75,53
D05												
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
$n_i$	81	48	72	47				1	1	1	15	29
$v_i$	0,275	0,163	0,244	0,159				0,003	0,003	0,003	0,051	0,098
$t_i$ [h]	217,05	21,67	65,00	133,33				3,00	15,00	2,00	5,83	1529,17
$T_i$ [h]	2,68	0,45	0,90	2,84				3,00	15,00	2,00	0,39	52,73
D06												
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
$n_i$	105	12	12	68							20	25
$v_i$	0,434	0,050	0,050	0,281							0,083	0,103
$t_i$ [h]	366,85	10,00	18,33	287,25							7,17	1302,50
$T_i$ [h]	3,49	0,83	1,53	4,22							0,36	52,10
D07												
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
$n_i$	95	36	36	59	1	1					26	16
$v_i$	0,352	0,133	0,133	0,219	0,004	0,004					0,096	0,059
$t_i$ [h]	316,55	12,50	15,00	249,37	0,75	0,50					9,50	1387,84
$T_i$ [h]	3,33	0,35	0,42	4,23	0,75	0,50					0,37	86,74

Tabela 4. Wartości charakterystyk liczbowych stanów procesu eksploatacji, wyznaczone dla wszystkich środków transportu użytkowanych w badanym systemie transportowym

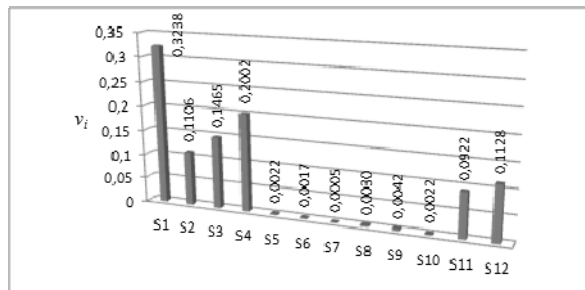
Table 4. Values of numerical characteristics of the operation process states determined for all transport means operated in the considered transportation system

	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
$n_i$	1300	444	588	804	9	7	2	12	17	9	370	453
$\hat{v}_i$	0,3238	0,1106	0,1465	0,2002	0,0022	0,0017	0,0005	0,0030	0,0042	0,0022	0,0922	0,1128
$t_i$ [h]	4436,93	242,50	330,83	3924,70	5,83	19,50	1,33	17,25	121,00	11,00	134,08	22591,85
$T_i$ [h]	3,41	0,55	0,56	4,88	0,65	2,79	0,67	1,44	7,12	1,22	0,36	49,87



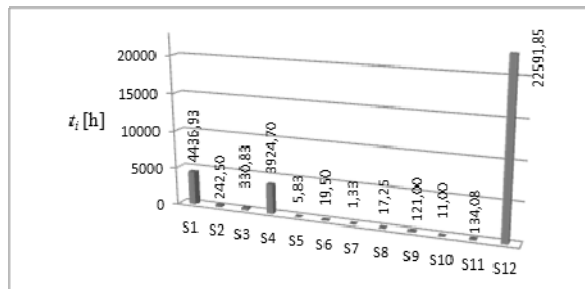
Rys. 2. Sumaryczne liczby wejść podsystemów elementarnych do stanów procesu eksploatacji realizowanego w badanym systemie transportowym

Fig. 2. Summary numbers of elementary subsystems entries into the operation process in the considered transportation system



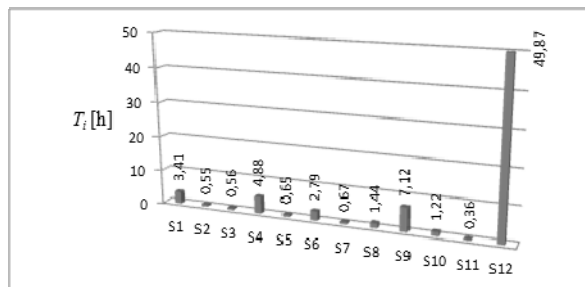
Rys. 3. Częstości występowania stanów procesu eksploatacji realizowanego w badanym systemie transportowym

Fig. 3. Frequency of the operation process states in the considered transportation system



Rys. 4. Sumaryczne czasy przebywania podsystemów elementarnych w stanach procesu eksploatacji realizowanego w badanym systemie transportowym

Fig. 4. Summary times of elementary subsystems presence in the operation process states in the considered transportation system



Rys. 5. Średnie czasy przebywania podsystemów elementarnych w stanach procesu eksploatacji realizowanego w badanym systemie transportowym

Fig. 5. Mean times of elementary subsystems presence in the operation process states in the considered transportation system

## 6. PODSUMOWANIE

Na podstawie wyników badań wybranego systemu transportu drogowego, opracowano model zdarzeniowy procesu eksploatacji środków transportu oraz wyznaczono wartości wybranych charakterystyk liczbowych opisujących stany tego procesu. Ze względu na możliwość realizacji zadania transportowego, stany badanego procesu eksploatacji, można podzielić na trzy grupy:

- stany dotyczące bezpośrednio realizacji zadań transportowych – stany  $S_1, S_2, S_3$ ,
- stany dotyczące przerw w realizacji zadań transportowych, spowodowanych wymaganiami określonymi w przepisach dotyczących pracy kierowców oraz harmonogramem realizowanych zadań transportowych – stany  $S_4, S_{12}$ ,
- stany dotyczące realizacji procesów uzdatniania i zaopatrywania obiektów technicznych – stany od  $S_5$  do  $S_{11}$ .

Duża liczba wejść do stanów grupy pierwszej oraz znaczny sumaryczny czas przebywania w stanie jazdy  $S_1$ , a także niewielkie wartości sumarycznych liczb i czasów przebywania w stanach dotyczących niezdatności obiektów technicznych (stany od  $S_5$  do  $S_{10}$ ) mogą świadczyć o małej awaryjności i wysokiej gotowości użytkowanych pojazdów do realizacji przydzielonych zadań transportowych. Wysokie wartości liczb i czasów przebywania w stanach  $S_4$  i  $S_{12}$  świadczą natomiast o potencjalnych możliwościach systemu transportowego do realizacji większej liczby zadań transportowych (w przypadku zatrudnienia dodatkowych kierowców). Należy jednak pamiętać o konieczności przeprowadzenia analizy ekonomicznej tego typu działań. Znaczne wartości czasów przebywania w stanie  $S_{12}$  (zarówno czasów sumarycznych  $t_i$  oraz czasów średnich  $T_i$ ), spowodowane są przerwami w realizacji zadań transportowych zgodnie z harmonogramem przydzielonych zadań, ze względu na przepisy dotyczące pracy kierowców oraz okres urlopowy.

Przedstawione w artykule wyniki stanowią podstawę przygotowania i realizacji dalszych badań wybranego systemu transportu drogowego. W kolejnych etapach realizowanych prac wyniki te zostaną wykorzystane do opracowania matematycznego modelu procesu eksploatacji. Zastosowanie modelu matematycznego ułatwi analizę realizowanego procesu eksploatacji oraz umożliwi ocenę działania systemu transportowego.

## LITERATURA

- [1] JACYNA M.: Modelowanie i ocena systemów transportowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009.
- [2] HORECKI S.: Efektywność ekonomiczna eksploatacji pojazdów samochodowych w przedsiębiorstwie transportowym. WKŁ, Warszawa 1984.
- [3] Praca zbiorowa pod redakcją M. WOROPAYA: Podstawy racjonalnej eksploatacji maszyn. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Bydgoszcz-Radom 1996.
- [4] WOROPAY M., JAZDON A.: Podstawy eksploatacji maszyn i urządzeń technicznych. Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1984.
- [5] WOROPAY M., SZUBARTOWSKI M., MIGAWA K.: Model oceny i kształtowanie gotowości operacyjnej podsystemu wykonawczego w systemie transportowym. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [6] WOROPAY M., ŻUREK J., MIGAWA K.: Model oceny i kształtowanie gotowości operacyjnej podsystemu utrzymanie ruchu w systemie transportowym. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [7] ŻÓŁTOWSKI B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996.
- [8] ŻÓŁTOWSKI B., NIZIŃSKI S.: Modelowanie procesów eksploatacji maszyn. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2010.

## IDENTIFICATION OF THE PROCESS OF TRANSPORT MEANS OPERATING IN ROAD TRANSPORT SYSTEM

**Summary:** In this article there are presented results of the process of operation and maintenance identification on the basis of a selected system of road transportation. The research object is a transportation-shipping company carrying loads on the territory of the European Union, Scandinavian countries and Russia. Significant states of the analyzed process and possible transitions from state to state have been identified on the basis of the experimental tests results. Also a directed graph of the operation process mapping has been developed as well as values of selected parameters, describing the considered process, has been determined. The results of tests provide basis for elaboration of assumptions to build a mathematical model of road transport means operation process.

**Key words:** operation process, transport system, road transport

**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 27-33

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

Kazimierz DZIERŻEK

**MODULAR DIGITAL SYSTEM OF CONTROL AND POSITION  
MEASUREMENT**

**Summary:** The article presents a modular digital system of the control and position measurement. It shows the structure of modules with photoelectric and capacitive linear encoders, and a universal solution for the control and position measurement.

**Keywords:** position measurement, photoelectric linear encoders

**1. INTRODUCTION**

Continuous and precise position measurement has always posed several problems. At present more and more often electronic measuring devices are used to measure the position. A traditional vernier caliper is often substituted by an electronic caliper, which, in spite of being five times more expensive, is more precise and convenient to use. A traditional micrometer is squeezed out by an electronic micrometer. A number of other electronic devices slowly substitute traditional ones. The development of computer technology and electronics leads to the creation of new devices, for example, a three-point inside micrometer. Electronic linear encoders of different kind and precision (even in one machine tool) squeeze out optical position reading. Because of this there is a necessity to create a new position reading device which could read signals sent by various measuring devices. One of the solutions to this problem is designing a device of the modular structure, which is presented in this article.

**2. THE MODULAR STRUCTURE OF THE DIGITAL SYSTEM OF THE  
POSITION MEASUREMENT**

A wide range, precision, and the dynamics of the position measurement impose the construction of modular digital devices. The suggested modular solution for the digital position measurement enables:

- measure the position using the capacitive linear encoders,
- measure the position using the optoelectronic linear encoders,
- measure the position and the angle using rotary encoders,
- control devices characterised by up to 64 digital inputs and up to 64 digital outputs.

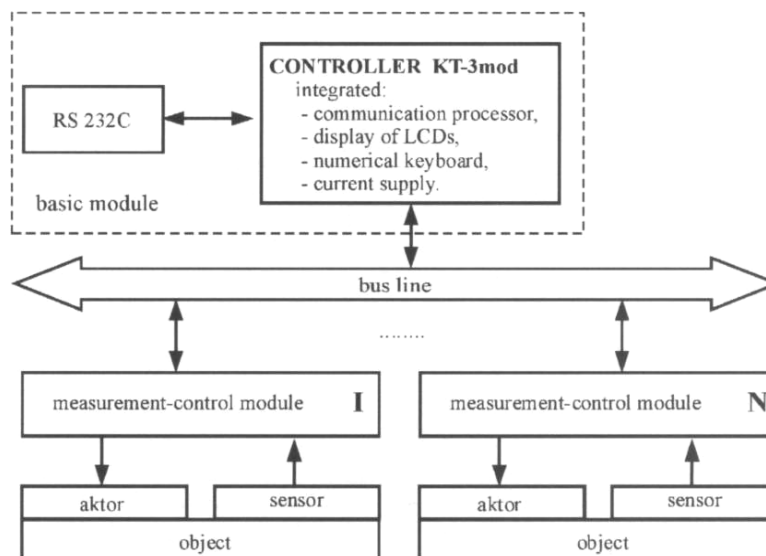


Fig. 1. Block diagram of the digital system of the position measurement  
Rys. 1. Schemat blokowy cyfrowego układu do pomiarów położenia

The block diagram of the digital system of the position measurement divided into modules is shown in Figure 1. The system consists of one basic module and some (if needed) measurement-control modules.

### 2.1. The structure of the basic module

The basic module consists of:

- a communication processor,
- a display of LEDs,
- a numerical keyboard,
- current supply.

Figure 2 shows an electronic diagram of the basic module. The display is to send information to the operator about the position of the device. It consists of the displays of LEDs because in industrial conditions they are more visible than LCDs. The numerical keyboard is used to type in the information to the measurement-control block via the communication processor. The information, shown as a series of numbers, appears on the display. The keyboard consists of 19-25 keys and a decoder. The decoder sends, via a series transmission, the digital information to the communication processor.



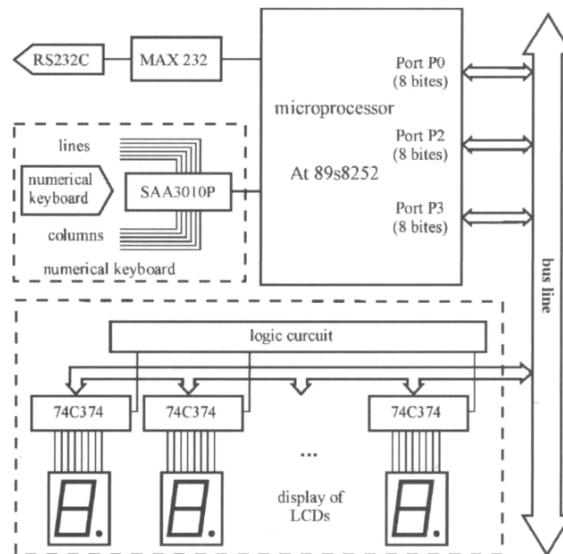


Fig. 2. Simplified electronic diagram of basic module  
Rys. 2. Uproszczony schemat elektroniczny modułu podstawowego

## 2.2. The structure of the measurement module with capacitive linear encoders

A simplified electronic diagram of the measurement-control module equipped with an "opto" cable and capacitive linear encoders of the "popular" type is presented in Figure 3.

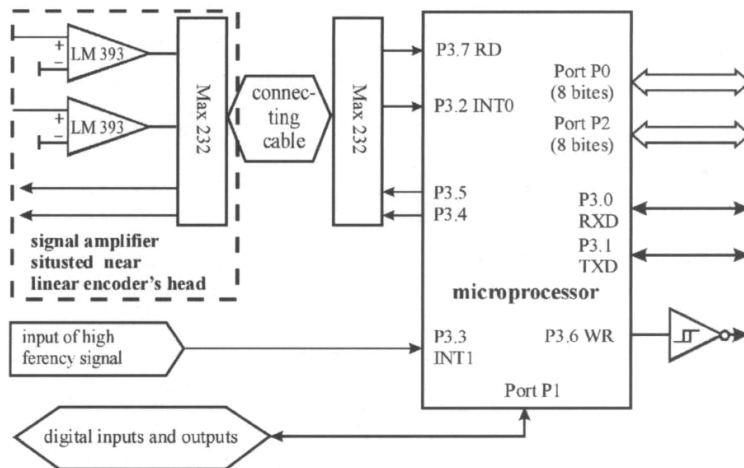


Fig. 3. Simplified electronic diagram of measurement-control module with attached capacitive linear encoder

Rys. 3. Uproszczony schemat elektroniczny modułu pomiarowo-kontrolnego z liniowym enkoderem pojemnościowym

Processor AT 89c51 used in this module performs the following functions:

- it puts the linear encoder into a fast mode (45 transmissions per second),
- it receives the message from the linear encoder about the device's position,
- it converts the information into a decimal system,
- it sends the information to the display,
- it receives and exercises commands from the numerical keyboard,
- it compares the current position of the device with the set position,
- it sends the commands to the executive block (it controls the engine's operation),
- it controls the operation of the linear encoders.

### 2.3. The structure of the measurement module with optoelectronic linear encoders

Figure 4 shows a simplified electronic diagram of the measurement-control module with the attached optoelectronic linear encoders.

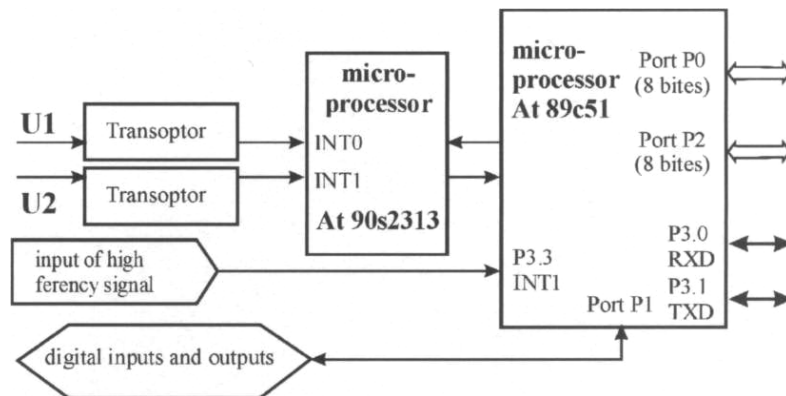


Fig. 4. Simplified electronic diagram of measurement-control module with attached optoelectronic linear encoder

Rys. 4. Uproszczony schemat elektroniczny modułu pomiarowo-kontrolnego z liniowym enkoderem optoelektronicznym

In the measurement-control module two processors are used. Processor AT 90s2313 performs the following tasks:

- it receives U1 and U2 measuring signals indicating the device's position from the linear encoder,
- it sends the information about the device's position to the second processor,
- it controls the operation of the measuring linear encoder.

Processor AT 89c51 performs the following tasks:

- it receives the information from the linear encoder about the position of the first processor's device,
- it converts the information into a digital system,

- it receives and exercises the commands from the numerical keyboard,
- it compares the current position of the device with the position that is to be taken,
- it sends the commands to the executive block (it controls the engine's operation),
- it controls the operation of the first processor.

Microprocessor 90s2313 is only supposed to count U1 and U2 impulses going from the measuring linear encoder. The processor functions like a down-up counter. The counted value is sent at certain intervals of time to the second processor. Processor 89c51 counts the received value, converts it into a decimal system and then, sends it to the display.

#### **2.4. The structure of the measurement module with rotary encoders**

The measurement-control module co-operating with the rotary encoders is almost identical to the module shown in Figure 5. The only difference is the processor's software. In processor 89c51 the values received from the first processor are counted and displayed as the angle's value or, after being multiplied by the lead of the screw thread, as the linear position value.

#### **2.5. The structure of the control module with digital input and output**

Figure 5 presents the simplified electronic diagram of the digital input and output module. The module consists of 64 digital inputs and 64 digital outputs, and, additionally, two inputs of high frequency signals, two counter inputs and eight direct inputs-outputs.

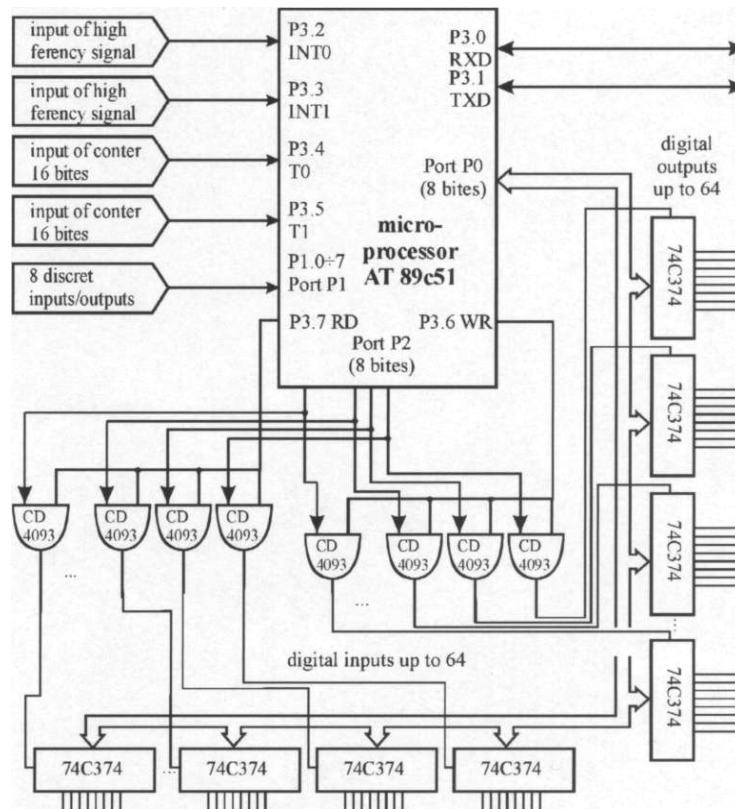


Fig. 5. Simplified electronic diagram of digital input and output module  
 Rys. 5. Uproszczony schemat elektroniczny modułu z cyfrowym wejściem i wyjściem

### 3. PARAMETRES OF THE DIGITAL SYSTEM OF THE POSITION MEASUREMENT

The digital system of the position measurement can consist of up to six modules, and there can be only four measurement-control modules among them. The measuring range of the controller is restricted to the digits on the display and ranges from  $-1999.999$  mm to  $9999.999$  mm. Figure 6 shows an exemplary triaxial digital system of the position measurement.

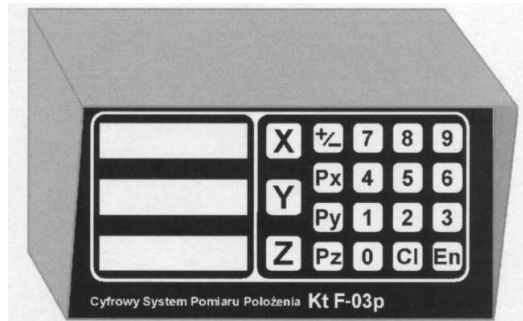


Fig. 6. Tri-axial digital system of position measurements  
Rys. 6. Trzyosiowy cyfrowy układ do pomiarów położenia

The keys below perform the following functions:

$X, Y, Z$  ( $ZI$ ) – they reset and pre-set the measurement, +/- – it indicates the sign change,

$Px, Py, Pz$  – they change the counting direction, Cl – it cleans the typed-in measurement,

En – it confirms the measurement, 0-9 – they are used as numerical keys.

#### 4. CONCLUSION

Digital systems of the position measurement are usually used in the modernisation of mechanical machine tools. The application of this system increases the precision of the details and shortens the time of the detail construction even by 30%. The expenses of the machine tool modernisation pay off within a year.

#### REFERENCES

- [1] DZIERŻEK K.: Increasing the accuracy of the digital system of the position measurement through extrapolation. 5th International Carpathian Control Conference. Vol. 1, Zakopane, May 25-28, 2004. Polish Academy of Science, Kraków 2004.
- [2] SIEMIENIAKO F., DZIERŻEK K., SZCZEBIOT R., GAWRYSIAK M.: Wybrane mechatroniczne układy pomiarowe i wykonawcze. Rozprawy Naukowe Politechniki Białostockiej nr 61, Białystok 1999.
- [3] STARECKI T.: Mikrokontrolery jednocukładowe rodziny 51, Nozomi, Warszawa 1996.
- [4] Atmel Corporation, Mikrocontroller Data Book, October 2002.
- [5] Karty katalogowe firmy KATECH.

#### MODUŁOWY CYFROWY UKŁAD STEROWANIA I POMIARU POŁOŻENIA

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono modułowy cyfrowy system sterowania i pomiaru położenia. Przedstawiono struktury modułów z fotoelektrycznym i pojemnościowym liniowym enkoderem, a także uniwersalne rozwiązanie sterowania i pomiaru położenia.

**Słowa kluczowe:** pomiar położenia, fotoelektryczny enkoder liniowy



**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 35-39

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

---

Tomasz JARZYNA

**PROBLEMS WITH BALANCING OF ROTORS MACHINES  
AND DEVICES FIXED ON VIBRATING BASE**

**Summary:** In this work the problems of rotor balancing fixed on a flexible base were investigated. The results of vibration on laboratory stand were presented. At the end of the work possibilities of rotor balancing were estimated.

**Key words:** vibration, rotor balancing, vibrating base

## **1. INTRODUCTION**

The negative impact of vibration on devices and machines which are fixed on the movement bases are known very well. The problems which are still analyzed are reasons of vibration and their reduction.

Machine vibration can be caused by the static and dynamic unbalancing of the rotary elements, impulses impact (bearing slackness, joint clearance, etc.) and construction factors. These elements have influence on initiate parametrical vibration. The other causes of vibration are: magnetic or aerodynamic effects and many different [1, 2].

The basic reason of generated vibration is unbalancing rotation elements as results of unsymmetrical distribution a mass relative to rotation axis [3, 4].

The balancing process usually is made in exploitation place. If the base on which the machine is fixed is immovable then the balancing of the machine is comparatively easy. However, if the device is a part of a larger installation which can not be turned off then the base surface is a source of kinematic forces of different values frequencies and amplitudes. In this causes the balancing is very difficult.

In this work the problems of rotor balancing fixed on flexible base were investigated. Additionally relations between frequencies of bases and unbalancing rotor were estimated too.

## **2. TESTS METHODS**

The laboratory experiment were made on special stand where an unbalancing rotor with drive was fixed on flexible base (Figs. 1, 2). The vibration (amplitude and frequencies) were introduced by vibration inductor. The vibration were measured in three points:

- 1 – on beating housing,
- 2 – on base,
- 3 – on vibration inductor.

The laboratory stand is used to investigate many dynamics phenomena. It is possible to block motion of each subsystem. At the experiment, the motion of shaft supports and engine, however, the base is supported on four flat springs. Influence of engine's unbalancing was protected by using a clutch between shaft and engine. The vibration was controlled by the vibration generator Svantek Svan 401. The registration of vibration was made by the diagnostic analyzer KSD 400. Registration parameters of the device:

- quantity of samples by channel: 4-262144,
- frequency of sampling: 16÷100000 or 200000 Hz,
- time interval in measurements: 0,1÷3600 s,
- measurements interval in function of spins: 10÷500 rpm.

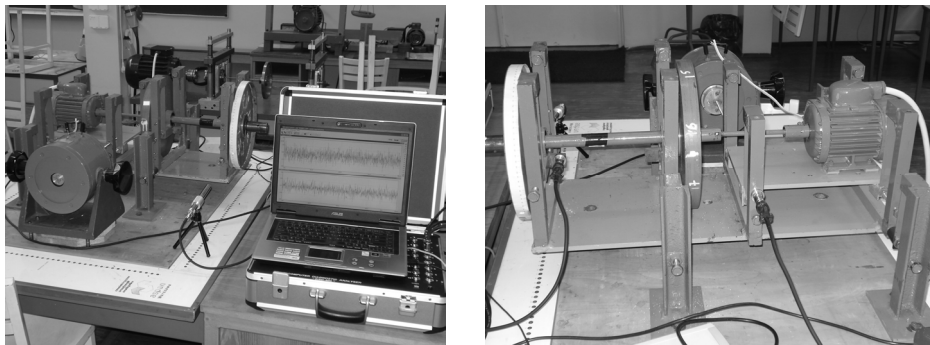


Fig. 1. Research stand  
Rys. 1. Stanowisko badawcze

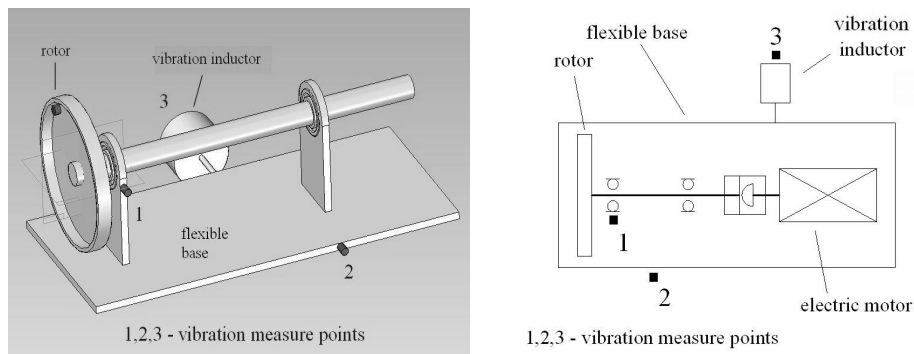


Fig. 2. Scheme of research stand with vibration measure points  
Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego z miejscami pomiaru drgań

Rotational speed of rotor was established on 1068 rpm, which is equal frequency  $f = 17,8$  Hz. Rotor of research stand was balanced. Unbalancing



equal 4440 gmm and unbalancing degree –  $213^\circ$  were affirmed. After that vibration inductor was started and frequency of vibration force was changed. Generated vibration frequency of base was changed from 5 to 20 Hz, amplitude was constant and equal 1 mm. For different frequencies of base vibration was trying to balancing of rotor. During balancing unbalancing mass and unbalancing degree were registered. Amplitude, speed and acceleration of vibration were also registered.

### 3. TESTS RESULTS

Research of influence of base vibration on balancing process was started from force frequency 5 Hz. The frequency was increased for 0,5 Hz. Possibility of balancing of rotor in frequency range from 5 Hz to 17,6 Hz and from 18 Hz to 20 Hz was affirmed in tests. Unbalancing mass and unbalancing degree are not much different from average value in these. For vibration frequency of base almost equal to frequency of rotational speed (17,8 Hz) object balancing was impossible. Tests results are showed on charts (Figs. 3÷6).

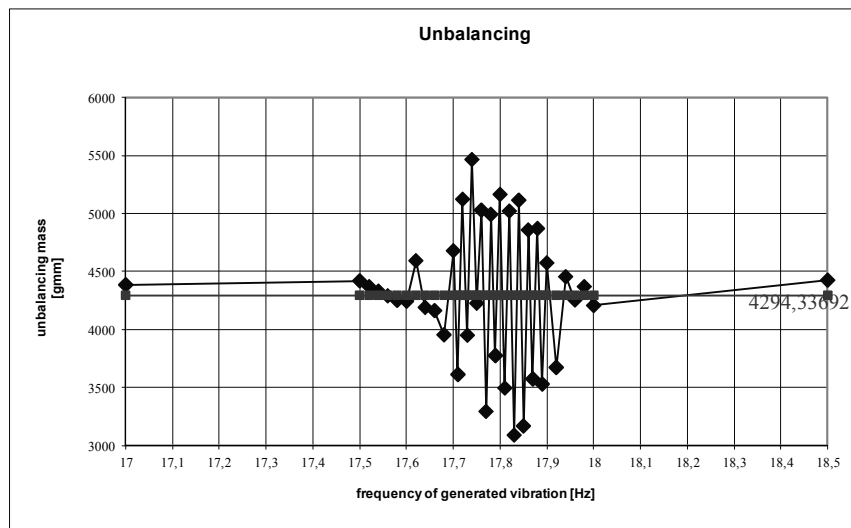


Fig. 3. Unbalancing mass versus base frequency  
Rys. 3. Niewyważenie masowe względem częstości podstawowej

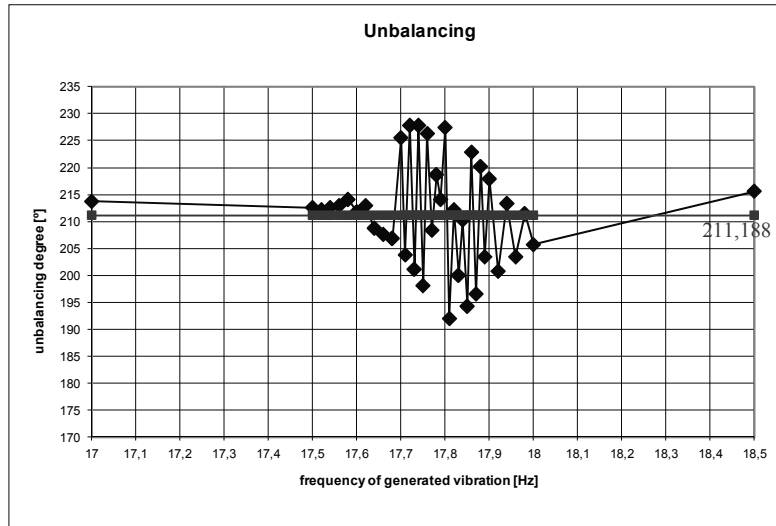


Fig. 4. Unbalancing degree versus base frequency  
 Rys. 4. Stopień niewyważenia względem częstości podstawowej

Particular measurements in this area were made from 17,6 Hz to 18 Hz with step 0,02 Hz. Unbalancing and unbalancing angle were variable, much different from average value in these range. Speed and acceleration of vibration were increased (Figs. 5, 6).

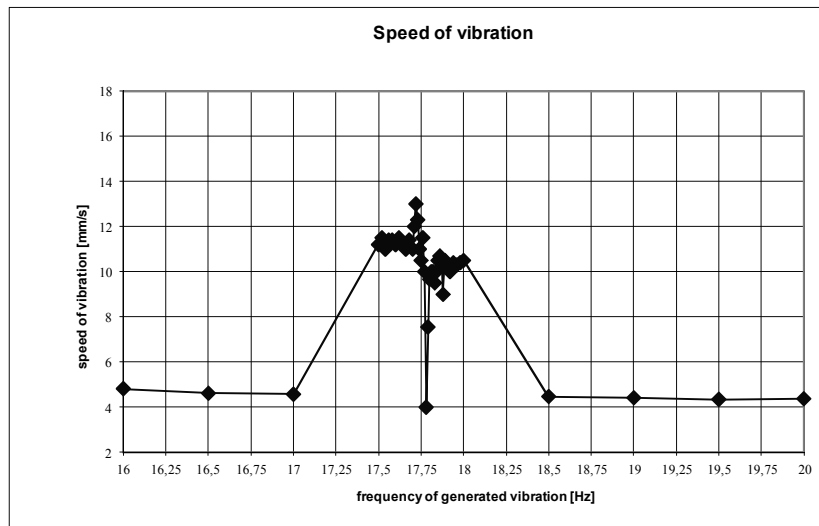


Fig. 5. Speed of rotor vibration versus base frequency  
 Rys. 5. Prędkość drgań wirnika względem częstości podstawowej

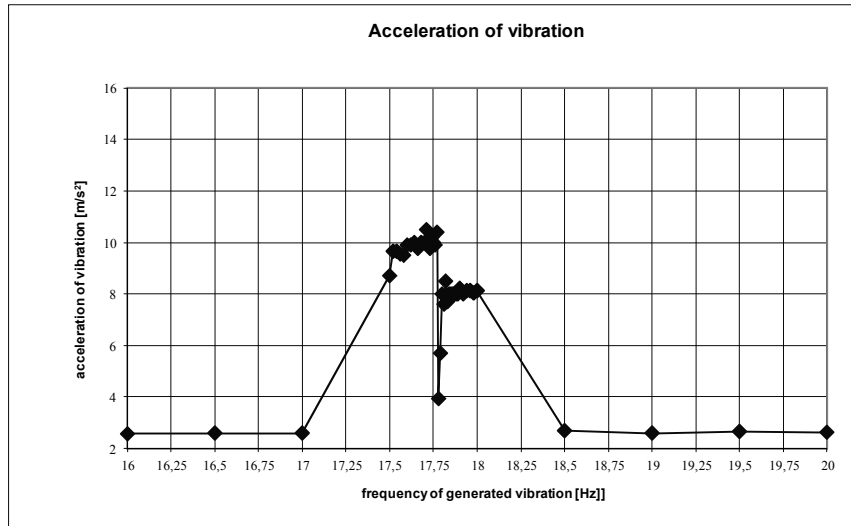


Fig. 6. Acceleration of rotor vibration versus base frequency  
Rys. 6. Przyspieszenie drgań wirnika względem częstości podstawowej

#### 4. CONCLUSIONS

On the ground of presented investigations one formulated following conclusions:

1. The balancing of devices rotors fixed on movement base is possible, when base and rotors frequencies have different values.
2. In the cause when frequencies are close, the beat effect appear.
3. In troubles with balancing of rotors, rotary speed should be changed.
4. The balancing depend on different causes like: construction, operating and usual wear factors.

#### REFERENCES

- [1] CEMPEL C.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1989.
- [2] HASSAN G. A.: New approach for computer-aided static and dynamic balancing of rigid rotors. Journal of Sound and Vibration Volume: 179, Issue: 5, 1995, pp. 749 -761.
- [3] MUSZYŃSKA A.: Rotordynamics. CRC Press Taylor & Francis Group Work V., (1991) Machinery Vibration, McGraw-Hill, 2005.
- [4] GRYBOŚ R.: Drgania maszyn. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.

#### PROBLEMY WYWAŻANIA WIRNIKÓW MASZYN POSADOWIONYCH NA RUCHOMYM PODŁOŻU

**Streszczenie:** W artykule poruszono problem wyważania wirników maszyn posadowionych na ruchomym podłożu. Przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym. Dokonano oceny możliwości wyważania wirnika maszyny w jej środowisku pracy.

**Słowa kluczowe:** drgania, wyważanie wirników, drgające podłoże



Anna KROLL, Jerzy KASZKOWIAK

## **OGRANICZANIE STRAT RZEPAKU PODCZAS ZBIORU KOMBAJNEM**

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono aspekty techniczne, agrotechnologiczne i ekonomiczne zbioru rzepaku. Porównano technologie zbioru jedno i dwuetapowego. Dokonano kalkulacji kosztów adaptacji kombajnu i zabiegów desykacji przed zbiorem w zestawieniu z wielkością strat. Przedstawiono orientacyjne koszty powyższych zabiegów w odniesieniu do wartości strat rzepaku.

**Słowa kluczowe:** rzepak, zbiór, straty, koszty

### **1. WSTĘP**

W ostatnich latach obserwuje się wzrost atrakcyjności uprawy rzepaku. Wpływa na to wzrastająca wartość użytkowa nasion, stanowiących ważny surowiec dla przemysłu tłuszczowego i paszowego, a także surowiec do produkcji paliw [4].

O opłacalności uprawy decyduje przede wszystkim wielkość plonu. Kładąc nacisk na jego maksymalizację z jednostki powierzchni należy uwzględnić konieczność zmniejszania strat przy zbiorze oraz podczas przechowywania. Rośliny w końcowym okresie dojrzewania, przy słonecznej pogodzie potrafią bardzo szybko – w ciągu zaledwie kilku godzin – zmienić właściwości mechaniczne łuszczyń, co spowodowane jest utratą wody w dojrzewających owocach. Prowadzi to do większej skłonności do pęknięcia i osypywania nasion [1].

Nierównomierne dojrzewanie roślin stwarza trudności podczas mechanicznego zbioru rzepaku. Stosowanie desykacji pozwala przyspieszyć i wyrównać dojrzewanie plantacji, zwiększyć wytrzymałość łuszczyń oraz zmniejszyć wilgotność nasion, nawet o 1,5÷2%, w szczególności w latach o nadmiernych opadach.

Należy zwrócić uwagę, że im bardziej wyrównany łan, tym wydajność kombajnu będzie większa po przeprowadzonej desykacji. Desykacja wykonana w latach posusznych powoduje łatwiejsze pęknięcie łuszczyń, przez co zwiększa straty. Zabieg ten wiąże się nie tylko z wydatkiem na środki i wykonanie oprysku, ale również ze stratami nasion podczas przejazdu ciągnikiem z opryskiwaczem. Można zastosować dodatkowe wyposażenie agregatu opryskującego w postaci ekranu do pochylania łanu między ścieżkami technologicznymi, rozdzielaczy łanu oraz osłon podwozia maszyn. Elementy opryskiwacza oddziały-

wujące bezpośrednio na rośliny powodują trzydziestokrotnie większe osypywanie się nasion niż strumień cieczy stosowanego środka [5].

Zachwaszczona plantacja jest zaleceniem do zastosowania desykcji roślin bądź też dwuetapowej technologii zbioru. Nadmierna ilość chwastów podczas zbioru może prowadzić do zasklepienia otworów w sitach zespołu czyszczącego kombajnu, powodując tym samym dostanie się zanieczyszczeń w postaci nasion chwastów czy też resztek słomy do zbiornika wraz z nasionami rzepaku. Może dochodzić do wtórnego zawilgocenia surowca już w zbiorniku kombajnu, a wilgotność nasion w masie wzrosnąć może o 1,5÷2,0%.

W czasie przygotowania plantacji do zbioru rzepaku coraz częściej stosuje się również środki zapobiegające pękaniu łuszczyń, tzw. sklejące łuszczyń, które w relatywny sposób wpływają na zmniejszenie strat nasion podczas zbioru.

## **2. METODY ZBIORU RZEPAKU**

### **2.1. Zbiór jednoetapowy**

Stosuje się dwa sposoby zbioru rzepaku: jednofazowy (zbiór kombajnem zbożowym) i dwufazowy (ścięcie plantacji rzepaku kosiarką pokosową, dosuszenie na łanie i zbiór kombajnem).

Przy wyborze metody technologii zbioru należy wziąć pod uwagę wielkość plantacji, wyposażenie w park maszynowy, panujące warunki atmosferyczne, stopień zachwaszczenia plantacji oraz możliwość zastosowania desykantów, czas trwania zniw rzepakowych z uwzględnieniem konieczności zbioru innych roślin w gospodarstwie, np. jęczmienia ozimego. Dojrzewanie rzepaku ozimego w Polsce zwykle przypada na okres pierwszej połowy lipca.

Zbiór jednoetapowy rzepaku kombajnem zbożowym bezpośrednio z pola odbywa się w pełnej dojrzałości nasion, gdy nasiona osiągną wilgotność poniżej 16%. W zbiorze jednoetapowym bardzo ważną rolę odgrywa odpowiedni termin zbioru, gdyż zbyt wczesny powoduje wysoką ilość niedomłotów. Nie-dojrzały rzepak o zielonych łuszczyńach nie daje się wymłócić nawet przy wysokich obrotach bębna młócającego i małej szczeliny pomiędzy klepiskiem a bębniem. Straty nasion podczas zbioru metodą jednoetapową są mniejsze niż dwuetapową i wynoszą w badaniach produkcyjnych łanowych rzepaku około 8,5÷10,3% [3].

### **2.2. Zbiór dwuetapowy**

Zbiór dwuetapowy polega na ścinaniu na pokosy łanu rzepaku w dojrzałości technicznej za pomocą kosiarki pokosującej, a po kilku dniach młócenie kombajnem z pokosów. Zawartość wody w nasionach podczas ścinania na pokosy wynosi około 35÷40%. Pokosy leżące na wysokim ściernisku ułatwiają przewietrzanie, a podczas słonecznej pogody już po 8 dniach wilgotność nasion może zmniejszyć się poniżej 7%, w której mogą być młócone.

Zaletą zbioru dwuetapowego jest możliwość przyśpieszenia zniw rzepakowych o 7 do 10 dni. Nasiona zbierane tą metodą charakteryzują się nieco

wyższą zawartością tłuszczu, niższą wilgotnością, jednak skrócona wegetacja w lipcu nawet do 10 dni ma wpływ na jakość nasion oraz na zmniejszenie się plonu. Straty nasion podczas zbioru metodą dwuetapową wynoszą w badaniach produkcyjnych łanowych rzepaku 10,1÷11%.

### 3. ADAPTACJA I REGULACJA MASZYN DO ZBIORU RZEPAKU

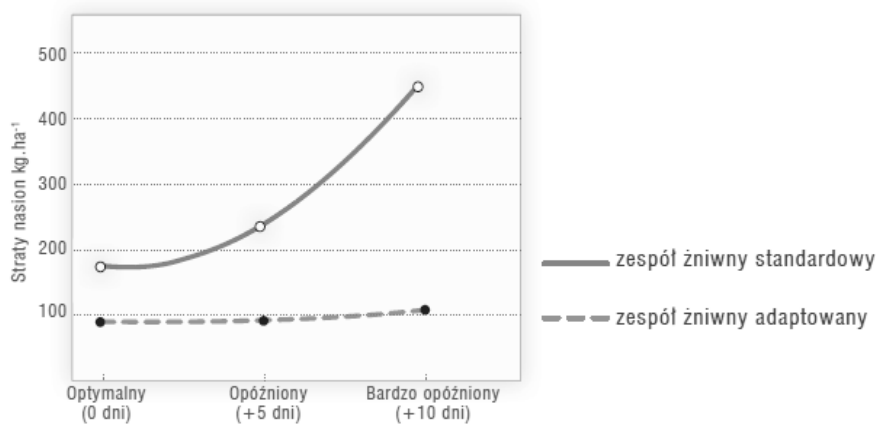
#### 3.1. Czynniki wpływające na straty nasion podczas zbioru

Adaptacja kombajnu do zbioru rzepaku polega głównie na wyposażeniu maszyny w wydłużoną podłogę zespołu żniwnego oraz aktywny rozdzielacz. Zmiany te ograniczają straty nasion, zwłaszcza podczas opóźnionego zbioru, jak również zwiększają wydajność kombajnu (rys. 1).

Wysokość łanu, jego gęstość, pochylenie, dojrzałość i wilgotność mają zasadniczy wpływ na dobór odpowiedniej prędkości samego kombajnu podczas zbioru.

W uprawie roślin rzepaku należy liczyć się w końcowej fazie dojrzewania ze stratami nasion związanymi z osypywaniem się nasion na pniu lub na pokosie oraz podczas desykacji, pokosowania i omlotu. Mogą one wynosić 10÷15% biologicznego plonu, a w niesprzyjających latach sięgać nawet 35%.

Do czynników mających wpływ na straty podczas tego okresu należą: dobór odpowiednich odmian, czynniki agrotechniczne (przygotowanie do zbioru, zabieg desykacji, wybór technologii zbioru), zachwaszczenie plantacji, panujące warunki meteorologiczne szczególnie przy końcu dojrzewania i podczas zbioru, stopień porażenia przez patogeny chorobotwórcze oraz nasilenie szkodników.



Rys. 1. Straty nasion powodowane przez kombajn w zależności od jego adaptacji oraz terminu zbioru

Fig. 1. Losses caused by grain seed according to its adaptation and harvest date

Podczas mechanicznego zbioru nasion rzepaku straty wynikają zarówno z samoosypywania łań, jak i pracy zespołu żniwnego kombajnu – są to straty powodowane pracą nagarniacza, listwy tnącej, biernego rozdzielacza łań. Mogą wynosić od kilku (5%) do kilkunastu procent (18%), a w niesprzyjających latach nawet 25%.

Zbyt duża prędkość obrotowa bębna młócającego oraz mała szczelina robocza (odległość między cepami bębna a klepiskiem) może powodować uszkodzenia nasion. Podczas opóźnionego zbioru nasion występują wyższe straty w plonie, co spowodowane jest większą podatnością łuszczyń na pękanie.

Zbyt wczesny zbiór nasion rzepaku natomiast powoduje, iż nasiona charakteryzują się gorszymi parametrami jakościowymi nasion: mniejszą masą 1000 nasion, wysoką zawartością chlorofilu, niepożądanym składem kwasów tłuszczowych, niższą ilością lizyny w białku oraz gorszą przydatnością nasion do długotrwałego przechowywania.

### **3.2. Sposoby ograniczenia strat podczas zbioru**

Adaptacja poszczególnych podzespołów kombajnu przy uwzględnieniu wilgotności nasion i stanu agrotechnicznego plantacji może zmniejszać straty nasion nawet o 50%. Składają się na to użycie wydłużonej podłogi (obniżenie strat przez osypywanie o nawet 2/3 głównie przy opóźnionym zbiorze) oraz aktywnego rozdzielacza łań zamiast pasywnego (zmniejszenie o około  $100 \div 125 \text{ kg} \cdot \text{ha}^{-1}$ ).

Oprócz adaptacji kombajnu należy również przed zbiorem i w jego trakcie zwrócić szczególną uwagę na: szczelność zespołu młócającego w okolicach przenośników i wentylatorów, regulację zespołu czyszczącego i separującego, ustawienie obrotów bębna młócającego, nagarniacza, ustawień, stanu technicznego i czystości sit, rozpoczęcie zbioru nasion, gdy ich wilgotność ustali się na poziomie niższej niż 14%, dostosowanie prędkości przejazdu kombajnem do architektury łań przy uwzględnieniu jego gęstości, wysokości, dojrzałości, ustalenie wysokości koszenia (wysoka zapewni większą wydajność kombajnu), dokonanie ponownej regulacji podzespołów po sprawdzeniu czystości nasion w zbiorniku i ilości osypanych nasion, dostosowanie prędkości obrotów bębna młócającego do wilgotności nasion (im niższa wilgotność, tym niższe obroty).

## **4. ANALIZA KOSZTÓW**

W tabeli 1 przedstawiono zyski wynikające z zastosowania zabiegu desykcji, a w tabeli 2 wydatki i straty.



## Ograniczanie strat rzepaku podczas zbioru kombajnem

Tabela 1. Zalety zabiegu desykcacji z oszacowaniem finansowych korzyści (opracowanie własne)  
Table 1. Advantages of desiccation treatment with the estimate of financial benefits

Zalety zabiegu desykcacji	Szacowany zysk finansowy
<b>Wzrost wydajności o minimum 15%</b> 100 ha plantacji x 15% = 15 ha, 15 ha x 336 zł·ha <sup>-1</sup> koszty omłotu = 5040 zł, 5040 zł : 100 ha plantacji rzepaku	50,40 zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Oszczędność paliwa</b> ok. 11 t x 4,5 t·ha <sup>-1</sup> plonu	18,9 zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Zmniejszenie wilgotności ziarna</b> 1%/t niższe koszty suszenia, 21 zł/t/% x 4,5 t·ha <sup>-1</sup>	94,50 zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Zmniejszenie strat w omłocie</b> (zielone łuszczyzny) co najmniej 2%	105,00 zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Zmniejszenie strat spowodowanych osypywaniem się nasion</b> ok. 1%	50,25zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Zmniejszenie strat powstających w wytrząsaczu, bębnie i podczas czyszczenia</b> ok. 1%	52,50 zł·ha <sup>-1</sup>
<b>Łącznie na 100 ha rzepaku</b> *plon 4,5 t·ha <sup>-1</sup> , dochód 1260 zł/t	<b>373,80 zł·ha<sup>-1</sup></b>

Szacuje się, że w wyniku zastosowania zabiegu desykcacji uzyskuje się plon około 10% większy.

Działaniem technicznym mającym wpływ na redukcję strat nasion podczas zbioru kombajnowego oprócz zakupu stołu do rzepaku wraz z aktywnymi rozdzielaczami łań jest montaż aktywnego podajnika taśmowego pomiędzy listwą tnącą a przenośnikiem ślimakowym. Kolejnym rozwiązaniem modernizacyjno-konstrukcyjnym jest zainstalowanie dodatkowego przenośnika ślimakowego nad przenośnikiem ślimakowo-palcowym, co przyczynia się do poprawy przerobu masy rzepaku. Koszt zakupu stołu ma również niewymierne korzyści: zdecydowana poprawa komfortu zbioru, ograniczenie czasu. Wymiernie korzyści to mniejsze zużycie paliwa, zmniejszenie osypywania do 400 kg·ha<sup>-1</sup>. Analizując poniesione koszty zakupu stołu do zbioru rzepaku oraz kalkulując ograniczenie strat jakie niesie za sobą jego stosowania stwierdza się, iż koszt zakupu zwraca się po wymłóceniu 6 ha rzepaku.

Tabela 2. Straty nasion w łanie w zależności od pogody  
Table 2. Losses seeds in a canopy, depending on the weather

Przebieg pogody w czasie dojrzwania i zbioru	Straty spowodowane przez samoosypywanie nasion w łanie (%)	Straty nasion podczas zbioru w stosunku do plonu biologicznego (%)	
		Termin optymalny	Termin opóźniony
Rok wilgotny	7,3	13,3	68,0
Rok suchy	1,0	4,9	6,5

W metodzie dwuetapowej potrzeba aż co najmniej 2 rbh·ha<sup>-1</sup>, w przypadku metody jednoetapowej 1,15 rbh. Pozwala to na minimalizację kosztów związanych ze zużyciem paliwa. W przypadku metody jednoetapowej istotnym niekorzystnym aspektem jest konieczność jednorazowego poniesienia dość wyso-

kiego kosztu zakupu stołu do zbioru rzepaku, jednakże korzyści płynące z jego stosowania i szybkość zwrotu poniesionych kosztów w konsekwencji przemawia za stosowanie tego optymalnego rozwiązania [2].

Nie można pominąć wpływu czynników atmosferycznych na wielkość strat przed zbiorem. Zależność strat od pogody przedstawia tabela 2.

## 5. PODSUMOWANIE

Istnieje wiele możliwości redukcji strat w zakresie procesu zbioru, jak i przechowywania. Spośród tych wielu wariantów optymalnym rozwiązaniem jest wybór technologii zbioru jednoetapowego wspomaganego zabiegiem desykcji, ze względu na mniejszy procent strat nasion w porównaniu z metodą alternatywną. Wybór ten uzasadniony jest mniejszym użyciem energii, nakładem czasu, przyspieszeniem zbioru i ułatwieniem organizacji prac zniwnych. Pozorna ilość strat podczas desykcji w efekcie nie przemawia za pominięciem tego zabiegu ze względu na jego korzystny wpływ przede wszystkim na równomierne dojrzewanie oraz ograniczanie zużycia energii dzięki wydajniejszej pracy kombajnu.

Istotne jest również zadbanie o wszelkie parametry zbioru nasion rzepaku ozimego, począwszy od określenia fazy dojrzewania roślin i wilgotności nasion, optymalnego terminu zbioru do regulacji i adaptacji kombajnu wpływających na ilość ponoszonych strat. Zakup wydłużonego stołu do zbioru rzepaku wraz aktywnymi rozdzielaczami łań jest w pełni zasadny, gdyż koszt ten z racji jego korzystnego oddziaływania na minimalizację strat nasion przez większy uzyskany plon gwarantuje jego szybki zwrot.

## LITERATURA

- [1] BUDZYŃSKI W, ZAJĄC T.: Rośliny oleiste uprawa i zastosowanie. PWRiL, Poznań 2010, 17-20.
- [2] FEIFFER A., HESSE M.: Przyspieszenie zbiorów rzepaku. Agrargesellschaft Neunheilingen 2007.
- [3] KONOPKA, S CHOSZCZ D., KALINIEWICZ Z., LIPIŃSKI A., MARKOWSKI P., RAWA T.: Wpływ zabiegów desykacyjnych na dorodność i straty nasion rzepaku, Inżynieria Rolnicza, Nr 11, 2005.
- [4] TYS J., PIEKARSKI W., JACKOWSKA I., KACZOR A., ZAJĄC G., STAROBRAT P.: Technologiczne i ekonomiczne uwarunkowania produkcji biopaliwa z rzepaku, Rozprawy i Monografie, Acta Agrophysica, Lublin 2003.
- [5] WOLNY S., TYS J.: Kodeks Dobrej Praktyki Produkcji Rzepaku, Teraz Rzepak Teraz Olej, PSPO, Warszawa 2008.

## RAPE LOSS REDUCTION DURING HARVESTING

**Summary:** The paper presents technical aspects and economic agrotechnology rape harvest. Presented a set of technologies and two-stage one. Compared the costs of adapting the combine and pre-harvest desiccation treatments compared with the scale of losses. Presents the approximate cost of these treatments in relation to the losses of rape.

**Key words:** rape, harvest, losses, costs

**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 47-56

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

Ewa KULIŚ, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

**ZDATNOŚĆ ZADANIOWA POJAZDÓW**

**Streszczenie:** Narzędziem zyskującym coraz większe uznanie w zakresie kształtowania jakości systemów jest diagnostyka techniczna, jej metody i urządzenia, umożliwiające śledzenie zmian stanu i doskonalące systemy efektywnego wykorzystania maszyn. Aby określić zakres zastosowań diagnostyki technicznej, celem jest przeanalizowanie całego okresu istnienia dowolnego obiektu oraz jego zdolności do wykonywania założonych zadań, wyselekcjonowanie sytuacji, w których uwzględnianie działań diagnostycznych jest niezbędne.

**Słowa kluczowe:** niezawodność, zdolność pojazdu, diagnostyka eksploatacyjna

**1. CEL OPRACOWANIA**

Celem opracowania jest przybliżenie zastosowania niektórych dziedzin diagnostyki technicznej, jej metod umożliwiających śledzenie zmian stanu w celu efektywnego wykorzystania maszyn.

**2. WSTĘP**

Diagnostyka techniczna to zorganizowany zbiór metod i środków do oceny stanu technicznego (jego przyczyn, ewolucji i konsekwencji) systemów technicznych. W większości przypadków są to systemy działaniowe, celowo zaprojektowane dla wykonania określonej misji, generujące lub transformujące informacje, które są wykorzystywane do oceny ich stanu technicznego [1, 6].

Potrzeba stosowania diagnostyki znajduje swoje uzasadnienie w modelu destrukcji obiektu, uwzględniającym związek zaawansowania zużycia proporcjonalny do energii dyssypacji, wiążący się z czasem istnienia obiektu, poziomem konstrukcji, nowoczesności technologii wytwarzania, intensywności użytkowania oraz jakości obsługi technicznej.

Diagnostyka techniczna jest to więc uznana już dziedzina wiedzy o rozpoznawaniu stanów obiektów technicznych w teraźniejszości, przyszłości i przeszłości. Obiektem badań diagnostyki technicznej może być cały obiekt, zespół, podzespół, a nawet pojedyncza część, coraz częściej na kolejnych etapach ich istnienia.

Problemy diagnostyki maszyn obejmują zagadnienia:

- a) pozyskiwania i przetwarzanie informacji diagnostycznej,
- b) budowy modeli i relacji diagnostycznych,

---

mgr inż. Ewa KULIŚ, prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI,  
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej,  
al. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: ekukla@utp.edu.pl

- c) wnioskowania diagnostycznego i wyznaczania wartości granicznych,
- d) klasyfikacji stanów maszyny,
- e) przewidywania czasu kolejnego diagnozowania,
- f) obrazowania informacji decyzyjnych.

#### Niezawodność

Teoria niezawodności zajmuje się metodami syntezy i analizy oraz badań niezawodności maszyn na etapie projektowania, wytwarzania i eksploatacji.

Niezawodność to zespół właściwości, które opisują gotowość maszyny i wpływające na nią: nieuszkodzalność, obsługiwalność i zapewnienie środków obsługi.

Definicja ta jest odpowiednikiem często jeszcze przywoływanej normy, gdzie: „niezawodność to właściwość obiektu charakteryzująca jego zdolność do wykonywania określonych funkcji, w określonych warunkach i w określonym przedziale czasu” [5]. Termin ten oznaczał właściwość kompleksową, obejmującą takie właściwości, jak: nieuszkodzalność, trwałość, naprawialność i przechowywalność.

Badania niezawodności mają głównie na celu opracowanie sposobów postępowania prowadzących do budowy maszyn, charakteryzujących się możliwie największą niezawodnością w aktualnych warunkach eksploatacji. Realizacja tego celu wymaga określenia ilościowych miar niezawodności, opracowania metod przeprowadzania badań i oceny niezawodności, znalezienia sposobów wykrywania przyczyn powodujących uszkodzenia, zbadania możliwości usunięcia tych przyczyn lub zmniejszenia ich intensywności, zapobiegania uszkodzeniom przez stosowne procedury obsługowe.

Rozwiązywanie problemów niezawodności maszyn sprowadza się do:

- opracowania sformalizowanych modeli oceny ich niezawodności,
- ustalenia optymalnych rozwiązań konstrukcyjnych,
- ustalenia optymalnych technologii wytwarzania,
- prognozowania niezawodności pojazdów w trakcie ich eksploatacji,
- opracowania efektywnych systemów eksploatacji.

Kształtowanie niezawodności maszyn jest możliwe poprzez:

- a) uwzględnienie trwałości i niezawodności maszyn w konstruowaniu i technologii wytwarzania,
- b) wdrożenie programów i metod badań eksploatacyjnych trwałości i niezawodności maszyn oraz ustalenie stanów granicznych w celu wykrycia słabych ogniw;
- c) wprowadzenie metod i kryteriów oceny technicznej i ekonomicznej trwałości i niezawodności maszyn.

Realizacja tych celów winna doprowadzić do zwiększenia efektywności maszyn, ich gotowości i zdolności produkcyjnych, zmniejszenia kosztów eksploatacji, w tym kosztów użytkowania, obsługiwań technicznych, części zamiennych i materiałów eksploatacyjnych. Teoria i badania niezawodności ma-

szyn muszą przy tym dotyczyć projektowania – wytwarzania – eksploatacji, połączonych funkcjonalnie z kreowaniem potrzeby.

### 3. DIAGNOSTYKA EKSPLOATACYJNA

Najwięcej wymagań wiąże się ze sferą eksploatacji produktów. Jest to zrozumiałe, gdy za rację bytu obiektu uznamy jego użytkowanie. W tym zakresie można wyróżnić:

- a) wymagania trwałościowo-niezawodnościowe,
- b) wymagania efektywności stosowania wyrobów (sprawność, wydajność, koszty),
- c) wymagania związane bezpośrednio z użytkowaniem (uniwersalność, łatwość obsługi, podatność odnowy, automatyzacja),
- d) wymagania związane z oddziaływaniem na otoczenie (cichobieżność, bezpieczeństwo, ergonomia, zanieczyszczenie środowiska).

Można zatem przyjąć, że najszersze oddziaływanie diagnozowania na stan obiektu występuje podczas jego eksploatacji. Uwzględnić należy dwójakie zapotrzebowanie na decyzje diagnostyczne:

- 1) ze strony użytkownika, dla którego ważne są następujące efekty:
  - a) określenie, czy obiekt funkcjonuje (lub może funkcjonować) prawidłowo – diagnozy użytkowe uzyskane w wyniku badania właściwości funkcjonalnych obiektu (kontrola funkcjonowania),
  - b) wyznaczenie prognozy dotyczącej oczekiwanego okresu zdatności obiektu – jest to zwykle wyznaczenie prawdopodobieństwa poprawnej pracy w zadanym okresie czasu;
- 2) ze strony obsługującego obiekt, dla którego ważna jest:
  - a) możliwość lokalizacji każdego uszkodzenia (uzyskanie dostatecznie dokładnych diagnoz obsługowych),
  - b) określenie przyczyny uszkodzenia,
  - c) wyznaczenie danych umożliwiających określenie podstawowych parametrów procesu naprawy (średni czas naprawy, prawdopodobieństwo naprawienia w zadanym czasie, oczekiwany koszt naprawy),
  - d) wyznaczenie danych umożliwiających oszacowanie parametrów procesu odnowy (średni czas do następnego uszkodzenia, oczekiwany czas do kolejnych badań i prac profilaktycznych).

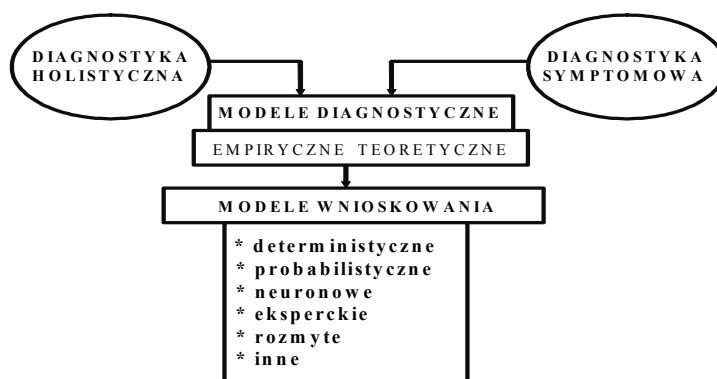
Efektem opracowania procesu diagnozowania dla okresu eksploatacji obiektu są zwykle odpowiednie rozdziały w instrukcjach użytkowania i obsługi, traktujące o zasadach wykorzystania diagnostyki. W instrukcji użytkowania podaje się:

- a) zależności funkcyjne, cechy stanu, symptomy i ich wartości opisujące stan zdatności obiektu,
- b) punkty kontrolne i metody badań.

Opracowując instrukcję dąży się do minimalizacji liczby badanych wielkości i poszukuje się parametru uogólnionego, tj. wielkości, której wartość (często logiczna: "jest – nie jest") pozwala wnioskować o stanie całości obiektu, nawet kosztem obniżenia wiarygodności kontroli. Takie podejście jest niezbędne w przypadkach, gdy użytkownik nie ma dostatecznych kwalifikacji do prowadzenia diagnozowania i obsługiwanego obiektu.

#### 4. WNIOSKOWANIE DIAGNOSTYCZNE

Wnioskowanie diagnostyczne jest głównym etapem wypracowywania decyzji w procesie diagnozowania i zgodnie z rysunkiem 1 oparte jest na przyjętym modelu diagnostycznym, pozwalającym na jawne lub niejawne odwzorowanie relacji: symptomy-stan.



Rys. 1. Metody wnioskowania diagnostycznego [8]  
 Fig. 1. Methods of diagnostic inference [8]

Rzeczywisty stan eksploatacyjny maszyny w kategoriach jednego uszkodzenia ilościowo odzwierciedla krzywa życia  $F_j$ . Dla wielowymiarowej przestrzeni uszkodzeń rzeczywistych obiektów [2, 6, 8]:

$$X_i(\Theta) = \sum_{j=1}^n a_{ij} F_j(\Theta) \quad (1)$$

gdzie:

$a_{ij}$  – współczynniki wagi liniowego rozwinięcia relacji między mierzalnymi cechami stanu

$X_i(\Theta)$  a pierwotnymi cechami stanu  $F_j(\Theta)$ . Dla określenia stanu trzeba więc znać wektor symptomów  $S_m(\Theta)$  oraz przyporządkowanie między symptomami a cechami stanu.

Powyższe przyporządkowanie może być jawne, np. w postaci funkcyjnej określanej metodami regresji lub niejawne, znane z przykładowego zbioru trenującego maszyn zdalnych.

Powiązanie przyczynowo-skutkowe między symptomem a cechą stanu lub czasem eksploatacji, mimo że zawsze istnieje i jest podstawą diagnostyki, nie

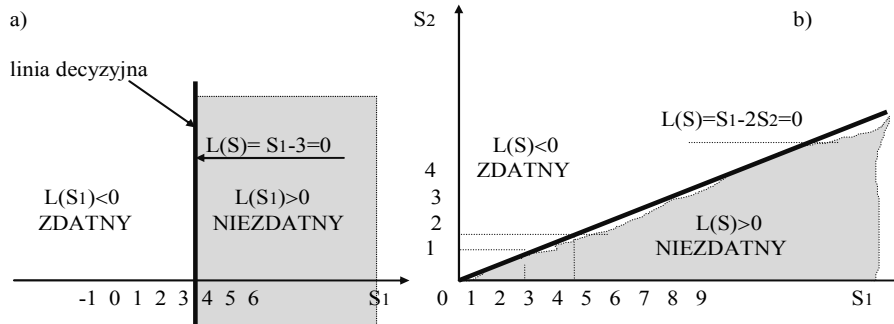
zawsze jest znane w sensie analitycznym. W diagnostyce obiektów z wielowymiarową przestrzenią uszkodzeń nie zawsze znane jest przyporządkowanie: symptom  $\rightarrow$  uszkodzenie, symptom  $\rightarrow$  stan lub symptom  $\rightarrow$  czas życia. Wiadomo jedynie, że dla danego stanu wektor symptomów  $S$  może mieć składowe o określonej wartości, lecz nie jest jasne, dlaczego takie (nieznane przyporządkowanie względem cech stanu) i kiedy to nastąpi (nieznane przyporządkowanie względem czasu).

Każdy obiekt opisany jest więc wektorem  $S$  w  $n$ -wymiarowej przestrzeni symptomów, tworząc punkt lub obraz w tej przestrzeni. Rozpoznanie stanu  $X$  traktuje się jako rozpoznanie symptomowego obrazu stanu i prowadzone jest w oparciu o znany obraz trenujący stanu zdatności obiektu  $S_p$ , według relacji:

$$\begin{aligned} S_p \equiv S_z &\rightarrow \text{stan zdatny} \\ S_p \equiv S_n &\rightarrow \text{stan niezdatny} \end{aligned} \quad (2)$$

Metody rozpoznawania obrazów generalnie można podzielić na dwie grupy: odległościowe oraz oparte na hiperpowierzchni rozdzielającej stan zdatności od stanu niezdatności. Metody odległościowe wykorzystują funkcje przynależności rozpoznawanego obrazu od zbioru trenującego, budowane na różnych miarach odległości (Euklidesa, Haminga i inne). Druga grupa metod polega na podziale przestrzeni symptomów na podprzestrzeń stanu zdatnego i niezdatnego za pomocą hiperpowierzchni decyzyjnej  $L(S) = 0$ , co ma szczególne zastosowanie przy dwuklasowym podziale stanu.

Ilustrację działania hiperpowierzchni podczas rozpoznawania przypadków z symptomem jednowymiarowym i dwuwymiarowym przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Rozpoznawanie symptomowego obrazu stanu w przypadku jednowymiarowym (a) i dwuwymiarowym (b) [9]

Fig. 2. Recognition symptoms snapshot if one-dimensional (a) and two-dimensional (b) [9]

Wyznaczenie linii decyzji w przypadku jednowymiarowym jest równoznaczne z wyznaczeniem wartości granicznej dla symptomu  $S_1$ . W przypadku dwuwymiarowym korzysta się z bardziej skomplikowanych metod, np. metody najbliższego sąsiada czy też metody hiperstref. Prawidłowy kształt funkcji de-

czyjnej jest określany na zbiorze kilkudziesięciu obiektów, traktowanych jako zbiór trenujący.

Przy wysokim poziomie zakłóceń końcowa decyzja o stanie obiektu może być podjęta jedynie w kategoriach prawdopodobieństw stanu zdatnego lub niezdatnego. W kategoriach gęstości prawdopodobieństw diagnostyczny model probabilistyczny dla jednego symptomu można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} p(S/z) &- \text{gęstość prawdopodobieństwa zdatności dla symptomu } S \\ p(S/n) &- \text{gęstość prawdopodobieństwa niezdatności dla symptomu } S \end{aligned} \quad (3)$$

Określając te wartości dla konkretnego symptomu  $S$  można otrzymać:

$$P(S/z) = \int_{-\infty}^S p(S_k/z) dS_k; \quad P(S/n) = \int_{-\infty}^S p(S_k/n) dS_k \quad (4)$$

z oczywistym warunkiem na prawdopodobieństwo całkowite wystąpienia symptomu  $S$ :

$$\begin{aligned} P(S) &= p(S/z)p(z) + p(S/n)p(n) \\ p(z) + p(n) &= 1 \end{aligned} \quad (5)$$

Powyższy model dla jednego symptomu jest słuszny także dla wektora symptomów  $[S]$ , przy rozumieniu całki jako wielowymiarowej.

Mając więc informacje wstępne o  $P(X)$  i określając  $P(S/X)$  z pomiaru wartości symptomu  $S$ , można obliczyć prawdopodobieństwa warunkowe zdatności  $P(S/z)$  oraz niezdatności  $P(S/n)$ . Jeśli tak obliczone prawdopodobieństwa przekraczają próg rozpoznania –  $P(X/S) > P(X)$ , dla  $X = [z, n]$ , to wartość  $S$  określa stan o największym prawdopodobieństwie:

$$P(z/S) \geq P(n/S), \quad P(z/S) \leq P(n/S) \quad (6)$$

lub dla którego poniższy iloraz:

$$\frac{P(z/S)}{P(n/S)} \geq 1 \quad (7)$$

jest większy od jedności.  $S$  może tu być pojedynczym symptomem lub wektorem symptomów  $[S]$ , co daje się przybliżyć zależnością:

$$P([S]/X) = \prod_{j=1}^n P(S_j/X) \quad (8)$$

Zatem, w metodzie Bayesa tak zbudowane kryterium pozwala na wyznaczenie stanu o maksymalnym prawdopodobieństwie po przekroczeniu progu rozpoznania.



Jeśli wektor symptomów jest zróżnicowany informacyjnie, to wnioskowanie przy wykorzystaniu ich wszystkich jest niecelowe. Analiza sekwencyjna Walda pozwala w takim przypadku określić iloraz zdarzeń przeciwnych (zdatny/niezdatny), a jako kryterium stosuje się iloczyn takich wyrażen obliczany dla kolejnych składowych wektora S o malejącej istotności informacyjnej:

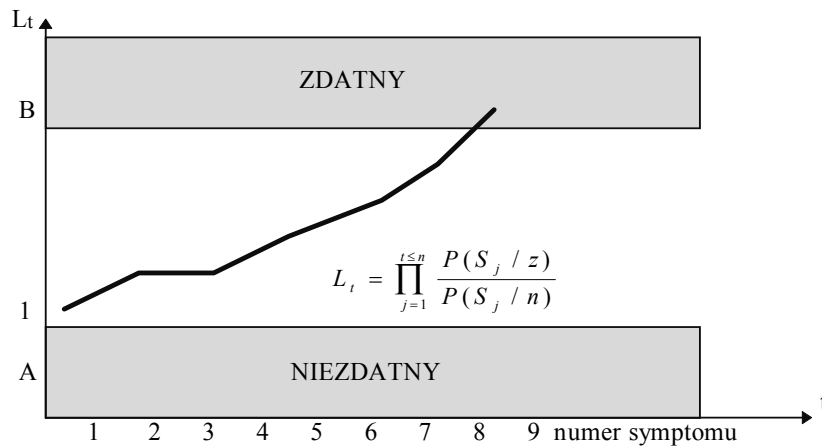
$$L_t = \prod_{j=1}^{t \leq n} \frac{P(S_j / z)}{P(S_j / n)} \quad (9)$$

Reguła decyzyjna metody sekwencyjnej (Walda) jest zatem zgodna z rysunkiem 3 i można ją zapisać następująco:

$$\begin{aligned} L_t > B, \text{ to } [S] \in [Sz] &\rightarrow \text{stan ZDATNY} \\ L_t < B, \text{ to } [S] \in [Sn] &\rightarrow \text{stan NIEZDATNY} \end{aligned} \quad (10)$$

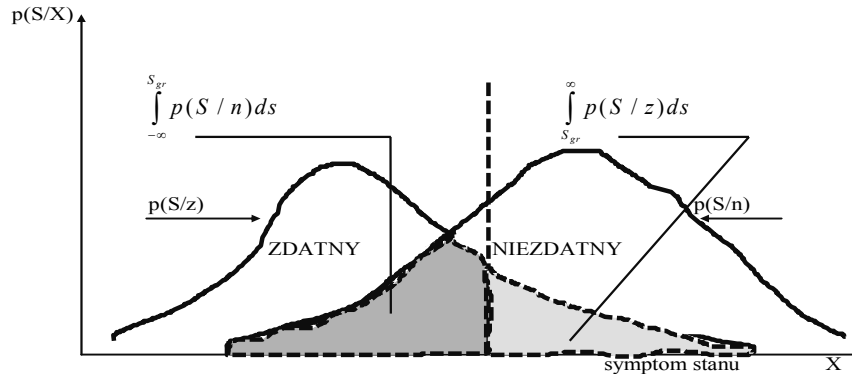
$B < L_t < A \Rightarrow$  uwzględnić kolejną składową wektora S

Probabilistyczny model diagnostyczny dopuszcza też sposób wnioskowania za pomocą wartości granicznej symptomu Sgr wyznaczonej metodami decyzji statystycznej, po zdefiniowaniu łącznego ryzyka decyzji diagnostycznej. Diagnoza jako decyzja statystyczna została przedstawiona na przykładzie jednego symptomu na rysunku 4.



Rys. 3. Sekwencyjna metoda wnioskowania diagnostycznego i granice A, B dla ilorazu wiarygodności  $L_t$

Fig. 3. Sequential diagnostic inference method and the limits of A, B for the likelihood ratio  $L_t$



Rys. 4. Wyznaczanie wartości granicznej za pomocą teorii decyzji statystycznych [8]  
 Fig. 4. Determination of the limit using statistical decision theory [8]

Dla tej składowej model probabilistyczny w postaci gęstości prawdopodobieństw symptomu w stanie zdatności  $p(S/z)$  oraz niezdatności  $p(S/n)$  pozwala, zgodnie z rysunkiem, wyznaczyć:

– prawdopodobieństwo trafnej oceny stanu zdatności:

$$P(z) \cdot \int_{-\infty}^{S_{gr}} p(S/z) ds = P(z)P(S \langle S_{gr} / z) \quad (11)$$

– prawdopodobieństwo fałszywego alarmu lub zbędnej naprawy wynikające z błędnej oceny stanu zdatności:

$$P(z) \cdot \int_{S_{gr}}^{\infty} p(S/z) dS = P(z)P(S \langle S_{gr} / z) \quad (12)$$

– prawdopodobieństwo nie wykrycia stanu niezdatności (awarii):

$$P(n) \cdot \int_{-\infty}^{S_{gr}} p(S/n) dS = P(n)P(S \langle S_{gr} / n) \quad (13)$$

– prawdopodobieństwo trafnej oceny niezdatności (awarii):

$$P(n) \cdot \int_{S_{gr}}^{\infty} p(S/n) dS = P(n)P(S \rangle S_{gr} / n) \quad (14)$$

Jeśli każdemu zdarzeniu przyporządkuje się odpowiednie koszty uogólnione  $C_{ij}$  w postaci kar za fałszywą ocenę stanu i nagrody za trafną ocenę stanu zdatności „z” i niezdatności „n”, można już sformułować globalną ocenę ryzyka  $R$  decyzji diagnostycznej.

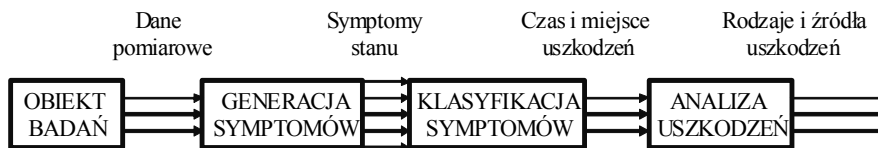
Istnieje co najmniej kilka sposobów na wyznaczenie minimalnego ryzyka, różniących się liczbą czynników w ocenie, a także stopniem znajomości apriorycznych prawdopodobieństw  $P(z)$  i  $P(n)$ . W każdym jednak przypadku można zapisać jakościowy wzór na wyznaczenie  $S_{gr}$  w postaci:

$$S_{gr} = S(R=R_{min}) \quad (15)$$

Po wyznaczeniu wartości granicznej  $S_{gr}$  jedną z tych technik obliczeniowych (przykład taki pokazano w następnym punkcie) można dokonać oceny stanu obiektu na podstawie zmierzonego symptomu za pomocą prostej reguły:

$$\begin{aligned} S < S_{gr} \text{ to } X = z &\rightarrow \text{stan ZDATNY} \\ S \geq S_{gr} \text{ to } X = n &\rightarrow \text{stan NIEZDATNY} \end{aligned} \quad (16)$$

Rozwój nowych technik inżynierii wiedzy umożliwia wykorzystanie w diagnostyce do wnioskowania diagnostycznego sieci neuronowych, systemów ekspertowych oraz logiki rozmytej, podstawowych metod sztucznej inteligencji [3, 6, 8,]. Atrakcyjność wymienionych metod w diagnostyce technicznej określa możliwość ich stosowania bez wiedzy o modelu matematycznym diagnozowanego obiektu. Zadania diagnostyczne możliwe do rozwiązania tymi sposobami przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat zadań układu diagnostyki dla sztucznej inteligencji  
Fig. 5. Diagram of diagnostic tasks for artificial intelligence

Obejmują one:

- detekcję uszkodzeń; określenie momentu pojawienia się uszkodzeń, które prowadzą do stanu niezdatności,
- lokalizację lub klasyfikację występujących uszkodzeń,
- analizę uszkodzeń; określenie rodzaju uszkodzenia, jego wielkości (intensywności) oraz źródła (przyczyn).

## LITERATURA

- [1] CEMPEL C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. Wyd. P.P. Poznań 1985.
- [2] CEMPEL C., TOMASZEWSKI F.: Diagnostyka maszyn. MCNEMT, Radom 1992.
- [3] KORBICZ J.: Sztuczne sieci neuronowe. AOW, Warszawa 1994.
- [4] MICHALSKI R.: Diagnostyka uszkodzeń maszyn roboczych. ITE, Radom 2004.
- [5] NIZIŃSKI S., MICHALSKI R.: Diagnostyka obiektów technicznych. ITE, Radom 2002.
- [6] ŻÓLTOWSKI B., CEMPEL C. (red.): Inżynieria diagnostyki maszyn. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2004.
- [7] ŻÓLTOWSKI B.: Badania dynamiki maszyn. Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy. Bydgoszcz 2002.

- [8] ŻÓŁTOWSKI B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Bydgoszcz 1996.
- [9] ŻÓŁTOWSKI B.: Podstawy diagnozowania maszyn. Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Bydgoszcz 2000.

### QUALIFICATION OF VEHICLES TASK

**Summary:** The instrument itself has gained increasing recognition in shaping the quality of systems is technical diagnostics, its methods and devices for tracking changes imperfecting the systems and the efficient use of machinery. To determine the scope of application of technical diagnostics, it is advisable to analyze the entire period of existence of any object and its suitability for the performance of established tasks, selection of the situations in which consideration of diagnostic measures are necessary.

**Key words:** reliability, suitability of the vehicle, operating diagnostics

Pracę zrealizowano w ramach projektu „Techniki wirtualne w badaniach stanu, zagrożeń bezpieczeństwa i środowiska eksploatowanych maszyn”.  
Numer projektu: WND-P OIG.01.03.01-00-212/0

**POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING**

1(1)/2013, 57-65

Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

---

Maciej MATUSZEWSKI, Jarosław MIKOŁAJCZYK,  
Michał STYP-REKOWSKI

**MODYFIKACJA CECH ŚRODKA SMARUJĄCEGO  
ZA POMOCĄ STANDARDOWYCH DODATKÓW  
SMAROWYCH**

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono analizę dotyczącą możliwości modyfikowania środka smarującego – oleju bazowego SAE 30 – różnymi standardowymi dodatkami. Na podstawie danych literaturowych określono zakresy zmian możliwych do uzyskania w wyniku zastosowania wybranej grupy dodatków smarowych. Przeprowadzono wstępną analizę dotyczącą metodycznych możliwości optymalnego wyboru dodatków. Stwierdzono, że komputerowe wspomaganie tego doboru pozwala na szybsze i efektywniejsze ustalenie właściwego składu dodatku lub grupy dodatków smarowych.

**Słowa kluczowe:** środek smarujący, dodatek smarowy, modyfikacja cech smarowych

## 1. WPROWADZENIE

W większości ruchowych par kinematycznych (zarówno tocznych, jak i ślizgowych) występujące w nich tarcie powoduje zużywanie współpracujących elementów. Jest to proces niepożądany i dlatego dąży się do zmniejszenia jego intensywności. Jednym ze sposobów jest zastosowanie środków smarujących jako czynnika rozdzielnego (całkowicie lub częściowo) powierzchni współpracujących elementów.

W zależności od potrzeb, zdeterminowanych przede wszystkim warunkami, w jakich pary kinematyczne pracują, różnicuje się cechy stosowanych środków smarujących. W większości przypadków, aby uzyskać pożądaną efekt, niezbędne jest zastosowanie dodatków modyfikujących własności i właściwości bazowych środków smarujących.

Celem badań była identyfikacja możliwości zmian warunków współpracy elementów pary kinematycznej dzięki zastosowaniu standardowych dodatków smarowych do oleju bazowego, a także określenie zakresu zmian jako efektu ich użycia. Przeprowadzono w tym celu porównanie wybranych parametrów najczęściej stosowanych do określania cech środków smarowych.

---

dr inż. Maciej MATUSZEWSKI, prof. dr hab. inż. Michał STYP-REKOWSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, al. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: msr@utp.edu.pl  
mgr inż. Jarosław MIKOŁAJCZYK, PESA S.A. Bydgoszcz

Jako obiekt analizy przyjęto zbiór dodatków utworzony na podstawie wykazu świadectw ochronnych udzielonych przez Urząd Patentowy RP polskim wynalazcom na opracowane przez nich wynalazki (patenty) [3].

Między składnikami mieszaniny oleju bazowego i dodatku występują różne interakcje, dlatego wybór właściwego składu mieszaniny jest zagadnieniem dosyć złożonym. Rozpatrzono więc wykorzystanie różnych metod pozwalających zoptymalizować wybór.

## 2. ZBIÓR ANALIZOWANYCH DODATKÓW

Analizę przeprowadzono na poniższym zbiorze dodatków smarowych [3]:

a) typu siarkowego:

- siarkowanych pochodnych kwasów tłuszczowych, w których siarkowaniu poddawano mieszaninę glicerydów kwasów tłuszczowych, zwłaszcza oleju rzepakowego lub sojowego i estrów metylowych kwasów tłuszczowych; nr patentu: 127 986 (w opisie zastrzeżono 4 odmiany tego dodatku),
- siarkowanych związków organicznych, którego istotą jest poddanie procesowi siarkowania za pomocą siarki elementarnej odpadowej frakcji tetramerowo-pentamerowej uzyskanej w procesie oligomeryzacji propylenu katalizatora dwusiarczku dwubenzylu; nr patentu: 134 603 (2 odmiany),
- siarkowanych związków organicznych, w którym procesowi siarkowania za pomocą siarki elementarnej poddano mieszaniny zawierające glicerydy kwasów tłuszczowych, zwłaszcza olej rzepakowy; nr patentu: 135 519 (3 odmiany);

b) na bazie soli amonowych kwasów dwualkilo-arylo-dwutiofosforowych; nr patentu: 139 033 (6 odmian);

c) na bazie pochodnych kwasów:

- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 143 152 (1 odmiana),
- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 143 153 (2 odmiany),
- tiofosfonowych; numer patentu: 143 867 (3 odmiany),
- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 145 933 (2 odmiany),
- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 145 934 (2 odmiany),
- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 145 935 (2 odmiany),
- dwualkilo-(arylo)-dwutiofosforowych; numer patentu: 145-936 (2 odmiany),

- tiofosfonowych; numer patentu: 146 075 (3 odmiany),
- fosfonowych; numer patentu: 148 847 (3 odmiany).

Z powyższego wykazu wynika, że analizowano zbiór 13 dodatków smarów występujących w 35 odmianach, różniących się modyfikowanymi cechami tribologicznymi i zmieniającymi w zróżnicowany sposób własności i właściwości mieszaniny, jakie tworzą z olejem bazowym. W prezentowanych badaniach był nim olej silnikowy o symbolu SAE 30.

### 3. RODZAJE I FUNKCJE ŚRODKÓW SMARUJĄCYCH

Wszelkie środki smarujące stosowane w szeroko pojętej budowie i eksploatacji maszyn dzielone są według różnych kryteriów. Najczęściej klasyfikuje się je jako kryterium przyjmując ich postać oraz pochodzenie.

Podział środków smarujących według postaci, w jakiej występują i są stosowane, obejmuje trzy podstawowe grupy:

- płynne (oleje),
- plastyczne (smary),
- stałe.

W praktyce najczęściej występują one w dwóch pierwszych stanach skupienia. Trzecia grupa jest rzadziej stosowana w czystej postaci ze względu na trudności z aplikacją.

Stosując kryterium pochodzenia, wszelkie środki smarujące dzieli się na:

- mineralne, mieszaniny węglowodorów stanowiących produkty przerobu ropy naftowej,
- syntetyczne, otrzymywane głównie przez polimeryzację węglowodorów nienasyconych, polikondensację związków krzemooorganicznych oraz estryfikację wyższych kwasów alifatycznych,
- biopochodne (roślinne i zwierzęce), najczęściej mieszaniny związków nienasyconych kwasów tłuszczowych.

W praktyce przemysłowej najczęściej stosuje się oleje lub smary pochodzenia mineralnego, a wynika to z ich cech eksploatacyjnych: własności fizycznych i charakterystycznych właściwości, a także z możliwości ich aplikacji.

Bezpośrednie działanie środków smarujących w parze ruchowej polega przede wszystkim na [7]:

- zmniejszeniu współczynnika tarcia, a tym samym zmniejszeniu intensywności zużywania ściernego,
- odprowadzaniu produktów zużycia ze strefy tarcia,
- odprowadzaniu ciepła,
- ochronie przed korozją,
- tłumieniu drgań.

Obecność środka smarującego w strefie współpracy elementów pary ciernej powoduje także skutki pośrednie, z których najistotniejsze to:

- zmniejszenie zużywanej energii,
- zwiększenie sprawności,
- zmniejszenie kosztów eksploatacji.

W grupie płynnych i plastycznych środków smarowych podstawową grupę tworzą smary mineralne uzyskane w wyniku rafinacji ropy naftowej. Rozwój technologii chemicznej, a także wyczerpywanie się zasobów naturalnych powoduje, że mineralne środki smarujące wypierane są przez środki syntetyczne, a ostatnio także pochodzenia roślinnego. Mimo dużej różnorodności podstawowych środków smarujących ich własności i właściwości w stanie czystym (bez dodatków) nie zawsze są wystarczające, dlatego też aby poprawić określoną cechę lub grupę cech, stosuje się dodatki smarowe, których działanie można sprowadzić do funkcji:

- zmieniającej lepkość i tarcie wewnętrzne,
- przeciwdziałających utlenianiu,
- zmniejszającej szybkość procesu korozji,
- przeciwdziałających zatarciu.

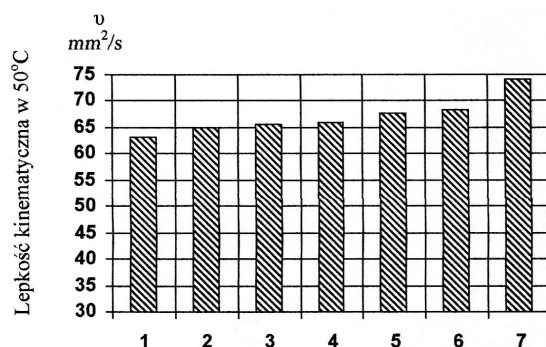
Analizując cechy poszczególnych dodatków stwierdzić można, że większość z nich ma zdolności modyfikowania więcej niż jednej wielkości fizycznej charakterystycznej dla olejów i smarów [8]. Aby więc dokonać wyboru najlepszego dodatku smarowego, niezbędna jest znajomość tych cech i zakresu, w jakich określone wielkości można zmieniać. Poniżej podano więc wybrane cechy olejów, które można modyfikować za pomocą dodatków smarowych, a także zakres, w jakim modyfikacja jest możliwa.

#### **4. MOŻLIWOŚCI MODYFIKACJI ODDZIAŁYWANIA TRIBOLOGICZNEGO ŚRODKA SMARUJĄCEGO**

W analizowanym, przedstawionym wyżej zbiorze 35 odmian dodatków tylko 6 zwiększa lepkość kinematyczną. Z grupy tej wyraźnie wyróżnia się dodatek chroniony patentem o numerze 127 986 (odmiana 1), który w największym stopniu zwiększa lepkość – do wartości ok.  $74 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , a więc o ok. 17,5% w stosunku do oleju bazowego. Zwiększenie lepkości zmniejsza możliwości penetracyjne oleju, jednakże zwiększa jego przyczepność do współpracujących elementów maszyn. Z tego powodu stosowanie tego rodzaju dodatków jest wskazane tam, gdzie występuje smarowanie minimalne – nie ma brodzenia elementu w oleju.

Gdy istnieje potrzeba smarowania z większą intensywnością, celowe jest zastosowanie dodatków zmniejszających lepkość kinematyczną oleju. Takich zastosowań jest na ogół więcej, o czym może świadczyć także większa liczba dodatków o takim działaniu (rys. 1).

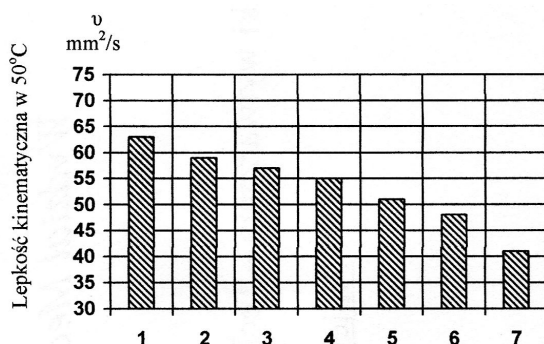




Rys. 1. Możliwości zwiększenia lepkości kinematycznej oleju jako wynik zastosowania dodatków smarowych, odpowiednio wg patentów: 1 – olej bazowy, 2 – nr 135 519/2, 3 – nr 127 986/2, 4 – nr 135 519/1, 5 – nr 135 519/3, 6 – nr 127 986/4, 7 – nr 127 986/1

Fig. 1. Possibilities of oil kinematic viscosity increasing by means of lubricant additives in accordance with standards: 1 – basic oil, 2 – No. 135 519/2, 3 – No. 127 986/2, 4 – No. 135 519/1, 5 – No. 135 519/3, 6 – No. 127 986/4, 7 – No. 127 986/1

Na kolejnym wykresie (rys. 2) przedstawiono zestawienie wybranych dodatków smarnych, których 5% dodatek do oleju bazowego SAE 30 powoduje zmniejszenie lepkości kinematycznej mieszaniny.



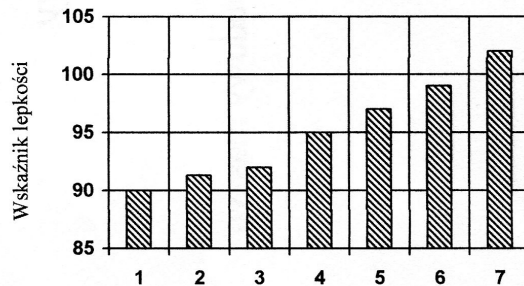
Rys. 2. Możliwości zmniejszenia lepkości kinematycznej oleju jako wynik zastosowania wybranych dodatków smarowych, odpowiednio wg patentów: 1 – olej bazowy, 2 – nr 145 935/1, 3 – nr 146 075/3, 4 – nr 143 867/1, 5 – nr 143 153/1, 6 – nr 139 033/3, 7 – nr 143 153/2

Fig. 2. Possibilities of oil kinematic viscosity decreasing by means of lubricant additives in accordance with standards: 1 – basic oil, 2 – No. 145 935/1, 3 – No. 146 075/3, 4 – No. 143 867/1, 5 – No. 143 153/1, 6 – No. 139 033/3, 7 – No. 143 153/2

Dodatek mający największy wpływ na zmniejszenie lepkości kinematycznej jest opisany w patencie o numerze 143 153/2. Zmniejsza on lepkość mieszaniny oleju bazowego z dodatkiem od ok.  $63 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  (dla samego oleju) do ok.  $40 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , czyli ok. 33%. Pozostałe analizowane dodatki miały w tym zakresie mniejsze zdolności.

Na rysunku 3 przedstawiono możliwość zwiększenia wskaźnika lepkości za pomocą dodatków smarowych. Wskaźnik lepkości jest wielkością będącą miarą zmian lepkości wraz ze zmianą temperatury. Im większa wartość tego

wskaźnika, tym mniejsza zmiana lepkości wraz ze zmianą temperatury. Uwzględniając duży zakres temperatur, w jakich pracują oleje silnikowe (od ujemnych podczas rozruchu silnika zimą do temperatur rzędu 220÷230°C), wskazane jest, aby charakteryzowały się one możliwie dużą wartością tego wskaźnika, co można osiągnąć stosując odpowiednie dodatki.

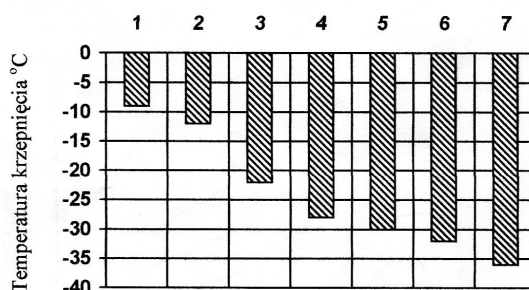


Rys. 3. Możliwości zwiększenia wskaźnika lepkości oleju w rezultacie zastosowania wybranych dodatków smarowych, odpowiednio wg patentów: 1 – olej bazowy, 2 – nr 139 033/1a, 3 – nr 139 033/4, 4 – nr 127 986/3, 5 – nr 127 986/4, 6 – nr 135 519/3, 7 – nr 135 519/1  
 Fig. 3. Possibilities of oil kinematic viscosity increasing by means of lubricant additives in accordance with standards: 1 – basic oil, 2 – No. 139 033/1a, 3 – No. 139 033/4, 4 – No. 127 986/3, 5 – No. 127 986/4, 6 – No. 135 519/3, 7 – No. 135 519/1

Na podstawie danych przedstawionych na rysunku 3 można stwierdzić, że analizowane dodatki umożliwiają zwiększenie wskaźnika od wartości 90 dla oleju bazowego do 102 w przypadku użycia dodatku, którego skład zastrzeżono w patencie o numerze 135 519/1. Możliwości zwiększenia wartości współczynnika nie są zatem duże, gdyż wynoszą jedynie ok. 13%.

Kolejny wykres (rys. 4) to zestawienie depresujących dodatków smarowych, czyli dodatków obniżających temperaturę krzepnięcia olejów. W polskich warunkach geograficznych jako bezpieczną wartość można przyjąć temperaturę -20°C, jaką zabezpieczają prawie wszystkie analizowane dodatki.

Na przedstawionych histogramach zaprezentowane są tylko cechy wybranych dodatków. Cechy pozostałych mieszczą się jednak w podanych na rysunkach zakresach.



Rys. 4. Możliwości zmiany temperatury krzepnięcia oleju w wyniku zastosowania wybranych dodatków smarowych, odpowiednio wg patentów: 1 – olej bazowy, 2 – nr 134 603/2, 3 – nr 135 519/3, 4 – nr 127 986/3, 5 – nr 127 986/2, 6 – nr 127 986/1, 7 – nr 135 519/1  
 Fig. 4. Possibilities of freezing temperature change in result of lubricant additives application in accordance with standards: 1 – basic oil 2 – No. 134 603/2, 3 – No. 135 519/3, 4 – No. 127 986/3, 5 – No. 127 986/2, 6 – No. 127 986/1, 7 – No. 135 519/1

## 5. SPOSOBY OPTIMALIZACJI DOBORU DODATKÓW SMAROWYCH

Zamieszczona powyżej analiza wykazała, że dobór dodatku smarowego jest zagadnieniem złożonym – każdy dodatek zmienia bowiem w różnym stopniu cechy utworzonej mieszaniny. Dodatki oddziałują także na siebie. Optymalny dobór dodatku również będzie złożony, gdyż powinny być uwzględnione wymienione wyżej przyczyny, co powoduje, że optymalizacja powinna być wielokryterialna. Poza tym istotne jest, aby wybrać właściwy wariant algorytmu i narzędzia poszukiwania rozwiązania optymalnego, możliwie bliskiego rozwiązaniu optymalnemu, także jeżeli będzie to optimum względne.

Jedną z metod możliwą do wykorzystania są sztuczne sieci neuronowe. Są one przydatne przede wszystkim w sterowaniu obiektami, lecz coraz częściej znajdują zastosowanie także w optymalizacji cech konstrukcyjnych – smar stanowi bowiem jedną z materiałowych cech konstrukcyjnych [4]. Jest to więc przykład zastosowania metod z grupy CAD w doborze cech konstrukcyjnych. Dzięki wykorzystaniu w tych działaniach komputera istnieje możliwość zrealizowania ich w krótkim czasie, uwzględniając w nich wiele czynników. Algorytm z wykorzystaniem sieci pozwala znaleźć rozwiązanie optymalne w sensie Pareto zarówno dla maksimum, jak i minimum funkcji ciągłych i nieciągłych, nawet wówczas, gdy nie jest znany ich model matematyczny [1]. Aby zwiększyć skuteczność wykorzystania sieci neuronowych w zagadnieniach optymalizacyjnych, opracowuje się metody hybrydowe, bazujące jednak na sieciach [9].

Od szeregu lat obserwuje się zwiększone zainteresowanie programami optymalizacyjnymi wykorzystującymi algorytmy genetyczne. Wynika to przede wszystkim z szybkiego rozwoju komputeryzacji, bez którego realizacja tych metod byłaby praktycznie niemożliwa. Przyczyną rosnącej liczby aplikacji algorytmów tego typu jest ich prostota oraz skuteczność poszukiwania rozwiązania. Nie wymagają one przy tym spełnienia ograniczeń, takich jak:

- ciągłość funkcji celu,
- istnienie jej pochodnych,
- jednomodalność funkcji celu,

wymaganych w tradycyjnych metodach analitycznych.

Metoda polega na śledzeniu skutków losowych zestawień cech charakteryzujących badany obiekt. Istotną cechą metody jest fakt, że sposób generowania obiektów, kodowania i wymiany parametrów czy też warunki zakończenia algorytmu mają istotny wpływ na wyniki działań optymalizujących [5], co można uznać za jej cechę ujemną.

Na podstawie porównania tej metody z tradycyjnymi metodami analitycznymi, przedstawionego w pracy [6], wynika, że stosowanie tradycyjnych metod optymalizacji może być ograniczone z powodu wyznaczania za ich pomocą optimum lokalnego, a nie globalnego. Metody wykorzystujące algorytm genetyczny, charakteryzujące się większą pracochołnością w porównaniu z metodami tradycyjnymi, zapewniają natomiast większe prawdopodobieństwo wyznaczenia ekstremum globalnego.

Minimalizacja wyżej wymienionej, negatywnej cechy metod wykorzystujących algorytmy genetyczne jest możliwa dzięki zastosowaniu metod hybrydowych. Metoda taka stanowi połączenie dwóch (rzadziej większej liczby) metod, wykorzystując w niej jedynie wybrane, przydatne cechy metod składowych, np. metoda z wykorzystaniem algorytmu genetyczno-neuronowego może być z powodzeniem stosowana do rozwiązywania zagadnień optymalizacji, dla których znane są optymalizujące sieci neuronowe [2]. Kryteria takie są spełnione m.in. w przypadku analizowanego oddziaływania dodatków smarowych na olej, a także nawzajem na siebie.

## 6. PODSUMOWANIE

Przedstawione rozważania wykazały, że w rezultacie stosowania dodatków smarowych istnieją możliwości modyfikowania wielu cech tribologicznych mieszaniny oleju bazowego i dodatków, lecz jedynie w ograniczonym zakresie.

Dobór najlepszego wariantu mieszaniny jest czynnością złożoną ze względu na interakcje zachodzące między samymi dodatkami, dlatego też bardzo istotny jest wybór metody optymalizacji tego zagadnienia.

Podsumowując tę część rozważań, do rozwiązania problemu doboru składu dodatków smarowych, przy kryterium wykorzystania maksimum zdolności modyfikujących poszczególnych ich przedstawicieli, proponuje się rozpatrzyć możliwość zastosowania algorytmów genetycznych. Uzyskany w ten sposób zbiór wartości opisujących ekstremum lokalne może także być uznany jako rozwiązanie przydatne w praktyce – jedna z istotniejszych cech negatywnych tej metody w analizowanym problemie traci więc na znaczeniu. Metody hybrydowe, jako bardziej pracochołne, wydają się mniej przydatne w rozwiązywaniu opisywanego zagadnienia optymalizacyjnego – zależy to jednak od wagi rozwiązywanego problemu.

## LITERATURA

- [1] BALICKI J.: Neuronowe metody wyznaczania rozwiązań optymalnych w sensie Pareto. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego nr 19, Wydawnictwo WSI, Koszalin 1995, 17-24.
- [2] BALICKI J., ŻAK B.: Algorytm genetyczno-neuronowy w optymalizacji leksykograficznej przydziałów operacji do procesorów. Materiały XIV Ogólnopolskiej konferencji „*Poliptymalizacja i CAD*”. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego nr 20, Wydawnictwo WSI, Koszalin 1996, 17-24.
- [3] Biuletyn Urzędu Patentowego RP, roczniki 2006÷2010.
- [4] DIETRYCH J.: System i konstrukcja. WNT, Warszawa 1985.
- [5] PAWŁOWSKI J.: Program optymalizacji oparty na algorytmach genetycznych. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego nr 20, Wydawnictwo WSI, Koszalin 1996, 239-248.
- [6] RUTCZYŃSKA-WDOWIAK K.: Porównanie algorytmu genetycznego i klasycznej metody optymalizacji statycznej w problemie poszukiwania minimum funkcji wielu zmiennych. W: W. Tarnowski (red.), *Poliptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania*. WNT, Warszawa 2002, 225-232.
- [7] STYP-REKOWSKI M.: Zagadnienia tribologiczne w budowie obrabiarek skrawających. Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 2004.
- [8] STYP-REKOWSKI M., OZIMINA D., MADEJ M.: Antiwear Additives as Retarding Agents of Elements with Ceramic Coatings Wear. *Industrial Lubrication and Tribology* vol. 62, No. 5, 2010, 275-278.
- [9] SUN. K.T., FU H.C.: A Hybrid Neural Model for Optimization Problems. *IEEE Trans. on Computers*, vol. 42, No. 2, 1993, 219-227.

## MODIFICATION OF LUBRICANTS FEATURES BY MEANS OF STANDARD ADDITIVES

**Summary:** In this paper analysis concerning modification possibilities of some features of base oil (SAE 30) by means of some standard lubricant additives is presented. On the base of literature studies there are determined the range of possible changes as a result of some group of additives application. Initial analysis refer to methodical possibilities of optimal choice of additives are presented too. It seems that computer aided choice enable faster and more effective determination the best composition of individual or group of lubricant additives but in limited range.

**Key words:** lubricant, lubricant additive, modification of lubricating features



Janusz ZACHWIEJA

**DRGANIA OBIEKTÓW W POBLIŻU MASZYN  
O UDAROWYM CHARAKTERZE PRACY**

**Streszczenie:** W pracy rozważano zagadnienie wpływu na otoczenie drgań generowanych przez maszynę o udarowym charakterze pracy. Oddziaływanie to jest szczególnie niekorzystne, gdy maszyna jest zlokalizowana w pobliżu izby pomiarowej.

**Słowa kluczowe:** drgania maszyn, tłumienie, transmisja

**1. WSTĘP**

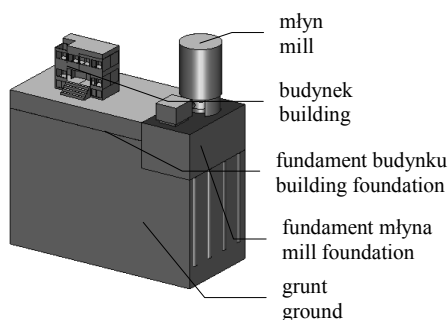
Drgania są zjawiskiem niekorzystnym, gdyż prowadzą do szybkiego zużycia elementów poddawanych cyklicznym wymuszeniom. Istnieje jednak liczna grupa maszyn, których charakter pracy jest z natury udarowy. Są to młyny, przesiewacze, prasy i wiele innych. Obiekty te są zazwyczaj posadowione na własnych fundamentach. Te jednak rzadko kiedy są w stanie zapewnić właściwe warunki izolacji od innych urządzeń zlokalizowanych w ich sąsiedztwie [4, 3]. Jest rzeczą zrozumiałą, że intensywność przenoszenia drgań, a także osiadanie fundamentów jest uzależnione nie tylko od sposobu ich wykonania, ale przede wszystkim własności wytrzymałościowych gruntu, zależnej od jego struktury geologicznej [2]. Jeżeli w strukturze gruntu przeważa tzw. kurzawka lub wody gruntowe zalegają stosunkowo płytko, to istnieje ryzyko, że nawet posadowienie maszyn na fundamencie palowym nie zabezpieczy go przed osiadaniami, gdy maszyny wzbudzają drgania o dużej energii. Generalnie, lepszy efekt tłumienia drgań uzyskuje się wówczas, gdy podejmowane działania zmierzają w kierunku ograniczenia wartości wymuszenia niż wówczas, gdy usiłuje się ograniczyć jego skutki [1, 5]. Istotną kwestią jest również to, na jakie obiekty przenoszone są drgania generowane przez maszyny. Naprawdę duży problem pojawia się wówczas, gdy jest to na przykład budynek laboratorium lub izby pomiarowej wyposażonej w precyzyjne przyrządy. Znaczny wpływ drgań na dokładność pomiaru może uniemożliwić prawidłowe funkcjonowanie takiej komórki.

W pracy przeanalizowano zagadnienie tłumienia drgań stanowiska pomiarowego w budynku laboratorium zlokalizowanym blisko przemiałowni, gdzie pracuje pionowy młyn rolowo-misowy. Udarowy charakter pracy wynika z konstrukcji młyna. Układ rozdrabniania składa się z trzech ról toczących się

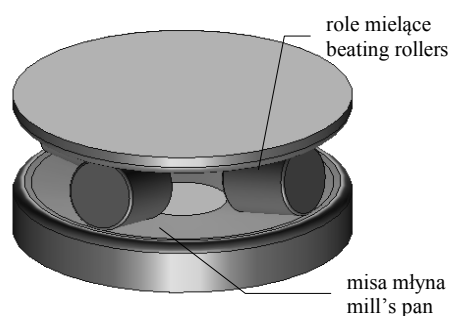
po tzw. misie. Zazwyczaj mielony materiał ma postać spieku uformowanego w bryły, które nie zostały rozbite przez kruszarkę młotkową posadowioną na wylocie surowca z chłodnika. Jeżeli rola natrafi na bryłę, może podnieść górną część układu mielącego, a po jej rozkruszeniu opada, uderzając w dolną część misy. Drgania towarzyszące tym efektom przenoszone są poprzez fundament młyna oraz grunt na budynek laboratorium, a poprzez stropy w ściany na jego wyposażenie.

## 2. OPIS PROBLEMU

Położenie budynku laboratorium względem młyna jest przedstawione na rysunku 1. Odległość między obiektami wynosi około 200 m. Młyn jest posadowiony na fundamencie blokowym o wymiarach 10 x 10 x 3 m podpartym na palach o wysokości 15 m. Pogląd o konstrukcji młyna z układem rolowym daje rysunek 2.



Rys. 1. Schemat usytuowania młyna względem budynku  
Fig. 1. Location of the mill relatively to a building



Rys. 2. Misa z rolami będąca elementem młyna wzbudzającym drgania  
Fig. 2. A pan with beating rollers which is the mill's element that is exciting the vibrations

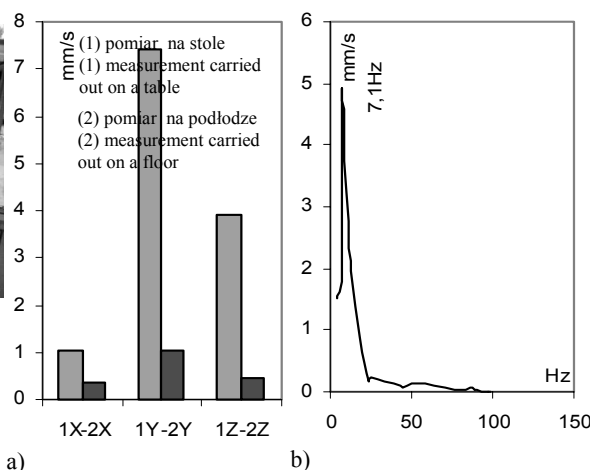
Obszar o dużej energii drgań fundamentu młyna występuje dla częstotliwości pomiędzy 4 Hz a 9 Hz. Najwyższe wartości amplitud przyspieszenia osiągają dla częstotliwości 7,1 Hz poziom  $0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Pomiar wykonany blisko fundamentu młyna dowodzą istnienia ogólnie dobrych warunków izolacji drgań o tłumieniu rzędu 20 dB. W niektórych jednak miejscach własności tłumiące wibroizolacji są niskie, zwłaszcza w pobliżu częstotliwości  $\sim 7$  Hz. To niekorzystne zjawisko jest spowodowane niedostateczną sztywnością gruntu. We wszystkich punktach pomiarowych na fundamencie młyna widoczne jest wzbudzenie o częstotliwości 7,1 Hz. Powstająca w gruncie fala poprzeczna propaguje się w kierunku budynku. Deformacja stropu piętra przy częstotliwości 7,1 Hz jest wymuszona częstotliwością drgań własnych budynku. Wystąpienie rezonansu pociąga za sobą znaczące przemieszczenie ścian w przeciwnych kierunkach. Stoły, na których spoczywa aparatura pomiarowa, mają częstotliwość drgań własnych 7,8 Hz. Zespół tych czynników powoduje, że amplitudy drgań stanowisk pomiarowych przekraczają wartości dopuszczalne.



W celu określenia najbardziej efektywnego sposobu zmniejszenia amplitud drgań wszystkich stanowisk pomiarowych laboratorium przeprowadzono symulacje numeryczne przenoszenia się wzbudzenia przez grunt na fundament budynku oraz odpowiedzi układu na zadane wymuszenia w warunkach tłumienia aktywnego oraz pasywnego.

### 3. MODELOWANIE DRGAŃ UKŁADU STROP-STÓŁ POMIAROWY

Na rysunku 3 przedstawiono wygląd jednego z kilku stanowisk pomiarowych zlokalizowanych w laboratorium. Wartości skuteczne prędkości drgań zmierzone na pulpicie stołu oraz na stropie obok stołu zestawione są na rysunku 4a. Charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową prędkości drgań pionowych stołu (kierunek oznaczony jako Y) przedstawiono na rysunku 4b.



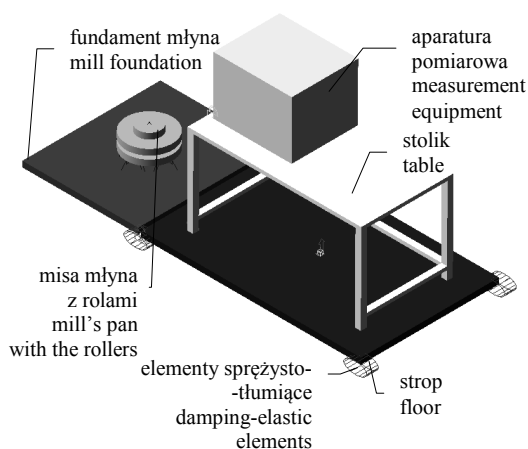
Rys. 3. Widok stanowiska laboratoryjnego oraz rozmieszczenie punktów pomiaru drgań stolika  
Fig. 3. A view of a laboratory stand including the distribution of the table's vibration measure points

Rys. 4. RMS (wartość skuteczna) (a) oraz charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań stołu (b)

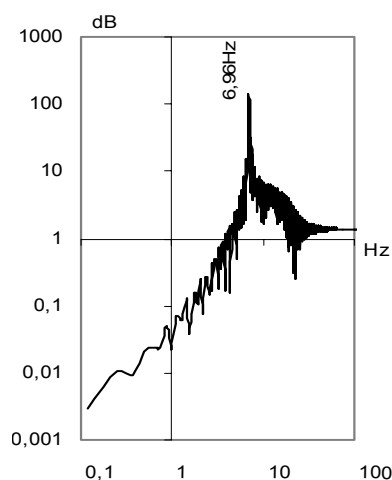
Fig. 4. RMS (root-mean-square) values and the amplitude-frequency characteristic of table vibration velocity

Modelowanie drgań stanowiska przeprowadzono przy wykorzystaniu metody dynamiki układów wielocłonowych MSD (Multibody System Dynamics).

Stół z przyrządami pomiarowymi jest modelowany jako bryła sztywna, podobnie jak strop laboratorium, którego połączenia ze ścianami i fundamentami budynku stanowią elementy sprężysto-tłumiące. Pomiędzy podłogą a stołem występuje oddziaływanie kontaktowe (rys. 5).

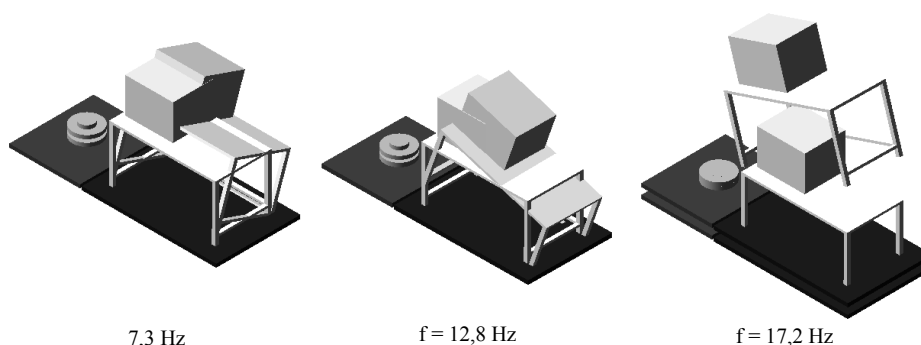


Rys. 5. Model zastosowany w analizie numerycznej  
Fig. 5. Model used for numerical analysis



Rys. 6. Charakterystyka Bodego prędkości drgań modelu  
Fig. 6. Bode diagram of the model vibration velocity

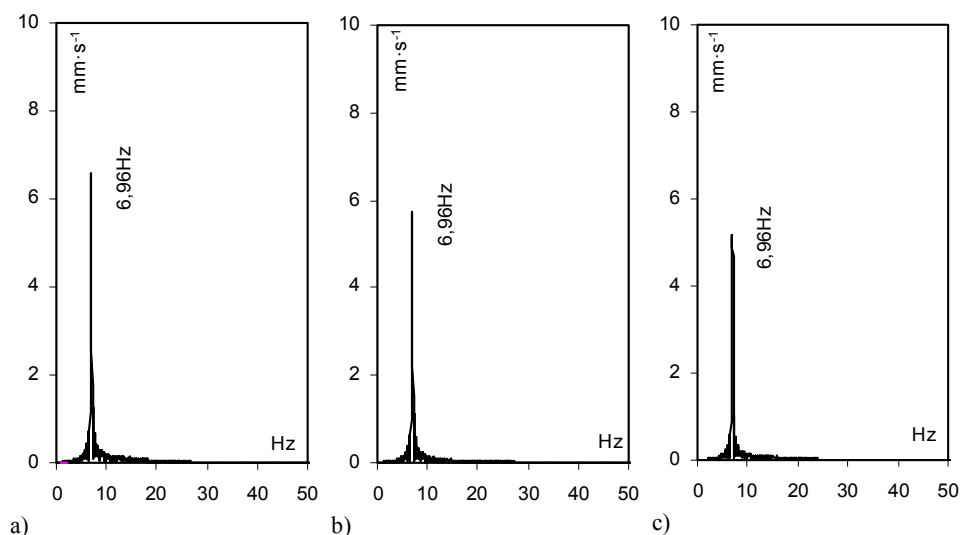
Wymuszenie młyna wynika z dynamiki układu rolowo-misowego. Górna tarcza wykonuje drgania o częstotliwości  $\sim 7$  Hz, co odpowiada warunkom występującym w rzeczywistości. Częstotliwości drgań własnych stanowiska pomiarowego zostały tak dobrane, aby były zgodne z wartościami wyznaczonymi doświadczalnie. Obszar rezonansu występującego przy częstotliwości  $\sim 7$  Hz jest zaznaczony na charakterystyce amplitudowo-częstotliwościowej o skali logarytmicznej (charakterystyka Bodego – rys. 6). Można z niej wnioskować, że przyjęta w analizie numerycznej wartość tłumienia w obszarze rezonansu nie jest duża. Pierwsze postacie drgań własnych stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Postacie odpowiadające pierwszym częstotliwościom drgań własnych stolika  
Fig. 7. The forms corresponding to the table's proper vibration frequencies

Analiza numeryczna została przeprowadzona dla trzech wariantów wymuszenia. Pierwszy odpowiada przypadkowi, jaki występuje obecnie, tj. gdy wzbudzenie pracą młyna jest przenoszone poprzez fundament budynku i strop

na stanowisko pomiarowe przy tłumieniu występującym w kontakcie stropu ze stołem (rys. 8a). Efekt usytuowania pomiędzy stropem a podstawą stołu izolacji w postaci podkładek elastomerowych o współczynniku tłumienia wynoszącym  $5 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$  pokazuje rysunek 8b.



Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań: a) stołu – tłumienie w strefie kontaktu ze stropem, b) stołu opartego na podkładkach o dużym tłumieniu, c) stołu w warunkach izolacji fundamentu  
 Fig. 8. Amplitude-frequency characteristic of vibrations' velocity: a) of the table – dumping in the area of contact between the table and the floor, b) of the table supported by highly dumping washer, c) of the table in the conditions of the floor isolation

Wyniki obliczeń wskazują, że prędkość drgań obniży się zaledwie o  $1 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ . Przyjęcie tego wariantu tłumienia oznacza również, że podkładki należy wprowadzić dla każdego stanowiska. Pozostaje wówczas nierozwiązany problem tłumienia drgań przewodów instalacji wodnej i gazowej. Rysunek 8c obrazuje efekt, jaki powinien wystąpić w przypadku zmniejszenia sztywności gruntu przy jego połączeniu z fundamentem budynku poprzez wykonanie ściany szczelinowej między gruntem a fundamentem budynku.

#### 4. WNIOSKI

Tłumienie drgań stropu budynku oraz ustawionego na nim wyposażenia laboratorium pomiarowego, w przypadku wymuszenia oddziaływaniem sił zewnętrznych stanowi problem o złożonej naturze. Aparatura kontrolno-pomiarowa wymaga użytkowania jej w warunkach określonego standardu gwarantującego zachowanie dokładności pomiaru. W przypadku gdy wymuszenie spowodowane pracą zlokalizowanych w sąsiedztwie maszyn jest zbyt duże dochodzi nawet do jej uszkodzenia. Ograniczenie poziomu drgań przenoszonych przez grunt jest zatem bezwzględnie konieczne. Tłumienie drgań poszczegól-

gólnych stanowisk pomiarowych, choć wydaje się sposobem tańszym, w rzeczywistości może nie spełnić wymagań.

Wibroizolacja o charakterze aktywnym wykazuje wówczas przewagę nad wibroizolacją pasywną, bowiem dzięki niej uzyskuje się efekt zmniejszenia wielkości wymuszenia działającego na wszystkie stanowiska. Częstotliwości drgań własnych każdego z zestawów wyposażenia laboratorium są w każdym przypadku inne. Faktycznie zatem dla każdego stanowiska należałoby przeprowadzić analizę charakteru jego drgań i pod tym kątem dokonać wyboru tłumika. Najlepszy skutek tłumienia uzyskuje się w przypadku, gdy drgania mają charakter rezonansowy. Taki stan był modelowany w prezentowanej pracy. Częstotliwość wymuszenia wynosiła  $\sim 7$  Hz, natomiast częstotliwość drgań własnych stanowiska miała wartość 7,3 Hz. Uzyskana efektywność tłumienia nie była duża mimo, iż przyjęta wartość współczynnika tłumienia wynosiła  $5 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ . Lepszy wynik został osiągnięty wówczas, gdy zmniejszono lokalnie sztywność gruntu. Można to osiągnąć poprzez odgrodzenie fundamentu budynku od strony młyna szczeliną dylatacyjną, która zostałaby wypełniona elastomerem o określonych własnościach wytrzymałościowych i tłumiących.

## LITERATURA

- [1] GOŁĘBIEWSKA I., SAKIEWICZ W.: Minimalizacja drgań fundamentu z maszyną. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 3, 2006, 30-31.
- [2] ZACHWIEJA J.: Numerical modelling of vibration of machine foundations with percussive characteristics of work, Developments in Machinery Design and Control No. 5, Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 2007, 83-96.
- [3] ZACHWIEJA J.: The role of vibroisolators in damping an radial fan's vibration. Diagnostyka, 44, 2007, 113-118.
- [4] ZACHWIEJA J., GOŁĘBIEWSKA I.: Efektywność wybranych metod ochrony przeciwdrganiowej konstrukcji wsporczej separatorów. Budownictwo Ogólne, Wydawnictwa Uczelniane UTP, Bydgoszcz 2009, 119-126.
- [5] ZACHWIEJA J., PESZYŃSKI K.: Vibroisolators application for damping vibration in industrial fans, Engineering Mechanics, National Conference with International Participation. SVRATKA, Czech Republic, 2008, 1390-1401.

## VIBRATION OF OBJECTS LOCATED NEARBY THE MACHINES OF PERCUSSIVE NATURE OF WORK

**Summary:** The research work considers the problem of influence on the environment of vibration generated by the machine of percussive nature of work. That influence is especially disadvantageous, when the machine is located near the measurements room by which location is disturbing functioning of apparatus.

**Key words:** machine vibration, damping, vibroisolation, transmission

Marcin ZASTEMPOWSKI

## IDENTYFIKACJA MODUŁU YOUNGA ŻDŹBEŁ PSZENŻYTA NA UŻYTEK PROJEKTOWANIA NOŻYCOWO-PALCOWYCH ZESPOŁÓW TNĄCYCH

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki badań modułu Younga źdźbeł pszenżyta. W celu identyfikacji danych wejściowych do obliczeń na modelu matematycznym przeprowadzono badania na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 8501. Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazują, że moduł Younga źdźbeł pszenżyta nie jest wartością stałą, lecz zależy od ich średnicy zewnętrznej.

**Słowa kluczowe:** moduł Younga źdźbła, maszyna wytrzymałościowa, model matematyczny procesu cięcia

### 1. WPROWADZENIE

Znajomość cech fizykomechanicznych roślin jest podstawą do matematycznej optymalizacji zespołów roboczych służących do cięcia materiału roślinnego. Proces technologiczny cięcia materiału roślinnego należy do jednego z najważniejszych w ramach zbioru zbóż. Jednym z podstawowych zespołów roboczych w maszynach typu kombajny zbożowe, siewczarnie czy też kosiarki jest nożycowo-palcowy zespół tnący.

Istniejące rozwiązania konstrukcyjne nożycowo-palcowych zespołów tnących charakteryzują się dużą energochłonnością podczas procesu cięcia, a w konsekwencji ich układy napędowe wyposażone są w silniki o stosunkowo dużej mocy. Wskazuje to na fakt, że istniejące rozwiązania konstrukcyjne powstały w dużej mierze na podstawie intuicji konstruktorskiej oraz zasadzie „prób i błędów”.

W obecnej dobie komputeryzacji proces projektowania zespołów tnących może ograniczać się do czysto informatycznych zabiegów. Dzięki temu uzyskuje się możliwość szybkiego przystosowania konstrukcji do specyfiki wymagań użytkownika poprzez analizę wielu wariantów rozwiązań konstrukcyjnych na drodze symulacji komputerowej.

Podstawowym warunkiem uzyskania zgodnych wyników z obliczeń symulacyjnych jest posiadanie adekwatnego modelu matematycznego.

Z literatury [1, 4] znane są różne modele matematyczne procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym oraz opisy prowadzonych dla nich obliczeń symulacyjnych. Wszystkie znane opracowania realizowane były dla

wyidealizowanej rośliny czy też łodygi. W dotychczasowych opracowaniach źdźbło traktowano jako element belkowy o przekroju kołowym i jednakowych właściwościach fizykomechanicznych na całej długości (przyjmowano stałą jego sztywność  $EI$ ;  $E$  – moduł Younga,  $I$  – moment bezwładności przekroju źdźbła), co nie odpowiada rzeczywistości, gdyż źdźbło ma skomplikowaną budowę geometryczną i zróżnicowane właściwości fizykomechaniczne. Źdźbło roślin zbożowych składa się z elementów rurowych o różnych wymiarach geometrycznych połączonych węzłami. Węzły, zwane kolankami, mają różną w stosunku do międzywęźli budowę. Charakteryzują się dużą twardością i sztywnością. Całe źdźbło zakończone jest kłosem, w którym skupiona jest największa masa w stosunku do pozostałej części źdźbła. Roślina jest utwierdzona w podłożu za pomocą systemu korzeniowego.

Zbudowanie dobrego jakościowo modelu matematycznego, uwzględniającego rzeczywistą budowę źdźbła i prowadzenie, opierając się na nim, wiarygodnych obliczeń symulacyjnych wymaga zgodnych z warunkami rzeczywistymi danych wejściowych. Celem badań była więc doświadczalna identyfikacja modułu Younga źdźbła pszenżyta, jako danych wejściowych, na potrzeby prowadzenia obliczeń symulacyjnych na modelu matematycznym procesu cięcia realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym.

## 2. STANOWISKO BADAWCZE

Badanie modułu Younga wymagało zastosowania urządzeń pozwalających mierzyć i rejestrować z dużą dokładnością wartość siły w funkcji przemieszczenia. Dodatkowym wymaganiem była odpowiednio mała prędkość realizacji procesu. Wymagania te spełnia maszyna wytrzymałościowa INSTRON 8501 będąca na wyposażeniu Laboratorium Akredytowanego Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn Wydziału Mechanicznego Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy.

Maszyna wytrzymałościowa składa się z elementu roboczego i elementu rejestrującego. Ogólny widok stanowiska przedstawiono na rysunku 1. Maszyna wytrzymałościowa umożliwia rejestrację przebiegu zmian siły oddziaływania głowicy na badany obiekt w funkcji przemieszczenia. Istnieje możliwość zmian zakresu obciążenia, prędkości przebiegu procesu, szybkości rejestracji i zakresu rejestracji danych.

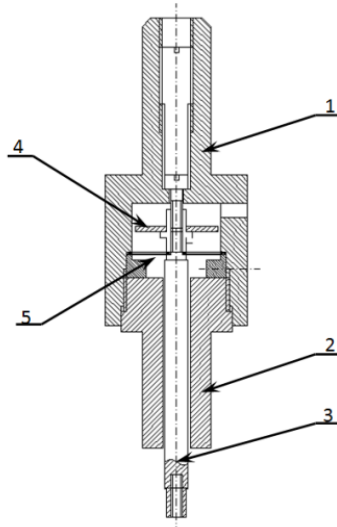
W standardowym trybie pracy INSTRON 8501 pozwala na realizację zadania w zakresie obciążeń statycznych do 120 kN i dynamicznych do 100 kN.

Po przeprowadzeniu badań wstępnych we właściwym doświadczeniu zaplanowano rejestrację sił w zakresie do 25 N, na co nie pozwalało istniejące wyposażenie maszyny wytrzymałościowej. Istniała więc potrzeba wykonania we własnym zakresie specjalnej konstrukcji czujnika siły.



Rys. 1. Ogólny widok stanowiska badawczego  
Fig. 1. General view of test stand

Schemat konstrukcyjny czujnika siły przedstawiono na rysunku 2.



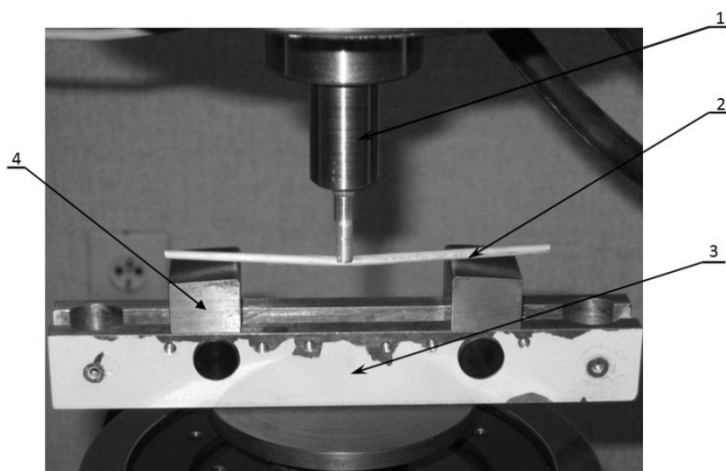
Rys. 2. Schemat czujnika siły: 1 – górna część korpusu, 2 – dolna część korpusu,  
3 – trzpień, 4 – złącze technologiczne do mocowania przewodów sygnałowych,  
5 – membrana z tensometrami

Fig. 2. Scheme of force sensor: 1 – top part of casing, 2 – bottom part of casing,  
3 – mandrel, 4 – cable connector for holding signal conductor, 5 – membrane with dial extensometer

Charakterystycznym elementem czujnika siły jest cienka membrana (5), na której zostały naklejone tensometry. Środek membrany został połączony z ruchomym trzpieniem. Zewnętrzne obrzeże membrany osadzono natomiast w korpusie czujnika mocowanym w uchwycie maszyny wytrzymałościowej. Trzpień

(3) – wywierając nacisk na membranę – powodował jej odkształcenie, co rejestrowano dzięki tensometrom sprzężonym z komputerem za pomocą przewodów sygnałowych. Komputer wyposażono w program, który pozwalał na bezpośredni odczyt siły oddziałującej na trzpień czujnika.

Czujnik siły zamontowano w górnym uchwycie maszyny wytrzymałościowej. Dolny uchwyt maszyny wyposażono w belkę podporową (3) z dwiema podporami (4) zamontowanymi w odległości  $l = 80$  mm, na których układano źdźbło rośliny (2) – rysunek 3.



Rys. 3. Widok przyrządu do badania modułu Younga: 1 – czujnik siły, 2 – wycinek międzywęzła źdźbła, 3 – belka podporowa, 4 – podpora

Fig. 3. View of attachment for testing Young's modulus: 1 – force sensor, 2 – part of corn stalk, 3 – body of the attachment, 4 – support

### 3. PLAN I METODYKA BADAŃ

W celu wyznaczenia modułu Younga dla pojedynczego źdźbła zaplanowano eksperyment [3]. Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto cechy geometryczne przekroju źdźbła: średnicę zewnętrzną  $d_z$ , średnicę wewnętrzną  $d_w$  oraz ugięcie źdźbła  $y$ .

Jako zmienną zależną, niezbędną do wyznaczenia modułu Younga, przyjęto natomiast siłę zginającą źdźbło  $P$ .

Dla większości materiałów moduł Younga jest wartością stałą i nie zależy od ich cech geometrycznych. W przypadku źdźbeł zbóż zauważono, że moduł Younga nie jest wartością stałą [2]. Zależy on od średnicy źdźbeł. Dlatego prowadząc badania poszukiwano zależności:

$$E = f(d_z) \quad (1)$$

gdzie:

$E$  – moduł Younga,

$d_z$  – średnica zewnętrzna źdźbła.



Badania realizowano dla serii 30 źdźbeł pszenżyta o różnych średnicach zewnętrznych. Reprezentatywną serię źdźbeł wylosowano z całej populacji posiadanego materiału do badań.

Wilgotność względna źdźbeł pszenżyta w czasie badań doświadczalnych była stała i wynosiła 12%. Stała wilgotność była zapewniona poprzez ciągłe przechowywanie próbek w szafie klimatyzacyjnej.

Badania zasadnicze poprzedzono pomiarem średnic zewnętrznych i wewnętrznych. Pomiary przeprowadzono na mikroskopie warsztatowym. Mierzono średnicę w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach w taki sposób, że odcinano małe odcinki źdźbeł, o długości 10 mm, z dwóch końców przygotowanej do badań próbki. Za średnicę zewnętrzną i wewnętrzną uznawano średnią arytmetyczną z czterech pomiarów.

Badania zasadnicze prowadzono na maszynie wytrzymałościowej w taki sposób, że na podporach belki układano wcześniej przygotowany element międzywęźla źdźbła pszenżyta. Na element źdźbła w miejscu centralnym, pomiędzy dwiema podporami (rys. 3), oddziaływano trzpieniem przetwornika siły ze stałą prędkością  $0,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .

W celu zapobieżenia wyslizgiwania się materiału do badań z uchwytu końcówkę trzpienia wykonano w kształcie widełek obejmujących źdźbło. Dzięki temu trzpień przetwornika oddziaływał na źdźbło, co powodowało jego zginanie, a opór stawiany przez źdźbło został zarejestrowany przez komputer, jako przyrost siły w funkcji ugięcia źdźbła.

Materiał do badań został przygotowany w taki sposób, że między podporami belki dolnej przyrządu nie występował węzeł, czyli kolanko. Dało to możliwość badania elementu zwanego międzywęźlem. W ten sposób wyznaczano moduł Younga elementu o stałych, jednakowych właściwościach fizyko mechanicznych.

Moduł Younga obliczano z zależności:

$$E = \frac{Pl^3}{48yJ} \quad (2)$$

gdzie:

- $P$  – siła zginająca źdźbło,
- $l$  – odległość między podporami,
- $y$  – wartość ugięcia badanego materiału,
- $J$  – moment bezwładności przekroju międzywęźla źdźbła.

Do celów obliczeniowych modułu Younga należało również wyznaczyć moment bezwładności  $J$  przekroju źdźbła.

#### 4. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Wyniki pomiarów średnic zewnętrznych  $d_z$  i wewnętrznych  $d_w$  źdźbeł, sił zginających źdźbła  $P$  i ich ugięcia  $y$  oraz wyniki obliczeń wartości momentu

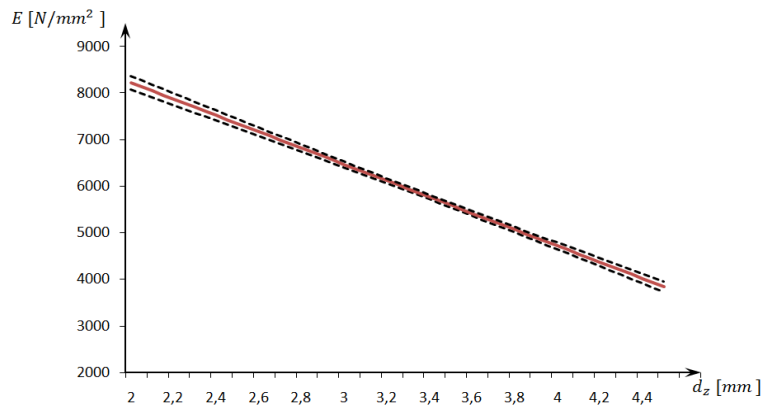
bezwładności przekroju międzywęzła źdźbła  $J$  oraz modułu Younga  $E$  zestawiono w tabeli 1. Uzyskane wyniki wykazały, że moduł Younga  $E$  dla źdźbła rośliny zbożowej (pszenżyta) nie jest wielkością stałą i zależy od cech geometrycznych jego przekroju.

Z analizy wyników badań zamieszczonych w tabeli 1 wynika, że w badanym przedziale zmienności wraz ze wzrostem średnicy zewnętrznej  $d_z$  źdźbła wartość modułu Younga  $E$  w przybliżeniu maleje liniowo. Szczegółową zależność  $E = f(d_z)$  wyznaczono na podstawie analizy regresji.

Przeprowadzona analiza regresji wielokrotnej wykazała, że zależność statystyczną między zmiennymi z równania (1) zadowalająco opisuje na poziomie istotności  $\alpha_{pi}$  (współczynnik korelacji  $R = 0,9$ ) równanie funkcji regresji o postaci:

$$E = 11720 - 1750 d_z \quad (3)$$

Na rysunku 4 przedstawiono przedziały ufności dla funkcji regresji dla pola przekroju poprzecznego źdźbła  $F_{cj} = 5,5 \text{ mm}^2$ .



Rys. 4. Moduł Younga  $E$  w funkcji średnicy  $d_z$  źdźbła z naniesionymi przedziałami ufności  
 Fig. 4. Young modulus  $E$  as the function of outer diameter  $d_z$  of straw with confidence interval

## 5. PODSUMOWANIE

Moduł Younga jest jednym z podstawowych parametrów modelu masowo-sprężystego źdźbła. Dla większości materiałów jest on wartością stałą (np. stале) i nie zależy od ich cech geometrycznych.

Z przeprowadzonych badań wynika, że moduł Younga dla pszenżyta nie przyjmuje wartości stałej. Zależy on natomiast przede wszystkim od średnicy źdźbła. Wraz ze wzrostem średnicy zewnętrznej źdźbła wartość jego w przybliżeniu liniowo maleje.

## Identyfikacja modułu Younga źdźbeł pszenżyta na użytek projektowania ...

Tabela 1. Wyniki pomiarów modułu Younga źdźbła pszenżyta  
Table 1. Investigation results of corn straw Young's modulus

Nr pomiaru	Średnica źdźbła		Siła zginająca źdźbło P [N]	Ugięcie źdźbła y [mm]	Moment bezwładności J [mm <sup>4</sup> ]	Moduł Younga $E \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$
	zewnątrzna d <sub>z</sub> [mm]	wewnętrzna d <sub>w</sub> [mm]				
1	3,26	2,75	1,900	1,239	2,736	5978,3
2	3,94	3,16	3,567	1,239	6,934	4428,2
3	2,97	2,17	2,058	1,239	2,730	6486,4
4	3,64	2,79	3,637	1,269	5,642	5416,9
5	3,02	2,34	2,034	1,269	2,611	6545,7
6	3,31	2,54	2,725	1,212	3,848	6230,0
7	4,35	3,41	5,419	1,239	10,93	4265,3
8	3,67	3,02	2,879	1,182	4,821	5389,1
9	3,37	2,46	3,188	1,239	4,533	6053,1
10	3,86	3,02	4,351	1,241	6,813	5488,0
11	3,61	2,87	3,232	1,239	5,006	5557,5
12	2,63	1,80	1,467	1,211	1,833	7048,1
13	3,03	1,93	2,654	1,239	3,456	6609,4
14	3,70	2,91	3,280	1,239	5,679	4972,3
15	2,14	1,36	8,400	1,241	0,861	8380,1
16	3,71	3,02	3,052	1,193	5,216	5231,8
17	3,42	2,54	2,972	1,109	4,672	6118,7
18	2,73	1,81	1,693	1,249	2,199	6574,0
19	3,46	2,65	2,896	1,218	4,614	5495,9
20	3,81	2,77	4,133	1,257	7,453	4705,2
21	3,57	2,43	4,251	1,261	6,261	5742,5
22	3,03	1,93	2,430	1,239	3,456	6053,0
23	2,53	1,43	1,481	1,226	1,805	7136,5
24	4,03	3,13	4,282	1,253	8,236	4425,9
25	3,85	2,73	4,599	1,266	8,057	4808,3
26	3,07	2,15	2,396	1,242	3,311	6214,5
27	4,41	3,38	5,818	1,245	12,15	4099,6
28	3,90	2,82	4,354	1,244	8,251	4524,2
29	3,23	2,31	2,732	1,265	3,945	5838,7
30	3,99	3,04	4,975	1,255	8,248	5125,9

Obliczenia własne autora

## LITERATURA

- [1] KANAFOJSKI CZ., KARWOWSKI T.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. TOM II. PWRiL 1980.
- [2] MROZEK M.: Badanie cech fizykomechanicznych źdźbeł zbóż dla potrzeb modelowania za pomocą metody elementów skończonych. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, vol. 40, nr 1, Poznań 1995.
- [3] ZASTEMPOWSKI M.: Badania energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym. Rozprawa doktorska. Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz 2008
- [4] ŻUK D.: Proces cięcia źdźbeł zbóż. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika z. 95, Warszawa 1986.

### IDENTIFICATION OF TRITICALE STRAW YOUNG'S MODULUS FOR DESIGNING OF SCISSOR-FINGER CUTTING UNIT

**Summary:** In the paper there was presented research result of triticales Young's modulus. Investigation was made on fatigue-testing machine called INSTRON 8501. Research result was gave input data for simulations research and proved that Young's modulus it's not constant value but depends on corns diameter value.

**Key words:** triticales Young's modulus, fatigue-testing machine mathematical model of cutting process