

ABSTRACTS

Jerzy Bajkowski

Simulations and tests of absorption and dispersion processes in MR fluid dampers

Presented paper presents some research, structural and operational problems of dampers and shock absorbers designed on the basis of MR fluid. The most important informations related to modelling and mathematical description of selected, characteristic for considered construction, phenomenon are discussed.

Aneta Bohojło, Mirosława Kołodziejczyk

Computational analysis of local thermal comfort factors in a habitable room

This work investigates local thermal comfort factors (dry resultant temperature, relative humidity, draught rating, predicted percentage of dissatisfied caused by warm or cold floor, predicted percentage of dissatisfied from vertical air temperature difference between head and feet) via numerical analysis of a natural ventilation problem in a habitable room with ANSYS-CFX. Emphasis is placed on determination of numerical uncertainty in the results.

Stefan Bućko, Henryk Jodłowski

Initiation of plastic strains in steel with physical yield point in conditions of stress gradient

The work contains tests approaching to determine the proof stress corresponding to the beginning of plastic deformations in elongated shields with holes of different diameters. Additionally, the profile and way of flow zone propagation near the hole was determined. In the tests, the authorship method of plastic strain identification based on monochromatic light optical interference effect was used. The method was presented on the example of static tensile test of the specimen made of NWC steel. The photographic documentation of the growth of plastic deformation zone for example hole and comparison of the proof stress values for different hole diameter-width of elongated shield ratios were presented.

Jan Burcan, Anna Sławińska, Radosław Bednarek

Experimental research on factors that change conditions of aiding by the magnetic field

The study presents the results of magnetic induction measurements in the vicinity of front ends of high-energy magnets as well as the results of forces between two magnets measurements. It has been proved that the distribution of the induction vector is influenced by accuracy of magnets execution and mounting. The knowledge of the course of the induction vector variations as the function of geometry and material parameters enables to determine precisely the variation of the repulsion force value of the co-operating magnets, thus will be helpful when designing pairs unloaded by means of the magnetic field, e.g. bearings or slides.

Włodzimierz Choromański, Jerzy Kowara

Application MBS technique to tests and simulations of rapid transit vehicles

The paper are focused on issue concerning the dynamics of PRT vehicles. The MBS method is applied for analysis of the vehicle. The selected results are presented.

Jarosław Czaban, Dariusz Szpica

The didactic stand to test of spring elements in vehicle suspension

In the didactic stand in work was introduced was ST1 to investigation of elements of springy suspensions vehicles as well as the computer programme was presented to identification of parameters of stiffness as well as the internal friction of studied elements.

Leon Demianiuk

Test of forces appearing in the matrix of snail briquetting device

The article demonstrates tests of momentum and forces appearing, while briquetting crumbled materials of plant origin in a snail briquetting device. Tests were run on an especially constructed stand. Results can be used for construction calculations of snail briquetting device.

Zdzisław Gosiewski, Mirosław Kondratiuk, Piotr Kłoskowski

Current control in the electric circuit of the coil magnetic launcher

In this paper the conception of current control in the electric circuit of the coil magnetic launcher is presented. The implementation manner of the regulation system was proposed and electronic component of the electric circuit were modelled. The system of the object and the impulse regulator was simulated. When the coil was energised by discharging capacitor, the controller stabilised circuit current value. The appropriate frequency of the regulator work was obtained by the means of simulation. Research was conducted for different values of the coil inductance. Thus we checked control system correctness for the variable model parameters. The analysis of the simulation was conducted and its results were depicted. Described investigations state preliminary steps of designing and building of the coil magnetic launcher experimental model with stabilized armature acceleration.

Jerzy Ickiewicz

Calculation of the un-finned end caps of the pressure vessels flat

In the article an analytical method of the cylindrical pressure vessels end caps calculation has been compared with suggested finite elements numerical technique in a context of the calculation procedures which are proposed by Urząd Dozoru Technicznego.

Marek Jalbrzykowski, Jerzy Nachimowicz

The problems of reliability and durability of tools for the injection of plastic materials

At work there are presented results of material analysis of selected mechanical properties of the tools used for plastic injection. There were used the elements of the injection moulding tool used in production process at the company Bianor Sp. z o.o. The basis of the checkout was premature consumption of the tool and loss of its efficiency. The attention was paid to changes in the observed mechanical properties and premature cracks and possibilities of physical and chemical modification of the surface of the checked parts.

Jarosław Kaczor, Andrzej Raczyński

The effect of work surface shape of the rolling bearings on durability of three-support shaft

The ball bearing durability depends on some constructional, technological and exploitation features. Among the constructional features, the one of the most essential is the osculation factor. It is defined as a relation between transverse radius of race and ball radius. Osculation factor determines the race shape, so one can see this factor as a coefficient of working surface shape. The effect of osculation on the durability of single ball bearing, loading by radial force, is well-known. The aim of this work is the determining of this effect in the case of three-support bearing arrangement, in which the interaction between three bearings occurs.

Roman Kaczyński, Adam Kłos

Analysis of transition processes with boundary lubrication as a protection mechanism against scuffing

The application of computer aided multi-parameter visual observation and recording method for the analysis of construction materials makes it possible to compare and investigate the transition phenomena from normal friction to scuffing. The method is also very essential to predict actual conditions of scuffing development. The investigations involved both the qualitative and quantitative analysis of the investigated surface layer. The paper shows an existence of a transition stage from normal /oxidation/ wear to scuffing for the analyzed bearing alloy Ł6. A small wear increase of friction elements was observed in the transition period. However, the wear intensity was found to be growing significantly with an appearance of degenerative wear forms.

Zbigniew Kamiński

Dynamic calculations of pneumatic relay valve

The article deals with some dynamic equations of relay valve used in vehicles pneumatic brake systems. The relay mathematical model was used to simulate transition processes in a pneumatic two-circuit drive with one-acting cylinder in Matlab-Simulink. The introduced method of dynamic counts of the system may be used to select design parameters of elements with regards to the requirements and operation speed of pneumatic brake system.

Ludwik Kania, Szczepan Śpiewak

Multiplication factor of double-row ball slewing bearings

A problem of multiplication factor of double row ball slewing bearings have been presented in this article. This factor is used for the determination of analytical profile of the static load capacity of slewing bearing with double-row ball based on the profile of slewing bearing with single-row ball with similar parameters. The profile of the static load capacity of modeling bearings and the value of multiplication factor has been determined. Concluding results have been obtained in numerical way.

Waldemar Karaszewski

Surface cracks of ceramic rolling elements

Zirconia is one of the most important ceramic materials for bearing applications (high speeds, different environments). The main problems connected with fatigue life are ring crack defects as the effect of manufacture or defects due to material structure. These defects decrease the rolling contact fatigue considerably. An experimental study of ring cracks propagation of zirconia $ZrO_2(MgO)$ was described in the paper. The rolling contact tests were performed on pre-cracks zirconia upper ball using a modified (rolling lower balls) four-ball machine in specified lubricant. Ball surfaces and failures were examined using scanning electron microscopy.

Maciej Krasieński, Andrzej Trojnecki

Numerical analysis of leak tightness of metal high-pressure „2-delta” gasket

The paper deals with the numerical analysis of leak tightness of the closure with metal high-pressure “2-delta” gasket. The compression at the contact surface between the hardened gasket and deformed edge of the seat and the width of this surface are adopted as the criteria of leak tightness. Certain practical procedures applied in projects and operation of high-pressure closures with “2-delta” gaskets are verified. The FEM results are compared with the results of the analytical approach based on the simplified computational model of the contact, which can be used in engineering calculations of the gaskets.

Stanisław Krawiec

Analysis of the influence of pulley diameter and belt section on the values of indexes characterizing v-belt transmissions

In the paper the results of analysis of the influence of geometrical features of belt pulley on the value of four indexes characterizing v-belt transmissions were presented. Three different v-belts denoted as A, B and C and the driving wheel diameter with standardized values within the range 112 – 180 mm were analyzed. Structural calculations of the v-belt transmissions were carried out using computer program described in Krawiec (1991). Graphical results of the analysis and conclusions were presented.

Eugeniusz Mazanek, Marek Krynke

Distribution of internal load in the double-row ball bearing slewing rings

The article describes the numerical method to define distribution of internal bearing load. It also presents forces distribution of the bolts used to mount the bearing to support components. In this solution various flexibility of the open ring girder with local stiffening which result from its fixing on flexible support structure were taken into consideration.

Edward Mundzia, Ryszard Wójcicki

The work density of the friction and the wear of journal bearing sleeve material

This paper presents the results of investigation into the wear linear intensity I_w and the density (energy) of friction e_r^* [J/m³] that were determined by means of experimental-analytical method. The investigations were carried out for different materials of sleeves. Two methods were applied to the wear measurement, i.e. by measuring the roundness in four cross-sections of sleeve as well as by the measurement of the mass before and after the operation in the conditions of mixed friction. The results are given in the form of tables and diagrams.

Jerzy Nachimowicz, Rafał Piesiecki

Applying computer methods to design frames of replicas of cars – dynamic calculations

Very important thing at the frames design are dynamic tests, particularly analysis of own oscillations of the frame and simulations Crash-tests. Own oscillations of the frame is an essential element, which one should be analyse while constructing. Own oscillation depends on design features of the frame. Computer simulations of Crash-tests are being conducted to the purpose evaluations of the resistance of the car to the collision and abilities of the vehicle to protect passengers. Thanks to informations get from research, it is possible to find weak points of the structure and modify to raise the safety of passengers while confronting.

Jerzy Nachimowicz, Rafał Piesiecki

Applying computer methods to design frames of replicas of cars - static calculations

The frame is one of the most important components of the structure of replicas, on which is usually made up of body-work made of composites. Frames is responsible for transferring all charges and the passive safety of users of the car. The basics to correct functioning of the entire vehicle is correct designing the frame. The method which was used to calculations is MES. For this model, endurance calculations were conducted with static loads and loads which are a result of exploitation the vehicle.

Henryk G. Sabiniak, Robert Cichowicz

Limitations in application of empirical formulas to design of worm gears

Worm gears owe their popularity to their compact structure, large ratios at one degree, silent run, smooth driver transmission and relatively great durability. They have additional quality of simultaneous performing the role of brakes in reversible movement and transferring motion in one direction. All these advantages apply to worm gears working as reducers. Worm gears working as multipliers are extremely rare. They are usually used for transfer of motion as elements of kinematics.

Tadeusz Smolnicki, Mariusz Stańco

Forecasting of the plastic wear in large size rolling bearings with soft raceways

Plastic wear of large-size roller bearings with the unhardened raceways is a dominating mechanism of the wear. Forecasting the speed of wear at the stage of machine design is essential. On the basis of material testing and advanced simulations with use of finite element method a bilinear model was inserted, of which constants depend on parameters of material and loading the bearing. Models were used for forecasting the durability of bearings, which the plastic wear was dominated in.

Dariusz Szpica, Jarosław Czaban

The stand to investigations of injectors of fuel from petrol supply

The article presents to investigations of injectors the position with petrol arrangements the the power supply. The inappropriate work of injector, both under of quantity, as and it is effective the quality of injected fuel the unequal work of engine and the growth of emission of toxic components fumes. Therefore essential the possibility of delimitation of mass of injected fuel is in count on one cycle, as the delimitation the equableness of dosage also.

Michał Śledziński

Experimental verification of the design of vibration isolator for soil compacting tool

The results of vibration activity study of the tool for soil compacting are presented. The displacement and acceleration of the ram and tool handle are investigated. The performed measurements showed that occurring vibration of the tool handle considerable exceed the admissible value, what caused the necessity of the use of vibration isolator. The construction of the damper's prototype lowering vibration level transmitted to the hand-arm-operator system was made. Introduction of two-stage vibration isolation system of the tool makes possible significant lowering of vibration transmission to the operator's body without decreasing the effectiveness of the technological process. The projected vibration isolator became confirmed in the experimental verification.

Wojciech Tarasiuk, Bazyli Krupicz

Analysis of materials of plates forming the lime-sand brick mould

The analysis of properties of the materials used to prepare the plates lime brick form was presented. The plates produced by two different companies were studied. Based on micrography, the mechanism of plate wear was described. During the process of material loss, processes of furrowing and micro-cutting dominated. After the study of plate core hardness, its surface micro-hardness and chemical constitution it was concluded that both plates were made of this same alloy steel used for heat-chemical treatment, which was carried out in different conditions for those plates. The plate which contained a phase with chromium in its surface layer was characterized by increased micro-hardness resulting in higher resistance to wear.

Piotr Tarasiuk, Krzysztof Molski, Tomasz Koziolkiewicz, Adam Adamowicz, Andrzej Szymaniak, Barbara Funkowska
Corrosive and thermal phenomena appearing in full scale testing of wheels of low speed vehicles

The present paper deals with the analysis of corrosive and thermal phenomena appearing in full scale testing of wheels of low speed vehicles. It has been shown that the presence of thermal cycles consisting in heating and cooling of the tested wheels increases corrosive processes due to the water condensation at the central part of the rim where the cooling conditions are the most favorable. This process can affect the durability of the wheel, especially in the cases when it additionally overlaps with the weakest point of the structure. In such cases the damage accumulation process significantly increases. Corrosion can be avoided or strongly limited by the use of nitrogen instead of air for inflating wheels or by carrying out the experimental tests in continuous manner, which would eliminate the cooling phase of the test. Intensive heating of the wheels during the tests increases the pressure in the tubeless tire and changes its rigidity. This phenomenon influences the stress distribution in metallic part of the wheel and introduces additional loading to the structure.

Karolina Walat, Tadeusz Łagoda

Application of the covariance extremum on the critical plane for fatigue life determination under random bending and torsion loading

The paper presents application of the covariance extremum between normal and shear stresses for determination of the critical plane position. The fatigue stress criterion was formulated as a linear combination of normal and shear stresses on the defined critical plane. The weight coefficients occurring in this criterion were determined from fatigue tests in the layer of pure bending and pure torsion. The proposed model was verified while fatigue tests under cyclic and random proportional and non-proportional bending with torsion (specimens made of aluminium alloy PA6-T4 were tested).

Ryszard Wójcicki, Edward Murdzia

Method of the determination of sleeve wear in radial journal bearing

The variations of the geometry of lubricating gap in the process of sleeve wear have vital effect on the static and dynamic properties of hydrodynamic journal bearings. In the process of the investigation of wear effect on the bearing properties, the value of wear in the geometric sense and the position of wear range are very important. The wear causes the changes of oil film geometry, hence the necessity of the determination of the depth and range of local wear of sleeve operating surface. In the current investigation the method of the wear determination that is based on the measurements of the roundness profile of operating surface of journal bearing was developed. This paper presents the experimental method and the analysis of the wear profile of sleeve sliding surface. The analysis was carried out for the sleeves made of bearing material PbSb15Sn10 and SnSb12Cu6Pb according to PN-ISO 4381:1997 (commercial name L16, L83) operating with the steel journal.

Jolanta Zimmerman, Lucjan Śniezek

Numerical analysis of load-carrying capability of conical forced-in joints

The paper concerns the investigation of the conical interference fit joint load capacity subjected to torsion using FEM. The problem has been solved as a three dimensional, nonlinear with contact between joined elements. Using the calculated results, the dependence between the limiting twisting moment and axial interference force, which was used to carry out the connection, was established.

SPIS TREŚCI

Jerzy Bajkowski <i>Modelowanie i badanie procesów pochłaniania i rozpraszania energii w tłumikach magnetoreologicznych</i>	5
Aneta Bohojło, Mirosława Kołodziejczyk <i>Modelowanie numeryczne parametrów lokalnych komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym</i>	14
Stefan Bućko, Henryk Jodłowski <i>Inicjacja odkształceń plastycznych w stali z wyraźną granicą plastyczności w warunkach gradientu naprężeń</i>	24
Jan Burcan, Anna Sławińska, Radosław Bednarek <i>Eksperymentalne badania czynników zmieniających warunki wspomagania polem magnetycznym</i>	27
Włodzimierz Choromański, Jerzy Kowara <i>Zastosowanie technik MBS do badań i symulacji pojazdów Personal Rapid Transit (PRT)</i>	30
Jarosław Czaban, Dariusz Szpica <i>Stanowisko do badania elementów sprężystych zawieszonych pojazdów</i>	33
Leon Demianiuk <i>Badanie sił występujących w matrycy brykociarki ślimakowej podczas zagęszczania słomy pszennej</i>	36
Zdzisław Gosiewski, Mirosław Kondratiuk, Piotr Kłoskowski <i>Regulacja prądu w obwodzie elektrycznym cewkowej wyrzutni magnetycznej</i>	40
Jerzy Ickiewicz <i>Obliczanie nieżebrowanych den płaskich zbiorników ciśnieniowych</i>	45
Marek Jalbrzykowski, Jerzy Nachimowicz <i>Zagadnienia trwałości i niezawodności narzędzi do wtryskiwania tworzyw sztucznych</i>	49
Jarosław Kaczor, Andrzej Raczyński <i>Wpływ kształtu powierzchni roboczych łożysk kulkowych zwykłych na trwałość łożyskowania wału trzypodporowego</i>	54
Roman Kaczyński, Adam Kłos <i>Badania procesów przejściowych z uwzględnieniem smarowania granicznego jako mechanizmu ochrony przed zacieraniem</i>	58
Zbigniew Kamiński <i>Obliczenia dynamiczne pneumatycznego zaworu przekaźnikowego</i>	62
Ludwik Kania, Szczepan Śpiewak <i>Współczynnik krotności łożysk wieńcowych podwójnych</i>	65
Waldemar Karaszewski <i>Wady powierzchniowe ceramicznych elementów tocznych</i>	68
Maciej Krasieński, Andrzej Trojnecki <i>Numeryczna analiza szczelności metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu „2-delta”</i>	71
Stanisław Krawiec <i>Analiza wpływu średnicy kół i przekroju pasa na wartość wskaźników przekładni z pasami klinowymi</i>	78
Eugeniusz Mazanek, Marek Krynke <i>Rozkład obciążenia wewnętrznego w dwurzędowym kulkowym łożysku wieńcowym</i>	81
Edward Mundzia, Ryszard Wójcicki <i>Gęstość pracy tarcia oraz intensywność zużycia materiału panewek łożysk ślizgowych</i>	84

Jerzy Nachimowicz, Rafał Piesiecki <i>Zastosowanie metod komputerowych przy projektowaniu ram nośnych replik samochodów – obliczenia dynamiczne</i>	88
Jerzy Nachimowicz, Rafał Piesiecki <i>Zastosowanie metod komputerowych przy projektowaniu ram nośnych replik samochodów – obliczenia statyczne</i>	91
Henryk G. Sabiniak, Robert Cichowicz <i>Ograniczenia w stosowaniu wzorów empirycznych w obliczeniach przekładni ślimakowych</i>	95
Tadeusz Smolnicki, Mariusz Stańco <i>Prognozowanie zużycia okształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych o bieżniach miękkich</i>	98
Dariusz Szpica, Jarosław Czaban <i>Stanowisko do badań wtryskiwaczy paliwa benzynowego układu zasilania</i>	101
Michał Śledziński <i>Weryfikacja doświadczalna konstrukcji wibroizolatora narzędzia do zagęszczania gruntu</i>	104
Wojciech Tarasiuk, Bazyli Krupicz <i>Analiza właściwości materiałów stosowanych na płyty form cegły silikatowej</i>	107
Piotr Tarasiuk, Krzysztof Molski, Tomasz Koziolkiewicz, Adam Adamowicz, Andrzej Szymaniak, Barbara Funkowska <i>Zjawiska korozyjne i termiczne występujące podczas testów trwałościowych kół pojazdów wolnobieżnych</i>	111
Karolina Walat, Tadeusz Łagoda <i>Wykorzystanie ekstremum kowariancji w płaszczyźnie krytycznej do wyznaczania trwałości zmęczeniowej przy losowym zginaniu ze skręcaniem</i>	118
Ryszard Wójcicki, Edward Murdzia <i>Metoda określania zużycia panewki w poprzecznym łożysku ślizgowym</i>	124
Jolanta Zimmerman, Lucjan Śniezek <i>Analiza numeryczna nośności stożkowych połączeń wtlaczanych</i>	130

MODELOWANIE I BADANIA PROCESÓW POCHŁANIANIA I ROZPRASZANIA ENERGII W TŁUMIKACH MAGNETOREOLOGICZNYCH

Jerzy BAJKOWSKI*

*Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska,
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

jba@simr.pw.edu.pl

Streszczenie: W pracy zaprezentowano wybrane problemy badawcze, konstrukcyjne i eksploatacyjne tłumików i amortyzatorów, budowanych na bazie cieczy magnetoreologicznych. Omówiono najważniejsze zagadnienia związane z modelowaniem i opisem matematycznym niektórych zjawisk, jakie są charakterystyczne w rozpatrywanej konstrukcji.

1. WPROWADZENIE

W dużej grupie, powszechnie już dzisiaj wykorzystywanych, różnych rodzajów materiałów „inteligentnych”, a więc w grupie materiałów, których właściwości i oddziaływanie można kształtować w sposób zamierzony i sterowany, w zależności od potrzeb, pośród powszechnie stosowanych piezoelektryków, stopów z pamięcią kształtu czy czujników optycznych, bardzo ważną rolę odgrywają ciecze reologiczne: elektoreologiczne (ERF), magnetoreologiczne (MRF) i ferromagnetyczne (FMF). Wspólną cechą wymienionej grupy cieczy jest zasadnicza i całkowicie odwracalna zmiana stanu skupienia pod wpływem działania pola elektrostatycznego lub magnetycznego, w bardzo krótkim czasie.

Aktualnie szczególnie szerokim zainteresowaniem badaczy, naukowców, a także inżynierów, w tym również w Polsce, cieszą się ciecze oraz budowane na ich bazie, urządzenia magnetoreologiczne. Ze względu na swoje unikalne właściwości znajdują one również coraz częstsze zastosowania, w nowych dziedzinach techniki.

W ogólnej klasyfikacji cieczy „inteligentnych”, ciecze magnetoreologiczne należą do grupy cieczy, których właściwości mogą być zmieniane poprzez zmianę wartości pola magnetycznego, najczęściej wytwarzanego przez przepływający w cewce solenoidu, prąd.

Unikalne właściwości cieczy MR plasują je, w grupie cieczy nienewtonowskich, czyli takich, które charakteryzują się nieliniową zależnością naprężenia stycznego, w funkcji prędkości ścinania oraz określoną wartością granicy płynięcia.

Ich główne składniki to: ciecz nośna oraz znajdujące się w niej, powleczone specjalnym środkiem, ferromagnetyczne cząstki o wielkościach od około 0,2 do około 10 μm . W cieczy nośnej, którą najczęściej jest olej silikonowy, mineralny lub woda, w zależności od rodzaju i przeznaczenia, może się ich znajdować od około -od 20% do 80% (Milecki, 2001, 2002; Sapiński, 2003).

Jedną z teorii, która pozwala wyjaśnić bardzo interesujące właściwości, jakie posiadają ciecze MR jest teoria powstawania w cieczy łańcuchów, tworzonych, z zawartych w cieczy, cząstek ferromagnetycznych. W tej teorii przyjmuje się, że przy braku pola magnetycznego, ustawienie cząstek ferromagnetycznych w cieczy nośnej jest zupełnie bezładne i przypadkowe. W chwili zadziałania pola magnetycznego, bezładnie ułożone cząstki, przyjmują kierunek linii sił pola magnetycznego tworząc z pojedynczych cząstek ferromagnetycznych, ukierunkowane łańcuchy.

Wspomniane wyżej unikalne pozytywne właściwości cieczy magnetoreologicznych to między innymi:

- liczona w milisekundach, duża prędkość reakcji na działające impulsy prądowe;
- niewielkie zapotrzebowanie mocy do sterowania;
- osiąganie wartości maksymalnego naprężenia stycznego, w czasie nie większym niż 10 milisekund;
- w porównaniu z innymi rodzajami cieczy reologicznych, np. w porównaniu z cieczami ferromagnetycznymi, ich wytwarzanie jest znacząco łatwiejsze i wielokrotnie tańsze.

W warunkach braku oddziaływania na ciecz pola magnetycznego, w temperaturze pokojowej, ciecze magnetoreologiczne charakteryzują się lepkością 0,2-0,3 Pa s, ich gęstość wynosi 3-4 g/cm³. Podawana w katalogach cieczy temperatura pracy obejmuje przedział od -50° do 150°C, a granica plastyczności od 50 do 100 kPa. Największe wartości naprężeń stycznych otrzymywane, w przypadku cieczy magnetoreologicznych, przy wartościach natężenia pola magnetycznego od 100 do 250 kA/m, wynosi od 50 do 150 kPa; czas reakcji cieczy nie przekracza 10-3s. Ograniczeniem wartości prądu zasilającego elektromagnes urządzenia

z cieczą MR jest nasycenie magnetyczne. Dlatego też wartości prądu sterującego nie przekraczają zazwyczaj wartości 2 A; przy napięciu zasilania wynoszącym od 2 do 25 V, określa to potrzebną moc zasilania urządzenia w przedziale od 4 do 50 W. Istotny z punktu widzenia projektanta urządzeń z cieczami MR wskaźnik określający stosunek lepko-

ści dynamicznej do kwadratu granicznego naprężenia stycznego, waha się w przedziale 10^{-10} do 10^{-11} s/Pa.

Aktualnie na rynku światowym dostępnych jest około trzydziestu rodzajów cieczy magnetoreologicznych różnych producentów. Najbardziej znanymi na świecie są ciecze MR, produkowane seryjnie od ponad 25 lat, przez amerykańską firmę LORD; firma ta jest również pionierem w produkcji i dystrybucji uniwersalnych amortyzatorów, których podstawą działania jest ten rodzaj cieczy. Ostatnio korporacja Lord wprowadziła do sprzedaży dwie nowe ciecze węglowodorowe. Będąc standardem przez ostatnie lata, produkowaną na bazie oleju MRF-132AD zastąpiła ciecz MRF 132LD, a następnie, bazowanej na wodzie, dotychczasowej cieczy MRF-240BS jest ciecz o oznaczeniu MRF-241ES. Obie te ciecze cechuje duża stabilność i wytrzymałość przy zastosowaniach, w wymagających konstrukcjach tłumików magnetoreologicznych. Druga z wymienionych cieczy jest wykorzystywana głównie w urządzeniach, w których konieczne jest zastosowanie uszczelnień z gumy naturalnej. Przeznaczenie, obu wymienionych wyżej i uznanych za nowe, cieczy jest identyczne jak dotychczas stosowanych, a więc głównie w uniwersalnych tłumikach i amortyzatorach, hamulcach, sprzęgłach, połączeniach itd.

Lepkość cieczy o oznaczeniu Rheonetic™ Fluid MRF-132AD, której cieczą nośną jest węglowodorowy olej mineralny, wynosi $0,09 \pm 0,02$ Pa s, a temperatura pracy określona jest przedziałem o wartościach od -40° do $+130^{\circ}\text{C}$.

Mimo bardzo intensywnych prac, które dotyczą cieczy reologicznych oraz dobrego opanowania technologii i konstrukcji urządzeń wykorzystujących te ciecze jako podstawę prawidłowego działania, w dalszym ciągu, w zakresie gruntownego poznania właściwości urządzeń MR oraz naukowego opisu, wymagają przede wszystkim, zagadnienia związane z opisem procesów przepływu cieczy przez szczeliny tłoka, zagadnienia formułujące warunki brzegowe cieczy MR występujące na końcach szczelin, w przypadkach zmiennych wartości natężenia prądu, określenie wpływu temperatury cieczy na własności pochłaniania i rozpraszania energii, problemy magnetyzmu szczątkowego pojawiające się w głowicy i poza nią, itd.

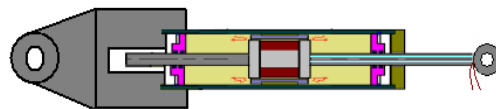
2. CEL, ZAKRES, METODYKA BADAWCZA ORAZ PRZEDMIOT BADAŃ

Celem niniejszej pracy jest prezentacja specyficznych właściwości, rezultatów badań oraz problemów konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych, które dotyczą tłumików i amortyzatorów magnetoreologicznych pozwalających, w znaczącym stopniu rozszerzyć, dotychczasowe możliwości oddziaływania tradycyjnych urządzeń tłumiących, w zakresie pochłaniania i rozpraszania energii, w procesach drganiowych i uderzeniowych.

Ze względu na konieczność ograniczenia pracy, niniejsza prezentacja dotyczy rezultatów badań tylko jednej struktury, którą jest liniowy tłumik MR. Zostaną jednak omówione również wybrane, zdaniem autora bardzo ważne, problemy, które pojawiają się w fazie opracowania projektowego i eksploatacji tego typu urządzeń; zaproponowany model reologiczny urządzenia oraz jego opis matematyczny uzupełniają przyjęty zakres prezentacji.

W proponowanej metodyce badawczej, szeroko sformułowany zasadniczy cel pracy, zostanie zrealizowany poprzez wykonanie zadań cząstkowych, które obejmować będą wiele wybranych zagadnień, związanych z konstrukcją, technologią oraz eksploatacją badanego urządzenia. Gdy będzie to uzasadnione technicznie, zostaną one uogólnione na całą grupę będących przedmiotem niniejszej pracy, urządzeń.

Prezentowane rezultaty badań oraz zagadnienia dotyczące projektowania oraz eksploatacji urządzeń MR dotyczą struktury liniowego tłumika magnetoreologicznego, który oznaczony został jako A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM. Został on zaprojektowany i wykonany na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej z przeznaczeniem do zastosowania w obiekcie specjalnym. Jego konstrukcję zilustrowano na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat struktury badanego tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM

Jest to jedno z kolejnych opracowań konstrukcyjnych tego typu urządzeń jakie powstały na tym Wydziale Politechniki Warszawskiej.

3. WYBRANE PROBLEMY BADAWCZE I EKSPLOATACYJNE TŁUMIKÓW MR

3.1. Uwagi ogólne dotyczące zastosowania cieczy MR w urządzeniach tłumiących

Dotychczasowe badania urządzeń wykorzystujących jako podstawę działania cieczy MR, w tym zwłaszcza liniowych tłumików magnetoreologicznych udowadniają, że ich pozorna prostota konstrukcyjna musi być okupiona koniecznością stosowania najbardziej zaawansowanych rozwiązań technicznych i technologicznych, między innymi, w zakresie kompozycji i własności cieczy, a także w zakresie budowy elementów mechanicznych urządzeń oraz systemów sterujących ich własnościami. W dalszym ciągu, mimo usilnych starań producentów cieczy MR, zasadniczym problemem, pozostaje zagadnienie sedymentacji cząsteczek, starzenie się cieczy (Bajkowski J., 2007) oraz problemy związane ze sterowaniem. W dalszym ciągu również, obowiązujące ceny cieczy MR, powszechnie uznaje się za wysokie.

Obok właściwości cieczy MR, których kompozycją, w niniejszej pracy nie będziemy się zajmować, a które właściwie odgrywają najważniejszą rolę, w uzyskaniu optymalnych rezultatów pracy urządzeń MR, niemniej ważne w ich ocenie są parametry geometryczne tłumików, zastosowane rozwiązania techniczne dotyczące transportu

cieczy i parametry głowicy oraz system sterowania własnościami cieczy.

Odnosząc te ogólne stwierdzenia do konstrukcji tłumika, który zilustrowany został na rysunku 1, skoncentrujemy się na badaniu wpływu, na parametry eksploatacyjne urządzenia, takich wielkości geometrycznych i sterujących, jak: wielkość i kształt szczeliny do przepływu cieczy, zastosowany system uszczelnień tłoczyska, odpowiednie przygotowanie i obróbka tłoczyska, napełnianie urządzenia cieczą MR, rodzaj materiału użytego na rdzeń solenoidu oraz parametry cewki, zadawane wartości natężenia prądu sterującego i wiążące się z tym nasycenia magnetycznego, magnetyzm szczątkowy, prędkość oraz temperatura pracy urządzenia, a także rodzaj wymuszenia ruchu.

3.2. Rezultaty badań wpływu wielkości szczeliny oraz natężenia pola magnetycznego na skuteczność tłumienia urządzenia MR przy kinematycznym charakterze wymuszenia ruchu tłoczyska

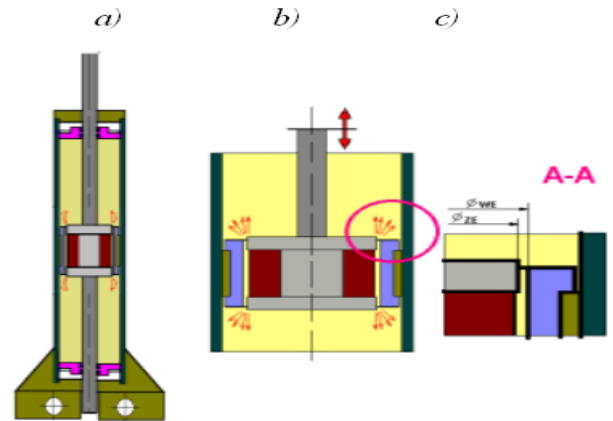
Ogólne uwagi i wnioski dotyczące wpływu wymiarów geometrycznych tłumika oraz kształtu i wielkości szczeliny w głowicy tłumika MR, na wartości pochłanianej i rozpraszanej energii, zostały zamieszczone w pracy (Bajkowski J., 2005b, 2007). Poza wymiarami geometrycznymi najważniejszymi wielkościami, które mają istotny wpływ na wartości pochłanianej i rozpraszanej przez tłumik energii są: wielkość szczeliny przez którą przepływa ciecz MR oraz zależna od wartości natężenia prądu płynącego przez solenoid w głowicy, wartość natężenia wytwarzanego pola magnetycznego (Bajkowski M. i inni, 2002, 2005).

Podstawową trudnością, w szczegółowym opisie wpływu wielkości i kształtu szczeliny na skuteczność działania tłumika jest niepełna znajomość zjawisk zachodzących w szczelinie. W dostępnej literaturze omawiane zagadnienie pojawia się, m.in. w pracach Bajkowski i Sofonea (2004) oraz Bajkowski J. i inni (2005). W ciągu ostatnich dwóch lat, zagadnienia te były przedmiotem intensywnych prac badawczych, które prowadzone były, m.in. na Wydziale SiMR PW; częściowe dokonania prezentowane są w referatach odbywającego się Sympozjonu. W pracach tych przedstawiona została próba matematycznego opisu stanu, znajdującej się w szczelinie głowicy cieczy MR, w warunkach oddziaływania na nie pola magnetycznego (Skalski i inni, 2009b) oraz próba optymalizacji wielkości szczeliny, która ma gwarantować największe możliwości pochłaniania i rozpraszania energii przez tłumik (Dudziak, w opracowaniu).

Kształt szczeliny dla przepływu cieczy, w urządzeniu MR, może być zaprojektowany, w zasadzie w sposób dowolny ale taki, aby zawsze ciecz MR mogła znajdować się w obrębie działania sił pola magnetycznego. Należy przy tym pamiętać, że im bardziej ten kształt będzie skomplikowany, tym większe będą trudności wykonawcze urządzenia, a możliwości kształtowania pola magnetycznego, również bardziej ograniczone.

W skonstruowanym tłumiku badawczym (rysunek 1), dążąc do możliwie najprostszych rozwiązań konstrukcyjnych, a także mając na myśli perspektywiczną możliwość interpretacji, wpływu wielkości szczeliny na wartości po-

chłaniania i rozpraszania energii w urządzeniu, przyjęto zasadę przepływu cieczy przez szczelinę, w kształcie walca. Została ona utworzona wokół zewnętrznej powierzchni solenoidu głowicy tłumika MR oraz wewnętrznej powierzchni zewnętrznego pierścienia prowadzącego. Schemat przepływu cieczy przez szczelinę zilustrowano na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat przepływu cieczy a,b) -w głowicy badanego tłumika, b)-parametry szczeliny (Dudziak, w opracowaniu)

W badaniach wykorzystano trzy wielkości promieni wewnętrznych pierścienia zewnętrznego głowicy dzięki czemu uzyskano trzy wielkości szczelin. Ich wartości wynosiły 0,5; 0,75 oraz 1mm.

Otrzymane rezultaty badań ilustrujące zmiany wartości siły działającej na tłoczysko tłumika w funkcji czasu oraz w funkcji przemieszczenia tłoczyska i jego prędkości, otrzymane przy trzech wartościach natężenia prądu płynącego w cewce solenoidu, zamieszczone zostały na rysunku 3. Wykresy ilustrujące zmiany wartości siły działającej na tłoczysko, sporządzone w funkcji przemieszczenia i prędkości, w sposób bezpośredni określają wartości pochłanianej i rozpraszanej energii przez tłumik.

Wartości natężenia prądu płynącego w cewce solenoidu, przy których sporządzono wykresy zamieszczone na rysunku 3 wynosiły: 0; 0,5 i 1,2A. Największa z przytoczonych wartości natężenia prądu odpowiada pełnemu nasyceniu magnetycznemu urządzenia.

Zamieszczone na rysunku 3 wyniki badań tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM ilustrują w jaki sposób zmieniają się wartości siły działającej na tłoczysko w funkcji czasu (kolumna I), w funkcji przemieszczenia (kolumna II) oraz w funkcji prędkości (kolumna III) przy trzech wartościach wielkości szczeliny ($s=0,5$; 0,7 oraz 1mm) do przepływu cieczy; ilustruje również wpływ zmiany natężenia prądu płynącego w solenoidzie ($I=0$, $I=0,5$ oraz $I=1,2A$), a więc wpływ natężenia pola magnetycznego, na te wielkości.

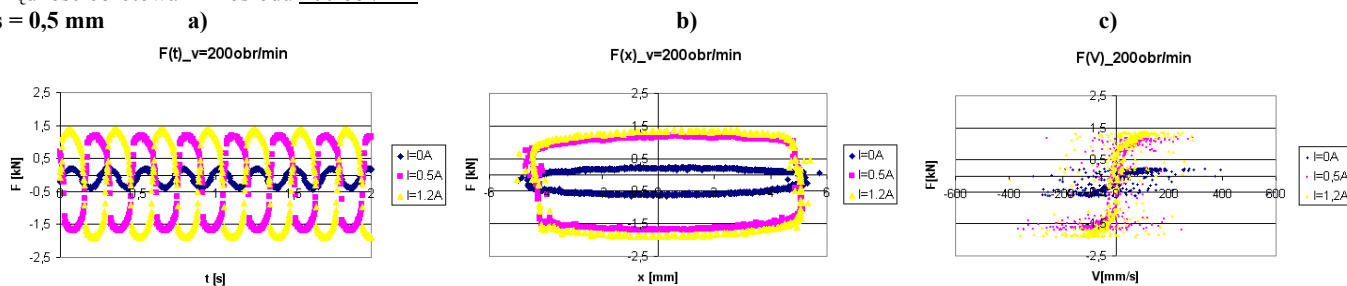
Porównanie otrzymanych przebiegów ilustrujących zmiany wartości sił w funkcji czasu, uzyskiwanych przy różnych wielkościach szczelin, ale przy tych samych wartościach natężenia prądu wskazuje, że wraz ze wzrostem wartości szczeliny, wartość siły tłumienia maleje. Najkorzystniejszą zależność tę obserwujemy na wykresach ilustrujących zmianę wartości siły w funkcji przemieszczenia

i prędkości. Ilustrują one bowiem w jaki sposób zmienia się wartość energii pochłanianej i rozpraszanej przez tłumik. Jednocześnie obserwowany jest również wpływ, zależnego od wartości płynącego w cewce solenoidu prądu, natężenia pola magnetycznego na wartości tych parametrów. Z trzech zamieszczonych na wykresach przypadków najkorzystniej-

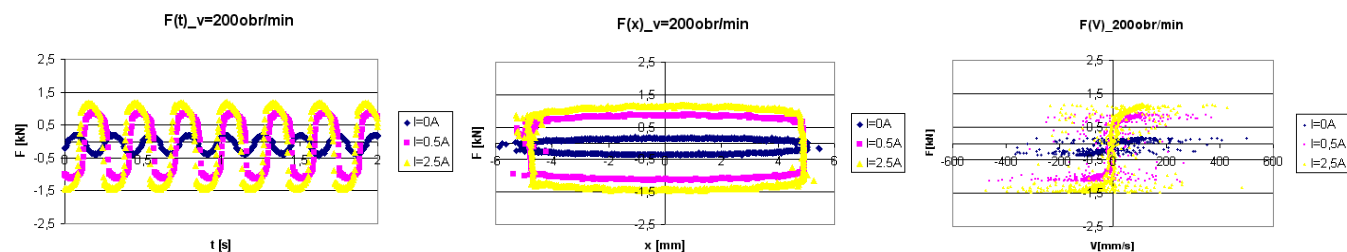
szy jest oczywiście ten przypadek tłumika, w którym szczelina do przepływu cieczy ma wartość $s=0,5\text{mm}$ oraz gdy w jego głowicy przepływa prąd o wartości $I=1,2\text{A}$; w badanym przypadku była to wartość prądu powodująca pełne nasycenie pola magnetycznego.

Prędkość obrotowa mimośrodów 200 obr/min

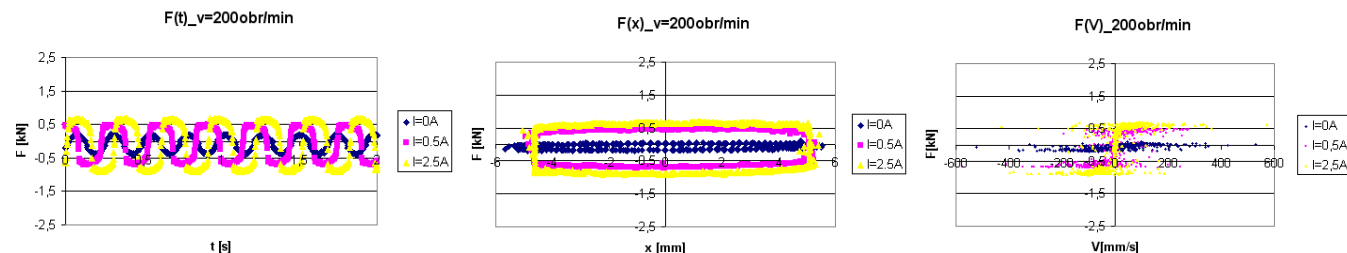
$s = 0,5\text{ mm}$



$s = 0,7\text{ mm}$



$s = 1,0\text{ mm}$



Rys. 3. Przebiegi zmian wartości siły działającej na tłoczek tłumika A-SiMR-MR-132AD-1-AKM, wyznaczone w funkcji: a) – czasu, b) – przemieszczenia, c) – prędkości; dla trzech wartości szczelin: 1) $-0,5$; 2) $-0,7$; 3) -1mm oraz trzech wartości natężenia prądu płynącego w cewce solenoidu: $I=0\text{A}$ – kolor niebieski, $I=0,5\text{A}$ – różowy, $I=1,2\text{A}$ – kolor żółty, przy jednej wartości prędkości przemieszczania tłoczyska $v_t=200\text{ obr/min}$

3.3. Rezultaty badań wpływu prędkości przemieszczenia tłoczyska na skuteczność tłumienia urządzenia MR przy kinematycznym charakterze wymuszenia ruchu tłoczyska

Innym parametrem eksploatacyjnym tłumika MR mającym wpływ na proces pochłaniania i rozpraszania energii jest prędkość przemieszczania tłoczyska co jest związane, wprawdzie w sposób pośredni, z prędkością przepływu cieczy MR w tłumiku. Wykresy ilustrujące ilościowe zmiany wartości rozpraszania i pochłaniania energii przez badany tłumik A-SiMR-MR-132AD=0,5P-I-AKM, w zależności od omawianego parametru prędkości przemieszczania jego tłoczyska, zostały zilustrowane na rys.4. Zostały one sporządzone przy jednej wartości wielkości szczeliny $s=0,5\text{mm}$ i przy trzech wartościach prędkości obrotowej mimośrodów wymuszającego przemieszczanie się tłoczyska.

Wykresy zamieszczone na rysunku 4 zostały sporządzone przy jednej wartości prędkości przemieszczania się tłoczyska (przy $n=200\text{ obr/min}$). Okazuje się, że prędkość przemieszczania się cieczy w tłumiku, ma również wpływ na wielkość pochłanianej i rozpraszanej energii tłumienia. Ilustrują to wykresy zamieszczone na rysunku 4. Wprawdzie ten wpływ jest niewielki ale obserwuje się, ogólny trend zmniejszania się wartości siły tłumiącej przy wzroście wartości prędkości przemieszczania się tłoczyska.

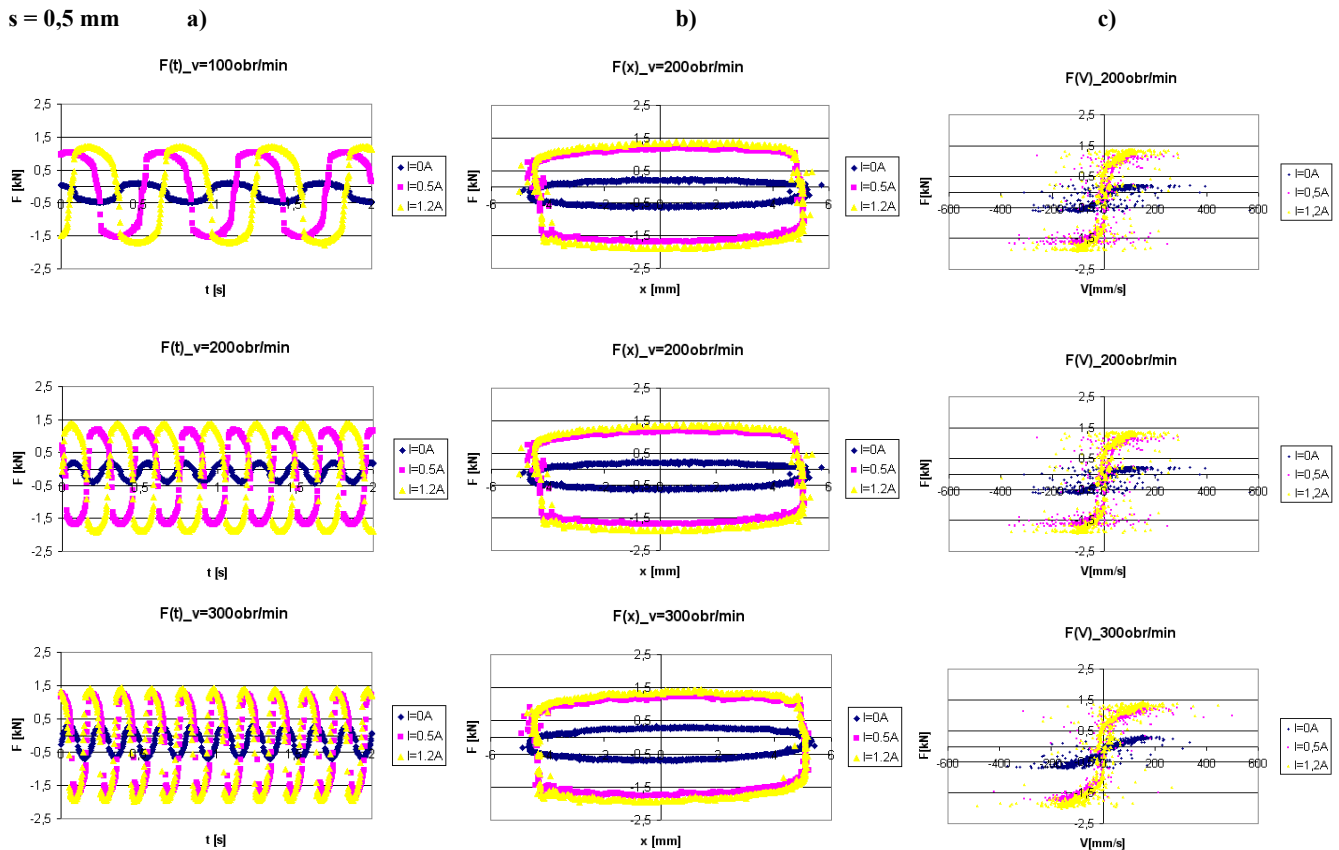
3.4. Rezultaty badań wpływu charakterystyki wymuszenia na zmianę wartości siły działającej na tłoczek amortyzatora MR

Zamieszczone na rysunkach 3 i 4 wyniki badań eksperymentalnych dotyczyły przypadku pracy tłumika, gdy wymuszenie ruchu miało charakter wymuszenia kinematycznego.

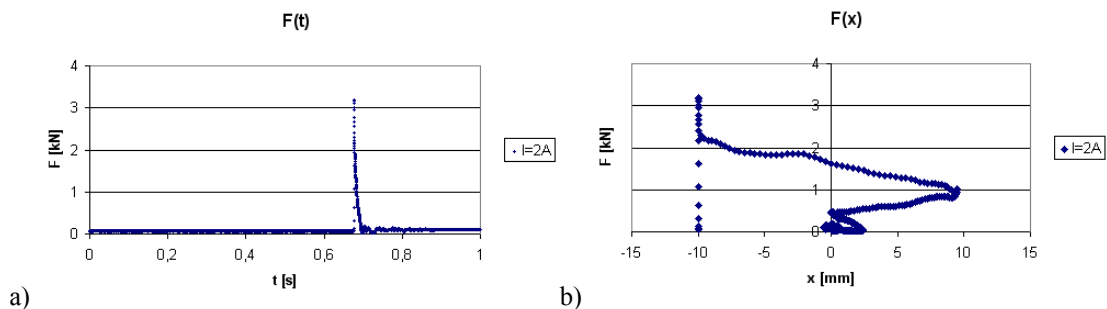
tycznego. Natomiast na rysunku 5, zostały zilustrowane wykresy zmian wartości siły działającej na tłoczek amortyzatora MR, ze szczeliną o wartości $s=0,5\text{mm}$ i sprężyną o wartości współczynnika sztywności $k=2,2\text{ kN/m}$, w przypadku siłowego wymuszenia ruchu. Realizacja procesu uderzenia polegała na zrzucaniu na amortyzator ciężaru o masie $m=8,62\text{kg}$, z wysokości $h=0,75\text{m}$ przy kroku próbkowania 10^4Hz i czasie pomiaru $t=3\text{ s}$.

Obserwowany charakter zmian wartości siły podczas siłowego wymuszenia ruchu jest zupełnie odmienny od przypadku analizowanego wyżej. W niniejszej pracy wymusze-

nie siłowe było realizowane w procesie uderzenia i jak wcześniej wspomniano polegało na zrzucaniu na tłumik ciężaru o masie $m=8,62\text{kg}$ z wysokości $h=0,75\text{m}$. Zilustrowane na rysunku 5 wykresy odwzorowują zmianę wartości siły działającej na tłoczek w czasie oraz przebieg tej siły, w funkcji przemieszczenia. Ponieważ proces realizacji eksperymentu ma zupełnie inny charakter niż w przypadku wymuszenia kinematycznego, w czasie jego wykonywania skorzystano z tłumika, który został uzupełniony o sprężynę o odpowiedniej sztywności.



Rys. 4. Przebiegi zmian wartości siły działającej na tłoczek tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM, wyznaczone w funkcji: a) –czasu, b) –przemieszczenia, c) –prędkości; dla jednej wartości szczeliny: $s=0,5\text{mm}$, trzech wartości natężenia prądu płynącego w cewce solenoidu: $I=0\text{A}$ –kolor niebieski, $I=0,5\text{A}$ – różowy, $I=1,2\text{A}$ –kolor żółty, oraz trzech różnych wartości prędkości przemieszczania tłoczyska $v_{11}=100$, $v_{12}=200$ oraz $v_{13}=300\text{ obr/min}$.



Rys. 5. Przebieg zmian wartości siły działającej na tłoczek amortyzatora A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM: a) –w funkcji czasu, b) –w funkcji przemieszczenia, otrzymane przy trzech wartości natężenia prądu w solenoidzie głowicy: $I=2\text{A}$; masa uderzającego ciężaru $G=8,62\text{kg}$, wysokość zrzutu $h=0,75\text{m}$.

Zamieszczony na rysunku 5 przebieg zmian wartości siły, dobrze odwzorowuje proces uderzenia w funkcji czasu (rysunek 5a). Zmiana wartości siły określona w funkcji przemieszczenia (rysunek 5b), wymaga odpowiedniej interpretacji. Budzić może bowiem pewne zdziwienie nietypowy kształt zapisanego procesu i związanej z nim siły. Jest to zapis ilustrujący zarówno wartość siły pochodzącej od tłumienia jak i od dodatkowej sprężyny; jej istnienie powoduje powrót do pierwotnego położenia tłoczyska. Chcąc określić zatem, na podstawie takiego wykresu własności tłumiące tak działającego amortyzatora należy od zapisanej wartości siły odjąć wartości siły przeznaczone na ugięcie sprężyny.

3.5. Główne problemy konstrukcyjne i technologiczne dotyczące tłumików MR

Jak już wcześniej wspomniano, pozorna prostota działania tłumika MR jest okupiona koniecznością stosowania w jego konstrukcji, bardzo zaawansowanych rozwiązań technologicznych, które obok odpowiedniej kompozycji cieczy, dotyczą przede wszystkim, stosowanych materiałów jak również niestandardowych rozwiązań w budowie jego elementów. Niektóre z ważnych zagadnień, którym podczas procesu projektowania oraz wykonania i montażu należy poświęcić szczególną uwagę są między innymi problemy:

–związane z uszczelnieniem tłoczyska, –przyspieszonego zużycia się wewnętrznej powierzchni cylindra, –zapewnienia odpowiedniej szczelności otworu w tłoczysku, przez który przechodzą przewody sterujące prądem płynącym w solenoidzie, –odpowiedniego napełniania tłumika cieczą, –dotyczące konstrukcji elementów oraz eksploatacji głowicy itd.

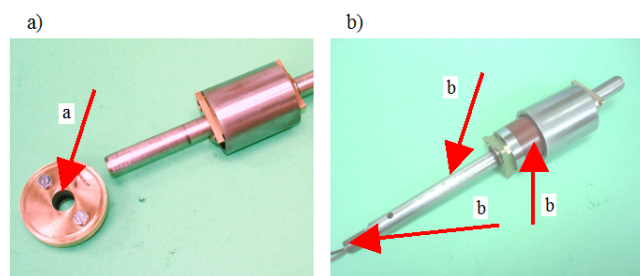
Charakterystyczna, bogata w cząstki ferromagnetyczne, kompozycja cieczy MR, podczas bezpośredniego kontaktu z ruchomymi elementami tłumika, w bezpośredni sposób oddziałuje na nie, spełniając zresztą główne zadanie, do realizacji którego tłumik został skonstruowany, tzn. zadanie pochłaniania i rozpraszania energii. Zadanie realizowane jest za pośrednictwem sił tarcia jakie pojawiają się w urządzeniu podczas pracy i wartościami których, dzięki własnościom omawianych cieczy, możemy sterować.

Zakres możliwości zmian stanu cieczy jaki uzyskiwany jest poprzez odpowiednie kształtowanie pola magnetycznego, w okolicy solenoidu jest znaczący: od cieczy po ciało stałe o własnościach plastycznych. Uzyskiwanie największych wartości sił tarcia na tłoczysku tłumika, jest możliwe przy największym stanie skupienia cieczy MR (Bajkowski J., 2004; Skalski i inni, 2009a, b). Wtedy bowiem występują największe wartości oporu przepływu cieczy, powodowane również bezpośrednim oddziaływaniem pola magnetycznego. Taki mechanizm przekazywania sił tarcia w tłumiku MR, bardzo niekorzystnie oddziałuje na stan powierzchni elementów, bezpośrednio stykających się z cieczą powodując przyspieszone ich zużycie, szczególnie w miejscach znajdujących się w bezpośredniej bliskości działania pola magnetycznego. Dlatego też istotnym z punktu widzenia konstrukcji tłumika, są elementy uszczelnień,

które muszą spełniać między innymi takie wymagania, jak: wysoka odporność na skład chemiczny cieczy MR oraz odpowiednia trwałość na działanie sił tarcia.

W przypadku tłumików MR, które pracują zwłaszcza przy znacznych wartościach przemieszczeń, zwykle uszczelnienia jakie stosowane są w przypadku amortyzatorów olejowych, ze względu na bezpośredni kontakt opiłków żelaza z tłoczyskiem i elementami uszczelniającymi, nie wytrzymują dużej liczby cykli pracy. W związku z tym, należy poszukiwać specjalnych rozwiązań, którymi mogą być, np. dodatkowe uszczelnienia labiryntowe, rowkowe itp., lub też specjalny skład materiałów stosowanych na uszczelnienia.

Takie dodatkowe uszczelnienie, obok bardzo prostych uszczelnień wzorowanych na uszczelkach stosowanych w tłoczkach hamulcowych hamulców bębnowych, chociaż wykonanych z materiału, który charakteryzuje się szczególnymi własnościami, zastosowano w badanym tłumiku (rysunek 6a).



Rys. 6. Miejsca elementów tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM, a), b) narażone na przyspieszone zużycie, c) wymagające specjalnego uszczelnienia

Podobny problem przyspieszonego zużycia się wewnętrznej powierzchni tłumika MR może być dosyć łatwo rozwiązany na drodze konstrukcyjnej, np. poprzez separację głównego strumienia cieczy sterującej od wewnętrznej powierzchni cylindra jak to ma miejsce w przypadku głowicy badanego tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM (rysunki 2a, b), a także poprzez wprowadzenie dodatkowego uszczelnienia, np. z tworzywa sztucznego, pomiędzy pierścień zewnętrzny i wewnętrzną powierzchnię cylindra (rysunek 6b).

Innym zagadnieniem konstrukcyjnym jest zapewnienie doskonałej szczelności otworu w tłoczysku, w którym są umieszczone przewody zasilające solenoid (Bajkowski, 2007). Takie warunki mogą być zapewnione poprzez zastosowanie materiału uszczelniającego, który jest odporny na temperaturę przynajmniej do wartości około 200°C (rysunek 6b).

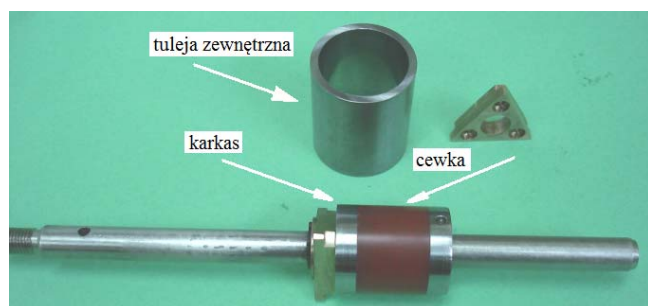
Doskonała szczelność urządzenia MR jest jednym z podstawowych warunków jego prawidłowej pracy. W przeciwieństwie do tradycyjnych amortyzatorów olejowych, w roboczej powierzchni tłumika, a więc w cieczy MR, nie może znajdować się gaz lub powietrze. Takie warunki mogą być zapewnione tylko wówczas, gdy w urządzeniu MR istnieje poprawne uszczelnienie, oraz gdy tłumik jest napełniony, w sposób gwarantujący brak dostępu czynnika gazowego do wnętrza urządzenia. Ostatni z wymienionych problemów, w produkcji seryjnej jest roz-

wiązany, przy zastosowaniu odpowiedniego urządzenia powodującego jednoczesne odsysanie powietrza wraz z napełnianiem wolnej przestrzeni cieczą MR. Rozwiązanie problemu, w działaniach jednostkowych, wymaga dużego doświadczenia, w tym zakresie i jest procesem trudnym.

Zagadnienia konstrukcyjne i technologiczne dotyczące budowy i eksploatacji głowicy tłumika są również bardzo złożone i jest ich wiele.

Głównym elementem głowicy tłumika MR jest: stanowiący zasadniczą część głowicy rdzeń oraz umieszczona na nim cewka. W zależności od założonej koncepcji przepływu cieczy głowica może być uzupełniona dodatkowymi elementami, jak np. dodatkowy pierścień zewnętrzny, gniazda połączeniowe, itd. Najczęściej stosowanym elementem łączącym części głowicy jest tłoczysko połączone z nią złączem gwintowym.

Na rysunku 7 przedstawione zostały części składowe głowicy oraz jej konstrukcja jaką zastosowano, w przypadku badanego tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM. Z eksploatacyjnego punktu widzenia, głównym zadaniem głowicy tłumika jest wytworzenie odpowiedniego pola magnetycznego wokół szczeliny do przepływu cieczy MR przy jednoczesnym zapewnieniu prowadzenia tłoczyska, w cylindrze roboczym. Takie pole wytwarzane jest przez przepływający przez uzwojenie cewki prąd i jest wzmacniane dzięki jej osadzeniu na metalowym rdzeniu (karkasie). Problemy związane z kształtowaniem pola magnetycznego w urządzeniach MR są głównymi zagadnieniami badawczymi. W niniejszym opracowaniu problem nie jest szeroko dyskutowany. Autor pragnie jednak zwrócić uwagę na kilka istotnych zadań jakie powinny być uwzględnione już na etapie projektowania lub konstrukcji urządzenia MR.



Rys. 7. Elementy konstrukcyjne głowicy tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM, wraz z tłoczyskiem

Ważnymi elementami w konstrukcji głowicy tłumika MR jest, wynikający z parametrów elektrycznych urządzenia, dobór odpowiednich parametrów drutu nawojowego cewki, tzn. jego średnicy i długości oraz dobór materiału na rdzeń solenoidu. Przy takim doborze należy pamiętać o ograniczeniach wynikających z faktu nasycania się solenoidu już przy stosunkowo niskich wartościach natężenia prądu. Właściwy dobór materiału na rdzeń solenoidu, obok głównego zadania jakim jest wzmacnianie pola magnetycznego wytwarzanego w uzwojeniu cewki, musi spełniać jeszcze inny ważny warunek jakim jest jego całkowita demagnetyzacja, w chwili zaprzestania dopływu prądu. Zagadnienie to jest bardzo ważne, zarówno ze względu na precyzję sterowania parametrami elektrycznymi jak

również ze względu na wymaganą konieczność powrotu cieczy MR do stanu pierwotnego. Wykonane w PW badania eksperymentalne z wykorzystaniem rdzeni, wykonanych

z różnych gatunków stali, jednoznacznie potwierdziły, iż najkorzystniejszym materiałem jest w tym przypadku, żelazo ARMCO; taki właśnie materiał został wykorzystany do budowy badanego tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM.

3.6. Wybrane ważne problemy eksploatacyjne tłumików MR

Zarówno prowadzone badania eksperymentalne omawianej konstrukcji tłumika A-SiMR-MR-132AD=0,5P-1-AKM, jak i wcześniejsze autorskie opracowania związane z analizą urządzeń MR jednoznacznie pokazują, że jednym z istotnych problemów do rozwiązania, w omawianej sferze badawczej, pozostaje problem nagrzewania się cieczy MR podczas pracy urządzenia. Szczególnie wyraźnie zjawisko to jest obserwowane podczas ciągłej pracy tłumika. Omawiane zagadnienie było badane bardzo szczegółowo na Wydziale SiMR Politechniki Warszawskiej i publikowane, np. w pracach: Bajkowski J. (2004, 2005b), Bajkowski i Dudziak (2004), Bajkowski M. (2004, 2009).

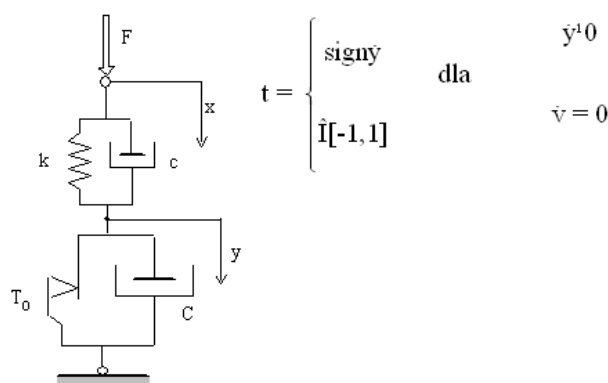
W tłumikach MR, poza warunkami zewnętrznymi określającymi temperaturę otoczenia, istnieją dwa zasadnicze źródła wzrostu ich temperatury. Pierwszym źródłem ciepła opór, płynącego przez cewkę prądu. Powoduje on zamianę energii elektrycznej na ciepło i przekazywanie go, do będących z nią w kontakcie elementów, w tym oczywiście do cieczy MR. Drugim źródłem ciepła są procesy zamiany pracy sił tarcia na energię cieplną.

Przyjmując model reologiczny tłumika MR zaproponowany w pracach: Bajkowski M. (2006), Bajkowski M. i inni (2002, 2005) oraz zamieszczony na tym rysunku 8 przebieg zmian siły tarcia, a także oznaczenia zgodne z rysunkiem 8: $y(t)$ – przemieszczenie tłoka, $Q=Q(t)$ – funkcja temperatury, $Q_0=0$ – warunek początkowy dotyczący temperatury, $F(t)$ – siła zewnętrzna, $\tau(t)P_0(Q(t))$ – opór tarcia oraz C_p – ciepło właściwe cieczy, $CR(q(t))y^2(t)$ – dyssypacja energii, $\tau(t)P_0(q(t))\dot{y}(t)$ – energia cieplna (tarcia), k – współczynnik przewodności cieplnej, – zmiana energii, I – natężenie prądu wywołujące pole magnetyczne, R – elektryczna rezystancja solenoidu, można sformułować następujące równanie ruchu oraz bilansu cieplnego tłumika (Bajkowski M., 2006):

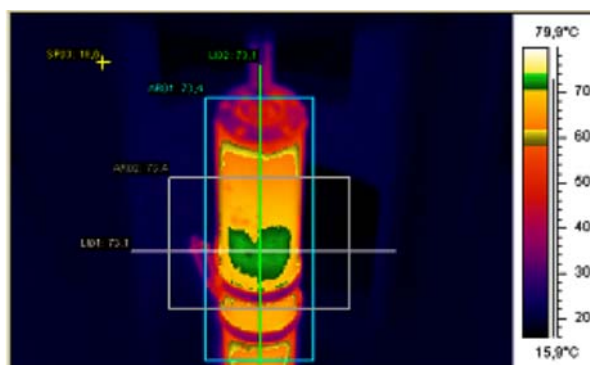
$$\left\{ \begin{array}{l} F(t) = C_R(q(t))\dot{y}(t) + t(t)P_0(q(t)) \\ t = \begin{cases} \text{sgn } \dot{y} & \text{dla } \dot{y} > 0 \\ [-1, 1] & \text{dla } \dot{y} = 0 \end{cases} \\ C_p\dot{q}(t) = I^2R + C_R(q(t))\dot{y}^2(t) + t(t)P_0(q(t))\dot{y}(t) - kq(t) \end{array} \right.$$

Podczas pracy tłumika MR, naturalną konsekwencją zamiany energii oporów tarcia na energię cieplną jest wzrost temperatury cieczy, co oczywiście powoduje wzrost temperatury jego obudowy.

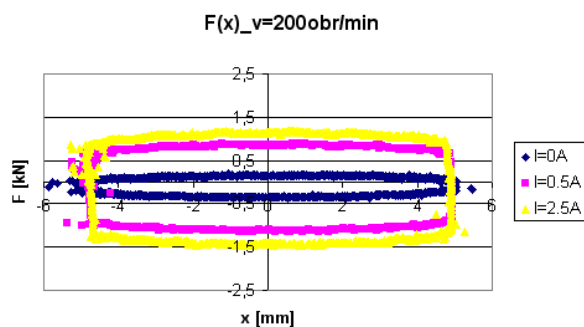
Oporo przepływu cieczy MR przez szczeliny tłumika, a więc także wzrost temperatury cieczy w jego wnętrzu oraz wzrost temperatury obudowy, są wypadkową wielu złożonych i nakładających się na siebie procesów, jakie zachodzą wewnątrz urządzenia podczas jego pracy. Stopień intensywności nagrzewania jest wypadkową wielkości, które określają lub zależą od wielu zjawisk i procesów oraz warunków pracy urządzenia MR; omówiono je m.in. w pracach: Bajkowski i Dudziak (2004), Bajkowski J. (2004), Bajkowski M. (2004). Na rysunku 9 zaprezentowany został rozkład ciepła na powierzchni obudowy badanego tłumika.



Rys. 8. Model reologiczny tłumika i opis siły tarcia (Bajkowski, 2006; Bajkowski i inni, 2005)



Rys. 9. Ilustracja rozkładu temperatury na obudowie badanego tłumika (Bajkowski, 2007)



Rys. 10. Rezultaty badań amortyzatora przy różnych wartościach zasilania solenoidu z uwzględnieniem magnetyzmu

szczątkowego (l. czarna)

Innym ważnym problemem w eksploatacji tłumika jest zagadnienie magnetyzmu szczątkowego. Na rysunku 10 zaprezentowany został przykład rezultatów badań amortyzatora MR, który uwzględnia wpływ zjawiska magnetyzmu szczątkowego. Analiza zamieszczonych przebiegów krzywych wyraźnie pokazuje, iż wpływ oddziaływania magnetyzmu szczątkowego na pracę urządzenia MR jest istotny, a dążenie do jego eliminacji jest jednym z ważnych zadań eksploatatora urządzenia.

Obok takich działań jak właściwy dobór materiału na rdzeń solenoidu sposobem na demagnetyzację głowicy może być również takie sterowanie zasilaniem cewki, aby końcowy fragment przebiegu procesu jej zasilania, powodował to zjawisko poprzez wprowadzenie kilku cykli zmiennych wartości prądu.

4. PODSUMOWANIE

Konieczność ograniczenia pracy nie pozwala na pełną prezentację wszystkich problemów, które wiążą się z prezentowanym jej tematem. Należy zwrócić uwagę jednak na fakt, iż duża prostota konstrukcyjna tłumików MR musi być okupiona koniecznością stosowania bardzo zaawansowanego poziomu technologii zarówno w samej konstrukcji elementów tłumika jak również w kompozycji cieczy MR. W dalszym ciągu wiele problemów zarówno z zakresu badań podstawowych jak i technologicznych pozostaje nierozwiązanych; są one przedmiotem intensywnych prac w wielu ośrodkach naukowych i badawczych. Dotyczą one zarówno zagadnień modelowania i opisu matematycznego zjawisk i właściwości badanych urządzeń jak również wpływu różnych elementów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na wyznaczone charakterystyki pochłaniania i rozpraszania energii. Z naukowego punktu widzenia problemami nieopisanymi pozostają zagadnienia przepływu cieczy przez szczelinę w głowicy tłumika w warunkach zmiennych wartości pola magnetycznego, wpływ temperatury na zmianę własności dyssypacyjnych tłumika, itd.. Sprawą otwartą pozostaje również zagadnienie jakości cieczy MR, nad których udoskonaleniem pracuje wiele ośrodków zwłaszcza w USA oraz w Niemczech.

LITERATURA

1. Bajkowski J. (2004), Analysis of Influence of Some Magnetorheological Damper Parameters on Energy Dissipation and Absorption Properties, *Machine Dynamics Problems*, Vol. 28.
2. Bajkowski J. (2005a), Constructional and Technological Problems in Designing of the Intelligent MR Damper, *XIII Polish-Ukrainian Conference "CAD in Machinery Design" Implementation and Educational Problems*, Ed. Warsaw Univ. of Technology, Jurata oraz Polsko Słowacka Konferencja Rożnow n/Radhostem.
3. Bajkowski J. (2005b), Modelowanie i badania wpływu temperatury na rozpraszanie energii w tłumiku magnetoreologicznym, *Mechanika*, z.1-m.

4. **Bajkowski J.** (2007), Wybrane problemy modelowania, konstrukcji, technologii i eksploatacji cieczy, tłumików i amortyzatorów magneto reologicznych, *Mat. XXIII Sympozjonu PKM*, Rzeszów-Przemyśl.
5. **Bajkowski J., Dudziak B.** (2004), Eksperymentalne badania własności dyssypacyjnych tłumika z cieczą magnetoreologiczną Influence de la température et de la section de transfert du liquide sur les propriétés de dissipation d'énergie de l'amortisseur magnétorhéologique, *XIV Colloque Vibrations Chocs et Bruit*, Ecole Centrale de Lyon 69131 Ecully.
6. **Bajkowski J., M Sofonea., M. Shillor** (2005), Modélisation et étude de l'influence de la grandeur de lumière de la fissure de transfert du liquide sur les propriétés de la dissipation de l'énergie d'un amortisseur magnétorhéologique, *Congres CCCM*, Tunisie.
7. **Bajkowski J., Sofonea M.** (2004), Modélisation, description mathématique et les recherches de l'influence de la grandeur de la fissure de transfert du liquide sur les propriétés de la dissipation de énergie du amortisseur magnétorhéologique, *Mat. De XIV Coll. Vibrations, Chocs et Bruit.*, Lyon.
8. **Bajkowski M.** (2004), Modelowanie i analiza dynamiczna złożonego obiektu mechanicznego, *Mat. XII Seminaire Franco-Polonais de Mécanique*, Varsovie.
9. **Bajkowski M.** (2006), *Analiza wpływu wybranych charakterystyk tłumika magnetoreologicznego na zmianę właściwości dynamicznych modelu obiektu specjalnego*, Praca doktorska, PW, 2006
10. **Bajkowski M.** (2009), Analiza dynamiczna modelu obiektu specjalnego z magnetoreologicznym tłumikiem, *XXIV Sympozjon PKM*, Białystok-Białowieża.
11. **Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Knap L.** (2002), Etudes des amortisseurs magnetorheologiques, *Cahier de Mécanique 1-03; -9^{eme} Sem. Franco-Polonais de Mécanique*, Polytech'Lille.
12. **Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M.** (2005), Etude, modelisation et recherche de la temperature sur la dissipation de l'énergie d'un amortisseur magnetorheologique, *XIII Seminaire Franco-Polonais de Mecanique*, Edition Polytech'Lille.
13. **Dudziak B.** (w opracowniu), *Modelowanie I analiza wybranych procesów dyssypacyjnych w pracy tłumika z cieczą magnetoreologiczną*, Praca doktorska, PW.
14. **Milecki A.** (2001), Investigation and Control of Magneto-Rheological Fluid Dampers, *Machine Tools&Manufacture*, 41.
15. **Milecki A.** (2002), Investigation of Dynamic Properties and Control Method Influences on MR Fluid Dampers 'Performance, *J. of Int. Material Systems and Structures*, Vol. 13, Sage Publications.
16. **Sapiński B.** (2003), *Dynamic Characteristics of on Experimental MR Fluid Damper*, The grant of the State Committee for Scientific Research No8T07B 03520
17. **Skalski P., Woźnica K., Bajkowski J** (2009a), Parameters identification of Bodner-Partom model for fluid in MR damper, *XXIV PKM*, Białystok-Białowieża
18. **Skalski P., Woźnica K., Bajkowski J.** (2009b), Comportement du fluide magnétorhéologique – application au modele viscoplastique de Bodner-Partom, *19-eme Congres Francais de Mécanique*, Marseille.

SIMULATIONS AND TESTS OF ABSORPTION AND DISPERSION PROCESSES IN MR FLUID DAMPERS

Abstract: Presented paper presents some research, structural and operational problems of dampers and shock absorbers designed on the basis of MR fluid. The most important informations related to modelling and mathematical description of selected, characteristic for considered construction, phenomenon are discussed.

MODELOWANIE NUMERYCZNE PARAMETRÓW LOKALNYCH KOMFORTU CIEPLNEGO W POMIESZCZENIU MIESZKALNYM

Aneta BOHOJŁO*, Mirosława KOŁODZIEJCZYK**

*dyplomantka specjalności TCiMPS, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

**Katedra Techniki Ciepłej i Inżynierii Rolniczej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

gedune@wp.pl, mirka@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy wyznaczono parametry lokalne komfortu cieplnego (temperaturę wynikową, wilgotność względną, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, z temperatury podłogi oraz z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg) na podstawie rozwiązania numerycznego nieustalonego zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego w programie ANSYS-CFX. Przedstawiono również ocenę zbieżności otrzymanego rozwiązania numerycznego oraz oszacowanie jego niepewności numerycznej.

1. WPROWADZENIE

Przeciętny człowiek spędza większość swego czasu w pomieszczeniach zamkniętych – biurowych, usługowych, mieszkalnych. Z punktu widzenia jakości życia niezwykle ważną jest więc skuteczna wentylacja pomieszczenia dostarczająca powietrze o właściwych parametrach i zapewniająca efektywne usuwanie zanieczyszczeń biologicznych i chemicznych.

Właściwa ocena stanu wentylacji powinna uwzględniać parametry komfortu cieplnego, opisujące uzyskanie równowagi cieplnej człowieka w wentylowanym pomieszczeniu (Awbi, 2003; Fanger, 1974; Heiselberg i inni, 2008). Parametry komfortu cieplnego zostały podzielone przez normę PN-EN ISO 7730:2006(U) na: globalne, uwzględniające odczucia cieplne człowieka w sposób całościowy, i lokalne, opisujące wpływ poszczególnych składników mikroklimatu pomieszczenia na jego zadowolenie lub niezadowolenie z warunków panujących w bezpośrednim otoczeniu oraz opisujące jego niekorzystne odczucia związane z ich oddziaływaniem na poszczególne części ciała (PN-EN ISO 7730).

Pełna analiza czynników wpływających na zapewnienie warunków komfortu cieplnego obejmuje metabolizm człowieka, temperaturę powierzchni otaczających go przegród, temperaturę, wilgotność względną oraz prędkość powietrza.

Narzędzia numerycznej mechaniki płynów w postaci komercyjnych programów obliczeniowych poszerzyły w znacznym stopniu dotychczasowe możliwości oceny stanu wentylacji pomieszczeń umożliwiając badanie wpływu wielorakich czynników, np. zmiennych warunków klimatycznych, obecności wewnętrznych źródeł ciepła, doboru nawiewników i wywiewników oraz wpływ ich usytuowania na stan wentylacji i warunki komfortu cieplnego już na etapie projektowania budynku (Evola i Popov, 2006; Heiselberg i inni, 2008; Lin i inni, 2007; Stamou i Katsiris, 2006), zmniejszając tym samym koszty niezbędnych badań

i samej inwestycji. Są to jednak narzędzia bardzo wymagające, zarówno pod względem wiedzy procesowej jak i numerycznej, a warunkiem ich konkurencyjności w stosunku do innych metod jest uzyskanie pewności, że rozwiązanie numeryczne z należytą dokładnością odzwierciedla rzeczywiste zjawisko. Konieczne jest więc przeprowadzenie oceny zbieżności rozwiązania numerycznego i oszacowanie ilościowe jego niepewności i/lub jego walidacja doświadczalna (Johnson i inni, 2006; Roache, 1998; Stern i inni, 2001).

Celem niniejszej pracy było opracowanie sposobu modelowania numerycznego parametrów lokalnych komfortu cieplnego z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX na przykładzie wybranego pomieszczenia mieszkalnego wraz z oszacowaniem niepewności numerycznej uzyskanego rozwiązania.

2. WSKAŹNIKI KOMFORTU CIEPLNEGO

Ze względu na różnice osobowe, zarówno biologiczne jak i związane ze stylem życia, wskaźniki komfortu cieplnego muszą uwzględniać rozrzut statystyczny odczuć cieplnych dużych grup ludzkich i są sformułowane w postaci przewidywanej oceny średniej oraz procentu osób niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu.

Najważniejszymi parametrami komfortu globalnego są zaproponowane przez Fangera (1974) i następnie zaakceptowane przez normę PN-EN ISO 7730:2006(U): przewidywana ocena średnia *PMV* (Predicted Mean Vote), wyrażona w skali od -3 do +3 oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych *PPD* (Predicted Percentage of Dissatisfied). Do określenia tych wartości konieczna jest znajomość temperatury powietrza, średniej temperatury promieniowania, prędkości, temperatury i wilgotności powietrza, poziomu metabolizmu człowieka oraz izolacyjności cieplnej jego odzieży.

Wskaźniki komfortu, czy może raczej dyskomfortu lokalnego, zdefiniowane przez normę PN-EN ISO 7730: 2006(U), to m.in.: przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi.

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu *DR* (draught rating), jest opisany wzorem (PN-EN ISO 7730):

$$DR = (34 - t)(v - 0.05)^{0.62} (0.37 v T_u + 3.14), \quad (1)$$

gdzie t oraz v to odpowiednio temperatura [$^{\circ}\text{C}$] i średnia prędkość powietrza [m/s], T_u jest intensywnością turbulencji; wzór (1) obowiązuje w zakresie zmienności parametrów: $t=20^{\circ}\text{C}\div 26^{\circ}\text{C}$, $v<0.5\text{m/s}$ i $T_u=10\%\div 6\%$; dla $v<0.05\text{m/s}$ przyjmuje się $v=0.05\text{m/s}$, natomiast w przypadku uzyskania $DR>100\%$, przyjmuje się wartość $DR=100\%$.

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg *PDV* (percentage of dissatisfied from vertical air temperature difference between head and feet) wyznacza się z zależności (PN-EN ISO 7730):

$$PDV = \frac{100}{1 + e^{(5.76 - 0.856 \Delta t_v)}}, \quad (2)$$

gdzie $\Delta t_v < 8^{\circ}\text{C}$ jest mierzona w pionie różnicą temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg człowieka [$^{\circ}\text{C}$].

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi *PDF* (percentage of dissatisfied caused by warm or cold floor) wyznacza się z wzoru (PN-EN ISO 7730):

$$PDF = 100 - 94 e^{(-1.387 + 0.118 t_f - 0.0025 t_f^2)}, \quad (3)$$

gdzie t_f – temperatura podłogi [$^{\circ}\text{C}$].

Ważnym wskaźnikiem lokalnym komfortu cieplnego jest również wilgotność względna powietrza *RH*, wyznaczana w niniejszej pracy ze wzoru:

$$RH = \frac{\rho}{\rho_m} 100\% \quad (4)$$

ρ – gęstość pary wodnej, ρ_m – gęstość pary wodnej nasyconej.

W literaturze przedmiotu odczucia cieplne człowieka, tzw. temperaturę odczuwalną, opisuje się liczbowo przez określenie m.in. następujących wskaźników temperaturowych:

- standardowej temperatury efektywnej *SET* (Standard Effective Temperature) (Guodong i inni, 2003), będącej funkcją aktywności człowieka, izolacyjności odzieży i warunków środowiska;
- temperatury wynikowej *DRT* (Dry Resultant Temperature) (Awbi, 2003) wyznaczanej ze wzoru:

$$DRT = \frac{t_{mrt} + 3.17 t \sqrt{v}}{1 + 3.17 \sqrt{v}} [^{\circ}\text{C}], \quad (5)$$

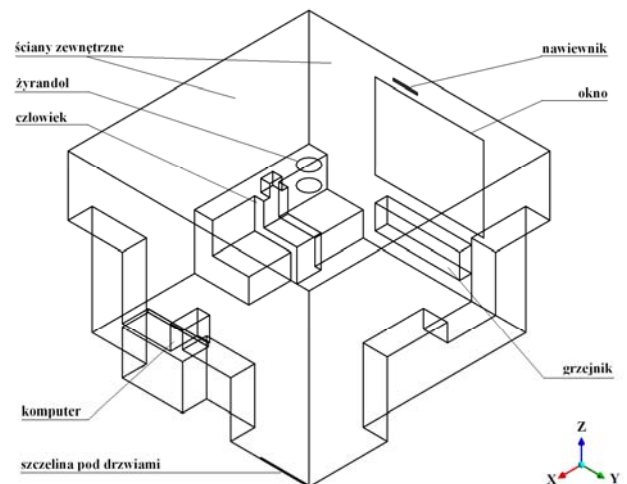
gdzie: t_{mrt} – średnia temperatura promieniowania [$^{\circ}\text{C}$], otrzymywana z prawa Stefana-Boltzmana, t – tempera-

tura [$^{\circ}\text{C}$] i v – prędkość powietrza [m/s]; dla $v < 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ przyjmuje się $DRT = (t_{mrt} + t)/2$.

W niniejszej pracy do oceny komfortu cieplnego w badanym pomieszczeniu wykorzystano wskaźniki lokalne *DR* (1), *PDV* (2), *PDF* (3), *RH* (4) oraz *DRT* (5) po przeprowadzeniu symulacji zagadnienia w programie ANSYS-CFX. Wspomniane wcześniej wskaźniki komfortu globalnego oraz standardowa temperatura efektywna *SET* wymagają określenia temperatury odzieży i z tego powodu są dużo trudniejsze obliczeniowo niż wskaźniki komfortu lokalnego. Ich wyznaczenie nie wchodziło w zakres niniejszej pracy.

3. OPIS POMIESZCZENIA MIESZKALNEGO

Do obliczeń wybrano rzeczywiste pomieszczenie mieszkalne – pokój w domku jednorodzinny, zbudowanym w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku. Geometria pomieszczenia wraz z najważniejszymi elementami została pokazana na rysunku 1, na którym przedstawiono jedynie obszar przepływowy wypełniony czynnikiem roboczym. Kształt większości elementów istotnych w modelowaniu został uproszczony ze względu na konieczność ograniczenia liczby węzłów siatki. Jest to uproszczenie często stosowane w tego typu obliczeniach (Evola i Popov, 2006; Lin i inni, 2007; Stamou i Katsiris, 2006), tylko sporadycznie pojawiają się artykuły naukowe, w których modeluje się geometrię pomieszczenia lub sylwetkę człowieka w sposób bardziej zbliżony do rzeczywistości (Abanto i inni, 2004; Sorensen i Voight, 2003).



Rys. 1. Geometria badanego pomieszczenia

Gabaryty pomieszczenia wynoszą: 4m x 4m x 2.8m. W obliczeniach uwzględniono następujące źródła ciepła: człowiek, grzejnik, komputer oraz żyrandol. Uwzględniono również przenikanie ciepła przez ściany zewnętrzne (rysunek 1) oraz okno. Nie uwzględniano natomiast zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Napływ powietrza z zewnątrz odbywa się przez widoczny na rysunek 1 nawiewnik okienny o wymiarach 40cm x 3cm. Przepływ powietrza (napływ lub wypływ) możliwy jest również przez szczelinę pod drzwiami prowa-

dzącymi do dalszej części mieszkania. Wymiary szczeliny wynoszą: 80cm x 2cm, Do modelowania wybrano parametry powietrza zewnętrznego odpowiadające warunkom zimowemu.

4. MODEL MATEMATYCZNY

Przepływ powietrza w pomieszczeniu opisany jest trzema podstawowymi zasadami bilansowymi mechaniki: zasadą zachowania masy, zasadą zachowania pędu i zasadą zachowania energii.

Różniczkowe postacie tych zasad to:

– równie ciągłości:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0; \quad (6)$$

ρ – gęstość czynnika, $\vec{V}$ – wektor prędkości;

– równie ruchu Naviera-Stokesa:

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{f}, \quad (7)$$

gdzie p - ciśnienie, zaś

$$\tau = \mu \left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right) \quad (8)$$

jest tensorem naprężeń, $\vec{f}$ – jednostkową siłą masową;

– równanie energii:

$$\frac{\partial (\rho h_c)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h_c) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V} \cdot \tau) + \vec{V} \cdot \vec{f} + S_E \quad (9)$$

gdzie $h_c = e + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2$ – entalpia całkowita,

e – energia wewnętrzna, λ – współczynnik przewodzenia, S_E – źródło ciepła.

Równania powyższe muszą być uzupełnione o odpowiednie równania konstytutywne, warunki początkowe i brzegowe.

Rozwiązanie przedstawionego układu równań z równaniami ruchu Naviera-Stokesa, czyli przeprowadzenie obliczeń DNS, wymagających bardzo gęstych siatek obliczeniowych, jest dla większości zagadnień praktycznych niemożliwe z powodu ograniczonej mocy dzisiejszych komputerów. W obliczeniach praktycznych wykorzystuje się najczęściej metodę Reynoldsa uśredniania zmiennych względem czasu prowadzącą do równań RANS. Równania RANS muszą być uzupełnione o model turbulencji. W niniejszej pracy zastosowano model turbulencji k-ε w formie zmodyfikowanej RNG, szeroko stosowany w tego typu obliczeniach (Heiselberg i inni, 2008).

Program ANSYS-CFX rozwiązuje zagadnienia cieplno-przepływowe opisane równaniami RANS metodą objętości kontrolnych wykorzystując funkcje kształtu do przybliżenia wartości zmiennych w obrębie objętości kontrolnej.

5. MODELOWANIE NUMERYCZNE

Modelowanie numeryczne z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX wymaga utworzenia siatki obliczeniowej, określenia parametrów fizycznych czynnika roboczego, wyboru rodzaju symulacji, modelu zjawisk fizycznych oraz modelu turbulencji wraz z doбором parametrów liczbowych, określenia warunków początkowych i brzegowych, doboru parametrów rozwiązania, przeprowadzenia obliczeń oraz oszacowania niepewności numerycznej rozwiązania.

Czynnikiem roboczym było powietrze wilgotne, modelowane mieszaniną powietrza suchego traktowanego jako gaz doskonały i pary wodnej. Parametry pary wodnej pobrano z wbudowanej w ANSYS-CFX biblioteki IAPWS IF97. Dodatkowo rozróżniono powietrze „stare”, znajdujące się w pomieszczeniu i powietrze „świeże”, napływające z zewnątrz. W rezultacie czynnik roboczy był mieszaniną powietrza starego, powietrza świeżego i pary wodnej. Takie rozróżnienie rodzajów powietrza w mieszaninie pozwoliło na łatwą analizę postprocesorową napływu powietrza z zewnątrz. Model fizyczny przepływu uwzględniał oddziaływanie grawitacyjne Ziemi ze względu na wagę konwekcji naturalnej w badanym zagadnieniu. Określenie parametrów komfortu cieplnego wymagało wyznaczenia średniej temperatury promieniowania; w modelu fizycznym procesie zastosowano model promieniowania Discrete Transfer polecany przez dokumentację ANSYS-CFX do tego typu obliczeń.

Na podstawie wstępnych testów obliczeniowych oszacowano, że założoną zbieżność obliczeń, na poziomie zbieżności iteracyjnej RMS nie większej niż 10⁻⁴, można osiągnąć wyłącznie w wyniku symulacji nieustalonej. W obliczeniach nieustalonych zastosowano 5 pętli wewnętrznych w każdym kroku czasowym równym we wszystkich prezentowanych obliczeniach $\Delta t = 0.05s$.

Symulację podzielono ostatecznie na dwa etapy. Etap pierwszy stanowiła symulacja nieustalona konwekcji naturalnej wywołanej przez nagłe „włączenie” wewnętrznych źródeł ciepła: komputera (150W), grzejnika (700W), żyrandola (150W), z uwzględnieniem wpływu człowieka, w pierwotnie jednorodnym temperaturowo (20°C) i nieruchomym powietrzu o wilgotności względnej 40%. Człowiek odpoczywający na siedząco generuje strumień ciepła (85W) oraz pary wodnej (41 g/h) [6]. W obliczeniach uwzględniono przenikalność ścian zewnętrznych ze współczynnikiem przenikania dla budynków budowanych w latach 1976÷1983 równym 1,163 W/(m²K) a wyznaczonym wg normy PN-74/B03404. Uwzględniono również przenikalność cieplną okna ze współczynnikiem przenikania 1,1 W/(m²K). Ciśnienie odniesienia wynosiło 0.1MPa. Założono temperaturę na zewnątrz równą -5°C. Drzwi do pomieszczenia były zamknięte, przepływ powietrza możliwy był jedynie przez szczelinę pod drzwiami (rysunek 1) przy ciśnieniu względnym 0Pa. Powietrze napływające z dalszej części mieszkania miało temperaturę 20°C i wilgotność względną 40%.

W etapie drugim, po upływie 10 s od „uruchomienia” źródeł ciepła, został otwarty nawiewnik okienny, umożliwiając tym samym napływ powietrza z zewnątrz o parametrach: -5°C i wilgotności względnej 100%. Napływ powie-

trza odbywał się ze stałą prędkością 0.3 m/s, normalną do powierzchni wlotu.

W obliczeniach zastosowano model turbulencji RNG k- ϵ ze skalowalną funkcją ścianki; założono przy tym intensywność turbulencji równą 5%.

6. OCENA ZBIEŻNOŚCI ROZWIĄZANIA NUMERYCZNEGO

Warunkiem koniecznym zbieżności rozwiązania numerycznego jest osiągnięcie wystarczającej zbieżności iteracyjnej określonej zwykle jako zmniejszenie wartości znormalizowanego residuum dla każdego z rozwiązywanych równań bilansowych o przynajmniej trzy rzędy wielkości (ANSYS-CFX; Freitas, 2002; Johnson i inni, 2006). W badanym zagadnieniu obliczeniowym nie udało się osiągnąć zbieżności residualnej na poziomie RMS poniżej 10^{-4} w symulacji ustalonej. Z tego powodu zdecydowano się na wykonanie czasochłonnych obliczeń nieustalonych, w trakcie których taką zbieżność iteracyjną uzyskano dla wszystkich rozwiązywanych równań. Przebieg symulacji nieustalonej przedstawiono w punkcie poprzednim.

Pełne zbadanie zbieżności rozwiązania zagadnienia nieustalonego wymaga oceny niepewności numerycznej spowodowanej zarówno dyskretyzacją w przestrzeni jak i krokiem czasowym. W przypadku stosowania niestrukturalnych siatek przestrzennych zaleca się w literaturze przedmiotu (ANSYS-CFX; Johnson i inni, 2006; Roache, 1998) wykonanie obliczeń dla trzech siatek o sukcesywnie rosnącym stopniu zagęszczenia oraz dla przynajmniej dwóch różnych kroków czasowych dla każdej z siatek, a następnie przeprowadzenie oceny zbieżności siatkowej dla istotnych procesów globalnych funkcji wynikowych ϕ . W niniejszej pracy ograniczono się do zbadania jedynie zbieżności numerycznej rozwiązania spowodowanej dyskretyzacją w przestrzeni i obserwacją jak wynikowa niepewność numeryczna zmienia się w czasie przebiegu symulacji. Badanie zbieżności rozwiązania przeprowadzono do osiągnięcia $t = 60$ s. Krok czasowy był stały i równy $\Delta t = 0.05$ s. W oszacowaniu niepewności rozwiązania numerycznego zastosowano procedury stosowane w obliczeniach numerycznych reaktorów jądrowych i opisanych w zaleceniach Idaho National Laboratory (Johnson i inni, 2006).

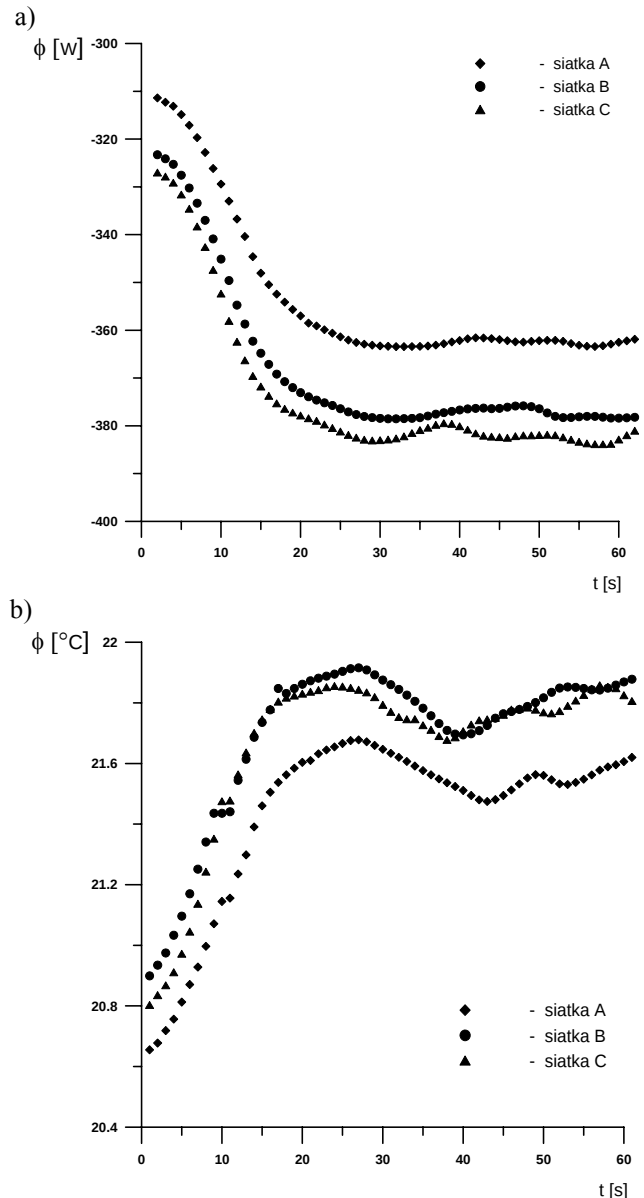
Siatki obliczeniowe stosowane w niniejszej pracy utworzono w środowisku ANSYS-Workbench z niestrukturalnych elementów czworosiennych. Przetestowano trzy siatki obliczeniowe: siatkę A o najmniejszej gęstości (liczba węzłów $N_3 = 64215$), siatkę średniej gęstości B (liczba węzłów $N_2 = 128660$) i siatkę C o największej gęstości (liczba węzłów $N_1 = 205867$).

Średni liniowy rozmiar objętości kontrolnej „i-tej” siatki wyznaczono z zależności:

$$h_i = \left(\frac{1}{N_i} \sum_{j=1}^{N_i} (\Delta V_j) \right)^{1/3}, \quad (10)$$

gdzie: $\sum_{j=1}^{N_i} (\Delta V_j)$ jest całkowitą objętością badanego pomieszczenia, N_i liczbą objętości kontrolnych „i-tej” siatki. Wyniósł on odpowiednio: $h_3 = 0.0863$ m, $h_2 = 0.0684$ m

i $h_1 = 0.0585$ m. Stosunek średnich wymiarów liniowych był równy $r_{31} = h_3/h_1 = 1.475$, $r_{21} = h_2/h_1 = 1.169$, $r_{32} = h_3/h_2 = 1.261$.



Rys. 2. Zależność funkcji wynikowych ϕ od czasu dla siatek A, B i C, a) ϕ – ciepło tracone w jednostce czasu przez ścianki zewnętrzne [W]; b) ϕ – temperatura DRT [°C] w bezpośrednim otoczeniu człowieka

Jako wielkości wynikowe ϕ , na podstawie których badano globalną zbieżność siatkową, uznano ilość ciepła przenikającą w jednostce czasu przez ściany zewnętrzne (rysunek 1) oraz temperaturę DRT (5), średnią w objętości kuli o współrzędnych środka (1,1,1) i promieniu 1m, czyli w bezpośrednim otoczeniu człowieka. Wielkości te wyznaczono w Postprocesorze ANSYS-CFX. Rysunki 2a i b przedstawiają zmienność obu parametrów z upływem czasu dla siatek A, B i C.

Badanie zbieżności rozwiązania wymaga określenia jej rodzaju. Informację tę uzyskuje się na podstawie wartości stosunku (Franke i Frank, 2008):

$$R = \varepsilon_{21} / \varepsilon_{32} \quad (11)$$

gdzie

$$\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2, \quad \varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1; \quad (12)$$

gdzie ϕ_i – oznacza rozwiązanie uzyskane na „ i -tej” siatce.

Rzeczywisty rząd zbieżności p rozwiązań ϕ , określono z równania (Johnson i inni, 2006):

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right|, \quad (13a)$$

gdzie

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right), \quad s = 1 \cdot \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right). \quad (13b)$$

W przypadku ciepła traconego przez ściany zewnętrzne stosunek R (11) był w całym badanym zakresie czasu większy od zera i mniejszy od jedności, co wskazuje na zbieżność monotoniczną tej wielkości. Rzeczywisty rząd zbieżności p zawierał się w granicach od 1.4 do 7.3 (średnio 3.8). Bardzo duży rząd zbieżności p rozwiązania sugeruje, że rozwiązanie znajduje się w zakresie zbieżności monotonicznej, lecz nie asymptotycznej, ponieważ rząd p nie zgadza się z formalnym rzędem metody (do rozwiązania zastosowano schemat „high resolution” drugiego rzędu dokładności (ANSYS-CFX)).

Dla temperatury DRT w bezpośrednim otoczeniu człowieka stosunek R miał w przeważającej części (75%) ułamkową wartość ujemną, wskazującą na zbieżność oscylacyjną. W 25% chwilach czasowych wartość R wskazywała na zbieżność monotoniczną. Zakres p wynosił $3.9 \div 10.1$. Autorzy procedur stosowanych w Idaho National Laboratory (Johnson i inni, 2006) wyznaczają dla rozwiązania oscylacyjnego zarówno rząd zbieżności, jak i pozostałe rodzaje błędów. Niektórzy badacze, np. Franke i Frank (2008), sugerują za Eca i Hoekstra oszacowanie niepewności dla zbieżności oscylacyjnej poprzez podanie przedziału estymacji $3\max(|\varepsilon_{32}|, |\varepsilon_{21}|)$, bez wyznaczania błędu względnego, o ile rząd zbieżności p nie przekroczył 8. W niniejszych obliczeniach p było dla temperatury DRT większe niż 8 jedynie w pojedynczych chwilach czasowych.

Następnie wyznaczono błędy względne (Johnson i inni, 2006):

$$e_a^{32} = \left| \frac{\phi_2 - \phi_3}{\phi_2} \right|, \quad e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right|, \quad e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (14)$$

gdzie wartość:

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2) / (r_{21}^p - 1) \quad (15)$$

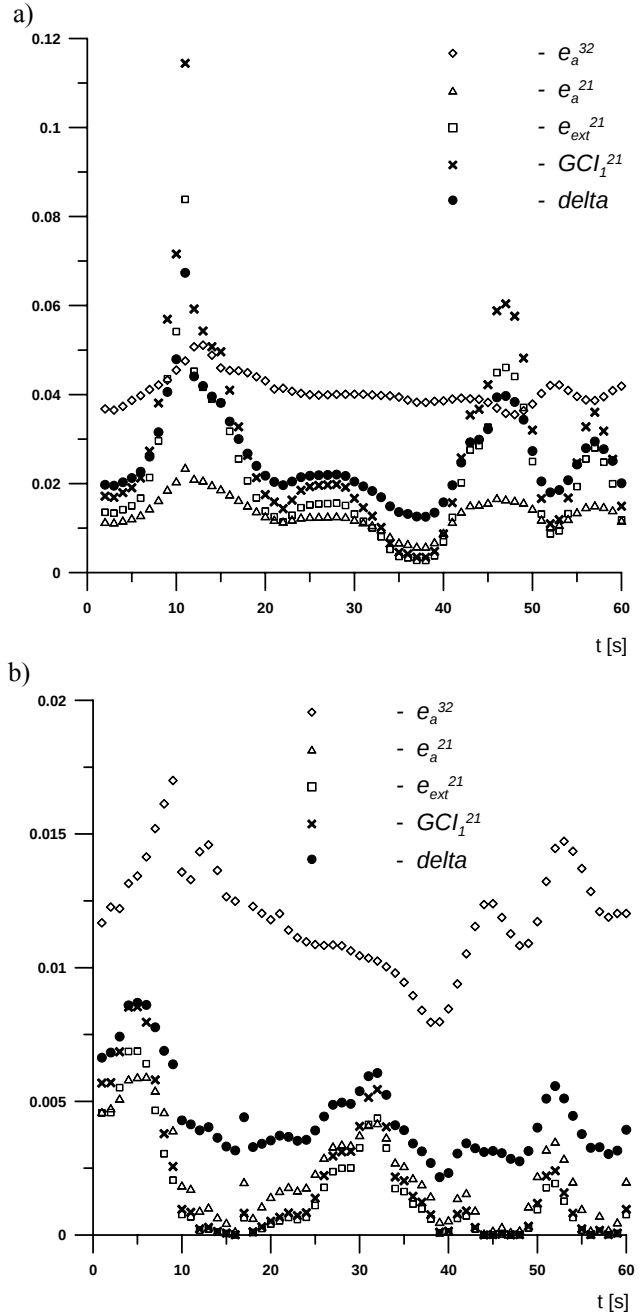
jest otrzymana z ekstrapolacji Richardsona poprawioną wartością rozwiązania ϕ_1 .

Wyznaczono również wskaźnik zbieżności siatkowej GCI_1^{21} (Roache, 1998) dla rozwiązania na siatce o największej gęstości:

$$GCI_1^{21} = \frac{F_s e_a^{21}}{r_{21}^p - 1}, \quad (16)$$

ze współczynnikiem bezpieczeństwa $F_s=1.25$, zalecanym przez Johnsona i innych (2006).

Z otrzymanych wyników wyznaczono sugerowaną przez Johnsona i innych (2006) niepewność δ rozwiązania ϕ jako wartość średnią z e_a^{32} , e_a^{21} , e_{ext}^{21} (14) oraz GCI_1^{21} (16).



Rys. 3. Wykresy błędów e_{a32} , e_{a21} , e_{ext21} , GCI_{121} oraz niepewności średniej δ w funkcji czasu dla: a) ciepła przenikającego przez ściany zewnętrzne; b) temperatury DRT w bezpośrednim otoczeniu człowieka

Rysunek 3a przedstawia wykresy błędów względnych e_a^{32} , e_a^{21} , e_{ext}^{21} (14), wskaźnika GCI_1^{21} (16) oraz niepew-

ności średniej δ dla ciepła przenikającego przez ściany zewnętrzne pomieszczenia. Analogiczne wartości dla temperatury DRT przedstawiono na rysunek 3b.

Z analizy błędów obliczeniowych wynika, że niepewność δ utrzymuje się na poziomie poniżej 7% dla ciepła traconego przez ścianki i 1% dla temperatury DRT . Największą wartość błędów rozwiązanie osiąga dla $t=10s$, czyli w chwili skokowego otwarcia nawiewnika. W tym momencie obliczeń (początek drugiego etapu symulacji) wartość średnia residuum rosła skokowo powyżej $RMS 10^{-3}$, po czym szybko malała do wartości mniejszej niż 10^{-4} dla wszystkich rozwiązywanych równań. W przeważającej większości chwil czasowych niepewności obliczeniowe są zdecydowanie mniejsze. Średnia wartość niepewności δ dla badanego odcinka czasu wyniosła dla ciepła traconego przez ścianki zewnętrzne 2.6% i 0.44% dla temperatury DRT . Wskaźnik zbieżności siatkowej GCI_1^{21} osiągnął wartość średnią 2.7% dla ciepła i 0.2% dla temperatury DRT . Odpowiednie średnie wartości wskaźnika GCI_2^{32} dla siatki pośredniej B wyniosły 4.5% dla ciepła i 0.4% dla DRT . Ostrzejsza ocena niepewności rozwiązania oscylacyjnego prowadząca do podania jedynie przedziału estymacji $3\max(|\varepsilon_{32}|, |\varepsilon_{21}|)$, stosowana w pracy Franke i Frank (2008), wskazuje, że temperatura DRT została wyznaczona ze średnią w badanym przedziale czasu dokładnością $\pm 0.77^\circ C$.

W obliczeniach praktycznych ocena, jaka w danym przypadku powinna być dopuszczalna niepewność wyznaczenia temperatury odczuwalnej, zależy od założonego dopuszczalnego procentu osób niezadowolonych. Im większe są wymagania co do komfortu cieplnego w projektowanym pomieszczeniu, tym większa musi być dokładność symulacji numerycznej. Heiselberg i inni (2008) podają, że przy wymaganych 20% PPD w warunkach zimowych, temperatura powinna być wyznaczona z dokładnością $\pm 3.9^\circ C$. Zwiększenie wymagań odnośnie PPD do 10% oznacza konieczność wyznaczenia temperatury z dokładnością co najmniej $\pm 2.3^\circ C$. W leczie, ze względu na lepszą odzież, wymagania, co do zakresu temperatury spełniającej podane warunki, są ostrzejsze.

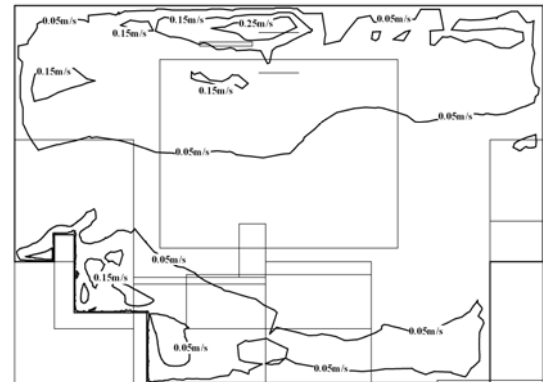
7. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ I PODSUMOWANIE

Do ostatecznych obliczeń wybrano siatkę B o średniej liczbie węzłów $N_2=128660$, godząc się z możliwością wystąpienia większej wartości błędów numerycznych. Szczegółowy opis sposobu symulacji przedstawiono w punkcie 5. Ze względu na czasochłonność obliczeń symulację przerwano w chwili $t=175s$ nie uzyskując jeszcze stanu ustalonego. Do prezentacji wyników obliczeń wybrano dwie chwile $t=60s$ i $t=175s$.

W badanym odcinku czasu przepływ powietrza w pomieszczeniu, zwłaszcza w pobliżu okna, pomimo niewielkich wartości prędkości, miał charakter bardzo dynamiczny. W ciągu pierwszych 10s w początkowo jednorodnym temperaturowo i nieruchomym powietrzu ponad wewnętrznymi źródłami ciepła tzn. grzejnikiem, komputerem, żyrandolem i człowiekiem wytworzyły się prądy konwekcyjne poruszające się ku górze w kierunku sufitu. Najbardziej

intensywny był strumień unoszenia ponad grzejnikiem w płaszczyźnie okna.

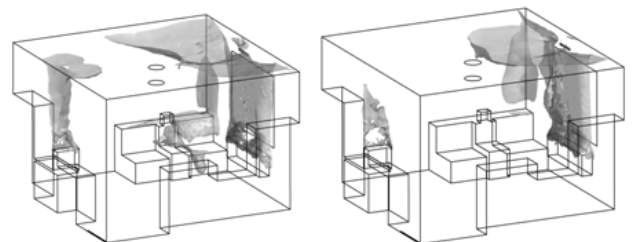
a)



b)



Rys. 4. Izolinie prędkości w płaszczyźnie $x = 1m$, przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka, dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

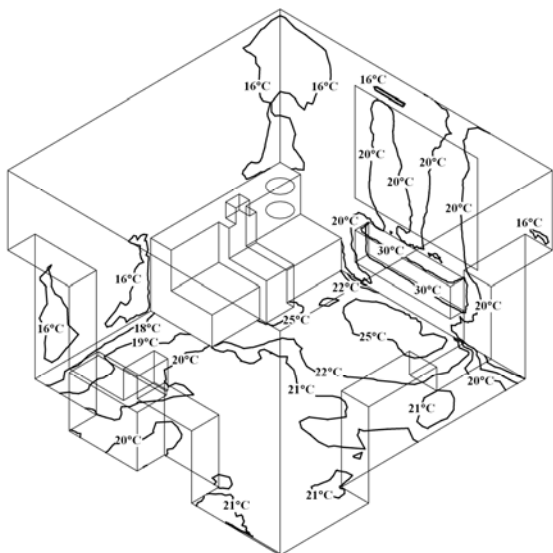


Rys. 5. Powierzchnie stałej wartości wskaźnika $DR = 3\%$ (DR – przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu) dla a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

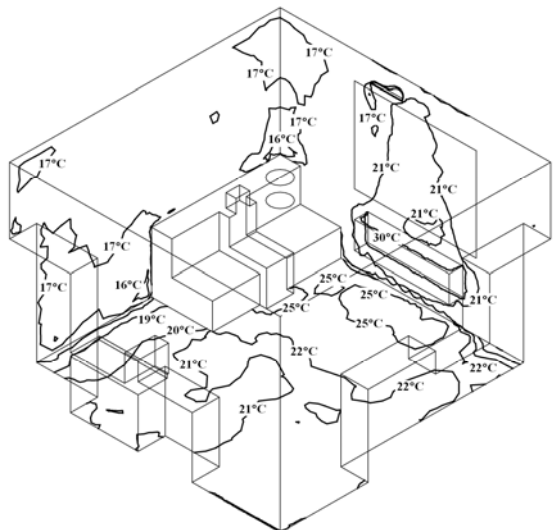
Otwarcie nawiewnika spowodowało napływ zimnego powietrza. Stosunkowo silny prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna, poruszający się ku górze, spowodował zawrowanie powietrza napływającego z zewnątrz. W rezultacie ponad nawiewnikiem w pobliżu sufitu uformował się wir chłodnego powietrza o rozmiarach i zachowaniu zmieniającymi się w sposób bardzo intensywny. Zimne powietrze, ogrzane w zetknięciu z ciepłym prądem konwekcyjnym, poruszało się z nawiewnika w kierunku sufitu, płynęło w kierunku naroża pokoju po lewej stronie okna i dalej w dół po ścianie w kierunku miejsca odpoczynku człowieka lub spływało bezpośrednio w dół po oknie. Jego

ruch w decydującym stopniu kształtował wartości parametrów komfortu cieplnego. Ze względu na trudności związane z czytelnym przedstawieniem wyników pól wektorowych prędkości, zdecydowano się jedynie na pokazanie na Rys.4 konturów prędkości w wybranej płaszczyźnie przez miejsce odpoczynku człowieka. Pomimo oddalenia płaszczyzny od okna przemieszczenie się wiru powietrza jest wyraźnie widoczne.

a)



b)



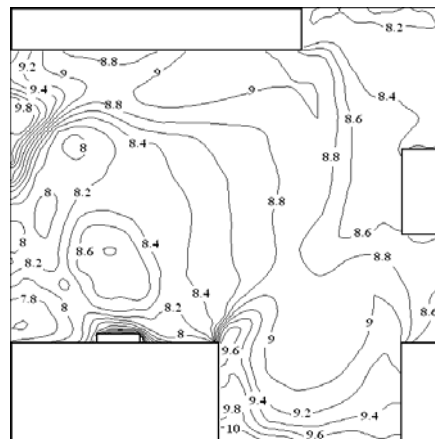
Rys. 6. Izotermy na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia dla: a) $t=60s$; b) $t=175s$

Największą prędkość przepływu do około 0.85 m/s otrzymano na powierzchni okna, w wyniku działania prądów konwekcyjnych spowodowanych oddziaływaniem grzejnika. Prędkość powietrza w szczelinie pod drzwiami wynosiła ok. 0.4m/s. Prędkość powietrza w rejonie przebywania człowieka była niewielka i mniejsza od dopuszczalnej 0.2÷0.3m/s. Z tego względu współczynnik przeciągu DR osiągał w całym pomieszczeniu wartości równe ok. 1%. Rysunek 5 przedstawia powierzchnie stałej wartości

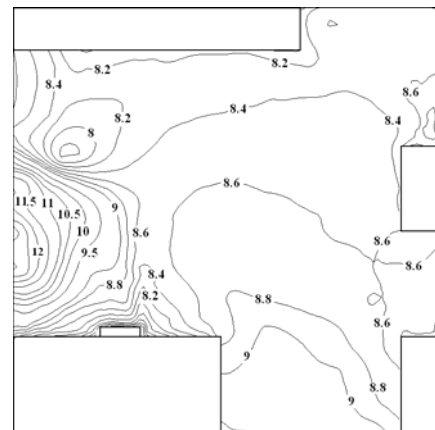
wskaźnika $DR=3\%$. Powierzchnie te ograniczają obszary o wartości przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z przeciągu większej niż 3% od reszty pomieszczenia. Maksymalna jego wartość występuje na oknie, w okolicy najbardziej intensywnych prądów konwekcyjnych oraz w pobliżu nawiewnika i osiąga wielkość rzędu 10÷25 %.

Charakter przepływu powodował, że bezwzględne zmiany innych parametrów przepływu również były niewielkie. Ciśnienie zmieniało się w granicach $-0.0023 \div 1.69 Pa$ w stosunku do ciśnienia odniesienia 0.1MPa. Temperatura powietrza zawierała się w granicach od $-5^{\circ}C$ na powierzchni wlotu w nawiewniku do wartości ok. $50^{\circ}C$ ponad grzejnikiem, żyrandolem oraz w strumieniu konwekcyjnym nad komputerem.

a)

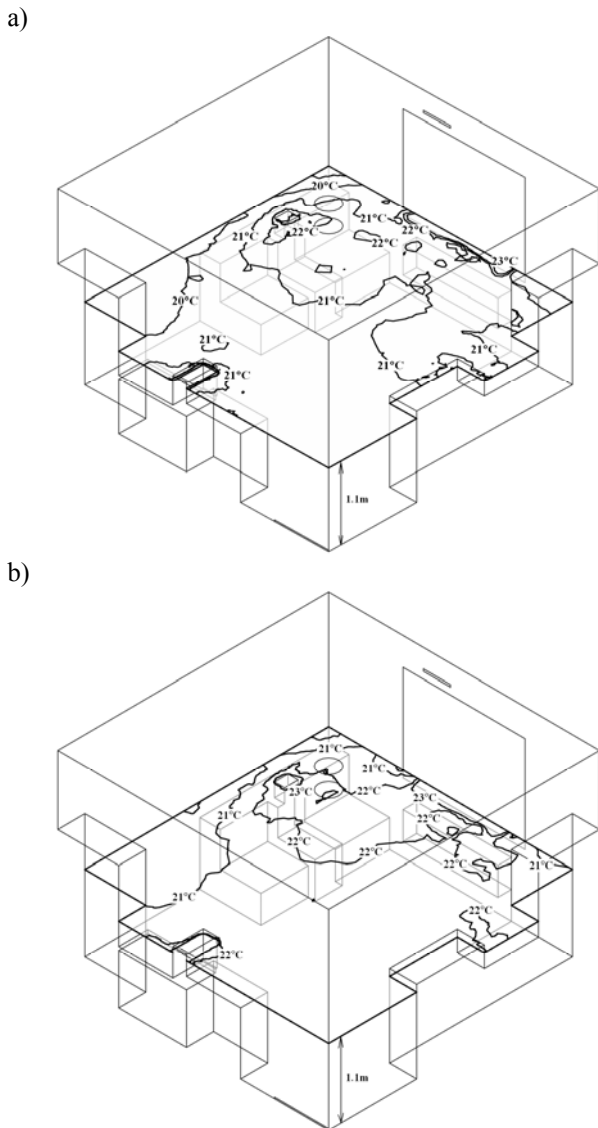


b)



Rys. 7. Izolinie wskaźnika PDF (przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z temperatury podłogi) dla: a) $t=60s$; b) $t=175s$

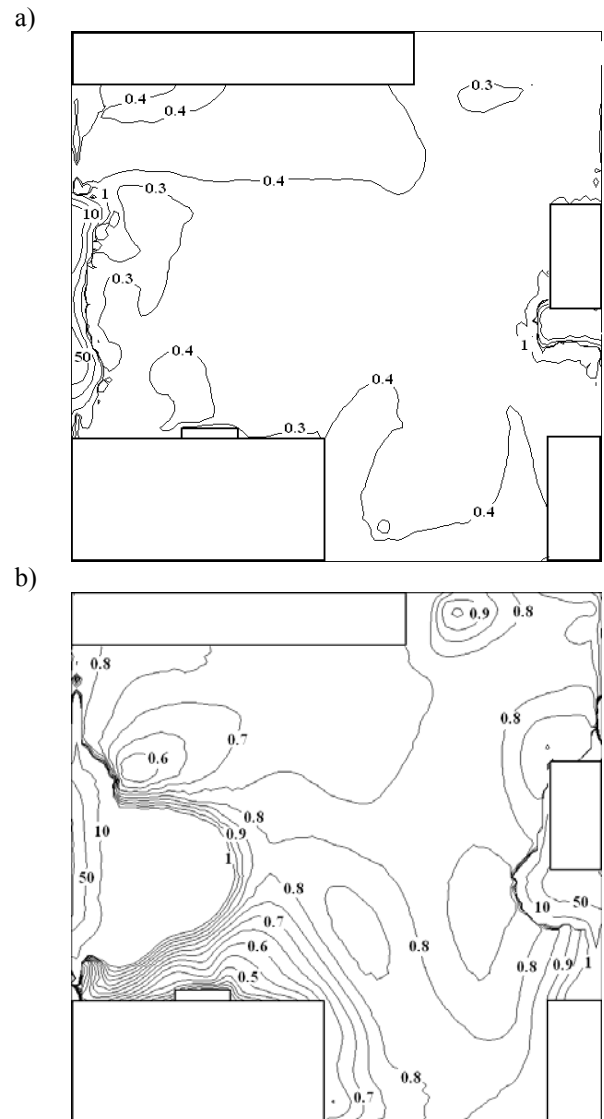
Na rysunku 6 przedstawiono izotermy na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia. Wraz z upływem czasu temperatura podłogi nieco wzrasta w pobliżu grzejnika, co miało wpływ na widoczny w tym rejonie wzrost przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z temperatury podłogi PDF (rysunek 7), który w pozostałej części pomieszczenia był stały i zawierał się w granicach 8÷9%. Na skutek działania wewnętrznych źródeł ciepła nieco wzrasta również temperatura ścian zewnętrznych i okna.



Rys. 8. Izolinie temperatury wynikowej DRT na płaszczyźnie równoległej do podłogi i oddalonej od niej o 1.1m dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Rysunek 8 prezentuje izolinie temperatury wynikowej DRT w płaszczyźnie równoległej do podłogi i oddalonej od niej o 1.1m, czyli na poziomie głowy siedzącego człowieka. Z upływem czasu temperatura odczuwalna nieco wzrasta, zwłaszcza w strefie częstego przebywania człowieka, głównie na skutek oddziaływania wewnętrznych źródeł ciepła. Warunki komfortu cieplnego nieco się pogarszają, ponieważ DRT dla $t=175s$ przekracza zalecane w warunkach zimowych wartości $20\div 22\text{ }^{\circ}\text{C}$.

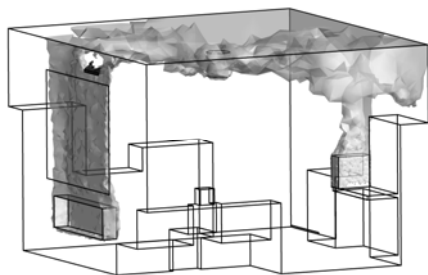
Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury między głową a kostkami nóg PDV wyznaczono dla osób siedzących, zakładając poziom kostek $z=0.1m$ i poziom głowy $z=1.1m$. Z rozkładów wskaźnika PDV, przedstawionego na rysunku 9 wynika, że odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg jest niewielki i zawiera się w przeważającej części pomieszczenia poniżej 1%. Wraz z upływem czasu nieco wzrasta w pobliżu grzejnika i komputera, czyli w obszarach, gdzie pobyt człowieka jest fizycznie niemożliwy.



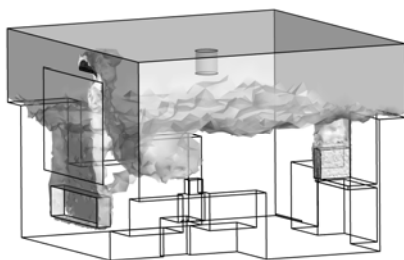
Rys. 9. Izolinie wskaźnika PDV (przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg) dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Z przedstawionych wyników obliczeń wynika, że najistotniejszy wpływ na komfort cieplny w badanym pomieszczeniu ma wielkość wewnętrznych źródeł ciepła, których oddziaływanie powoduje, że wraz z upływem czasu komfort cieplny w pomieszczeniu nieco się pogarsza, co można określić zarówno na podstawie zmian w rozkładach temperatury DRT (rysunek 8), jak i wskaźników PDF (rysunek 7) i PDV (rysunek 9). Jedynie współczynnik przeciągu DR (rysunek 5) maleje nieco z upływem czasu. Grzanie spowodowane wewnętrznymi źródłami ciepła oraz wywołane przez nie prądy konwekcyjne powodują również powiększanie się obszarów o niekorzystnie niskiej z punktu widzenia samopoczucia człowieka wilgotności względnej RH, mniejszej niż 40%, co można zaobserwować na podstawie rozkładów przedstawionych na rysunku 10. Niewielki napływ powietrza zewnętrznego o niskiej temperaturze i wilgotności $RH=100\%$ nie jest w stanie zachować założonej w warunkach początkowych wilgotności względnej $RH=40\%$.

a)



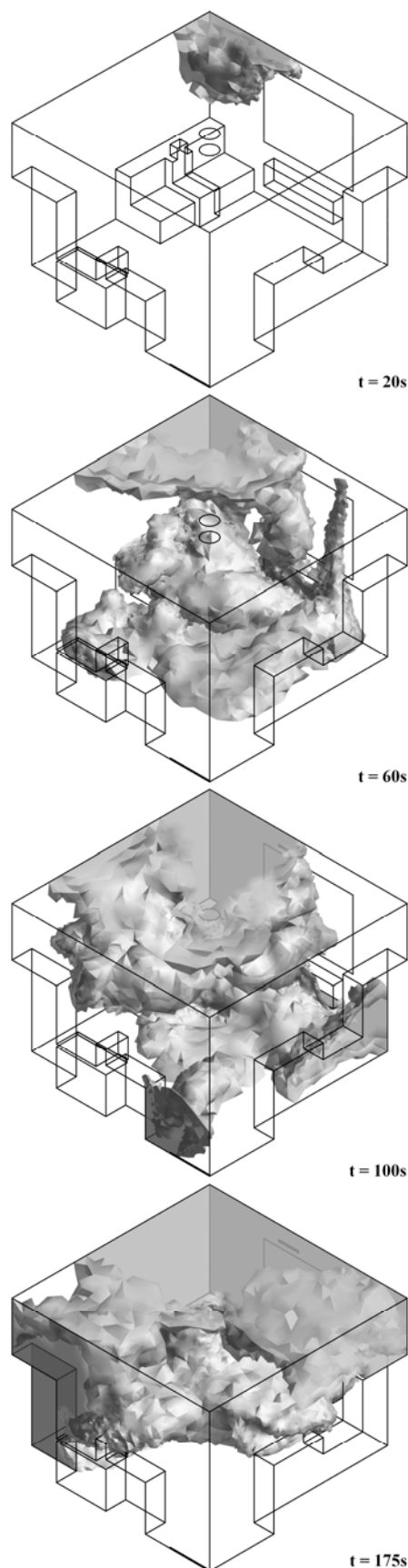
b)



Rys. 10. Wykresy obrazujące objętości o wilgotności względnej $RH \geq 60\%$ (kolor czarny) oraz $RH \leq 40\%$ (kolor szary) dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Rysunek 11 przedstawia wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0.01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie $t = 20, 60, 100$ i $175s$. Obrazuje więc rozprzestrzenianie się powietrza zewnętrznego, które wypływając z nawiewnika kieruje się w stronę naroża pokoju pomiędzy oknem a siedzącym człowiekiem, spływa w dół, częściowo unoszone jest przez prąd konwekcyjny nad grzejnika i porusza się ku górze po oknie w kierunku sufitu. Po czasie $t = 175s$ jedynie w 56% objętości pomieszczenia znajduje się powietrze o udziale masowym 0.01 powietrza świeżego. Jedynie 0.6% objętości pomieszczenia (tuż przy nawiewniku) zawiera 10% udział powietrza zewnętrznego, tak więc efektywność tego rodzaju wentylacji jest niewielka. Dzięki zastosowaniu w modelu fizycznym czynnika roboczego podziału na powietrze „wewnętrzne” i „zewnętrzne”, możliwe stało się łatwe zwizualizowanie rozprzeczania się powietrza świeżego w pomieszczeniu i obserwacja jego rozprzeczania się.

Celem niniejszej pracy było modelowanie numeryczne zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego z oceną komfortu cieplnego wyrażonego za pomocą wskaźników lokalnych. Modelowanie numeryczne pozwala na względnie szybkie zbadanie wpływu rodzaju wentylacji na komfort cieplny w pomieszczeniu mieszkalnym. Próbę takich obliczeń podjęto w pracy Bohojło (2008). Komercyjne programy obliczeniowe, typu zastosowanego w niniejszej pracy programu ANSYS-CFX będą coraz częściej wykorzystywane jako normalne narzędzia pracy inżynierów. Są szybkim i pewnym narzędziem obliczeniowym, pod warunkiem wypracowania sposobu właściwego modelowania badanego zjawiska oraz jakościowej i ilościowej oceny dokładności rozwiązania numerycznego. Na jakość uzyskanego rozwiązania ma duży wpływ użyta do obliczeń liczba węzłów siatki, a więc dostęp do dobrej jakości sprzętu komputerowego.



Rys. 11. Wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0.01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie $t = 20, 60, 100$ i $175s$

LITERATURA

1. **Abanto J., Barrero D., Reggio M., Ozell B.** (2004), Airflow modeling in a computer room, *Building and Environment*, 39, 1393-1402.
2. ANSYS-CFX Release 11.0: Theory, 2006.
3. **Awbi H. B.** (2003), *Ventilation of Buildings*, Taylor&Francis.
4. **Bohøjlo A.** (2008), *Modelowanie systemu wentylacji pomieszczeń z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX, praca dyplomowa*, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, TCiMPS.
5. **Evola G., Popov V.** (2006), *Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings*, *Energy and Buildings* 38, 491-501.
6. **Fanger O.** (1974), *Komfort cieplny*, Wyd. Arkady, Warszawa.
7. **Franke J., Frank W.** (2008), Application of generalized Richardson extrapolation to the computation of the flow across an asymmetric street intersection, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 1616-1628.
8. **Freitas C. J.** (2002), The issue of numerical uncertainty, *Applied Mathematical Modelling*, 26, 237-248.
9. **Guodong Y., Changzi Y., Yuoming C., Yuguo L.** (2003), A new approach for measuring predicted mean vote (PMV) and standard effective temperature (SET), *Building and Environment*, 38, 33-44.
10. **Heiselberg P., Murakami S., Roulet C. A.** (2008), Ventilation of Large Spaces in Buildings, Analysis and prediction technics, *Energy Conservation in Buildings and Community Systems*, I EA Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures.
11. **Johnson R. W., Schultz R. R., Roache P. J., Celik I. B., Pointer W. D., Hassan Y. A.** (2006), *Processes and procedures for Application of CFD to Nuclear Reactor Safety Analysis*, Idaho National Laboratory.
12. **Lin Z., Chow T. T., Tsang C. F.** (2007), Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building, *Building and Environment*, 42, 1335-1347.
13. **PN-EN ISO 7730:2006(U)**: Ergonomia środowiska termicznego, Analityczne wyznaczanie i interpretacja komfortu termicznego z zastosowaniem obliczania wskaźników PMV i PPD oraz kryteriów lokalnego komfortu termicznego.
14. **Roache P. J.** (1998), *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, Hermosa Publishers.
15. **Sørensen D. N., Voigt L. K.** (2003), Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics, *Building and Environment*, 38, 753-762.
16. **Stamou A., Katsiris I.** (2006), Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer, *Building and Environment*, 41, 1171-1181.
17. **Stern F., Wilson R. V., Coleman H. W., Paterson E. G.** (2001), Comprehensive Approach to Verification and Validation of CFD Simulations –Part 1: Methodology and procedures, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, 793-802.

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF LOCAL THERMAL COMFORT FACTORS IN A HABITABLE ROOM

Abstract: This work investigates local thermal comfort factors (dry resultant temperature, relative humidity, draught rating, predicted percentage of dissatisfied caused by warm or cold floor, predicted percentage of dissatisfied from vertical air temperature difference between head and feet) via numerical analysis of a natural ventilation problem in a habitable room with ANSYS-CFX. Emphasis is placed on determination of numerical uncertainty in the results.

INICJACJA ODKSZTAŁCEŃ PLASTYCZNYCH W STALI Z WYRAŹNĄ GRANICĄ PLASTYCZNOŚCI W WARUNKACH GRADIENTU NAPRĘŻEŃ

Stefan BUĆKO*, Henryk JODŁOWSKI*

*Katedra Mechaniki Doświadczalnej i Biomechaniki, Instytut Mechaniki Stosowanej,
Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37, 30 -864 Kraków

s_bucko@mech.pk.edu.pl, abies@mech.pk.edu.pl

Streszczenie: Praca obejmuje badania zmierzające do wyznaczenia naprężeń granicznych odpowiadających początkowi odkształceń plastycznych w rozciąganych tarczach z otworami o różnych średnicach. Dodatkowo wyznaczano zarys i sposób propagacji strefy plastycznej przy otworze. W badaniach stosowano autorską metodę rozpoznawania odkształceń plastycznych wykorzystującą zjawisko interferencji optycznej światła monochromatycznego. Metodę zaprezentowano na przykładzie statycznej próby rozciągania próbki ze stali NWC. Przedstawiono dokumentację fotograficzną rozwoju strefy odkształceń plastycznych dla przykładowego otworu oraz zestawienie wartości naprężeń granicznych dla różnych stosunków średnicy otworu do szerokości rozciąganej tarczy.

1. WPROWADZENIE

W analizie zagadnień sprężysto-plastycznych powszechnie przyjmuje się, obowiązywanie warunku plastyczności tj. osiągnięcie przez naprężenie zredukowane wartości R_e wyznaczonej w statycznej próbie rozciągania, skutkuje powstaniem strefy plastycznej. Problemy interpretacyjne dotyczące początku odkształceń plastycznych występują w stanach o dużych gradientach naprężeń. Powstawanie obszaru odkształceń plastycznych wewnątrz strefy sprężystej jest jedną z cech charakterystycznych niejednorodnych stanów naprężeń np. propagacja szczelin, uplastycznienie wokół otworów itp. W literaturze można spotkać różne koncepcje zmierzające do korekty obliczeń zmęczenia dla karbów np. Neuber'a bądź pojęcie „naprężenie płynięcia” w mechanice pękania dla korekty obliczeń odporności na pęknięcie. Świadczy to o niedoskonałości założeń stosowanych analiz teoretycznych. W materiałach wykazujących wyraźną granicę plastyczności najmniejsze odkształcenia plastyczne mogą być nawet o rząd wielkości większe od odkształceń sprężystych odpowiadających granicy sprężystości (plastyczności).

Dotychczasowa praktyka badawcza stanów sprężysto-plastycznych w warunkach gradientu naprężeń np. w otoczeniu otworów w tarczach, polegała na pomiarze przemieszczeń, obliczeniu odkształceń i wykorzystaniu warunku plastyczności bądź też na wykorzystaniu warstwy optycznie czynnej i warunku plastyczności. W rezultacie kształt strefy plastycznej zależał od wyników pomiarów ale silniej od przyjętego warunku plastyczności, co już nie było obiektywnym wynikiem eksperymentu. Nie sprawdzano przy tym czy odkształcenia rzeczywiście są plastyczne.

W prezentowanej pracy przedstawiono wybrane fragmenty doświadczalnych badań stref plastycznych wokół otworów kołowych w rozciąganych cienkich tarczach ze stali 15HM (wykazującej wyraźną granicę plastyczno-

ści). W omawianych badaniach stosowano nową autorską metodę rozróżniania stref odkształceń sprężystych i plastycznych (Bućko i Jodłowski, 2007; Jodłowski, 2007). Dodatkowo przeprowadzono również weryfikację poprawności oceny obciążenia odpowiadającego pierwszym odkształceniom plastycznym metodą odciążania.

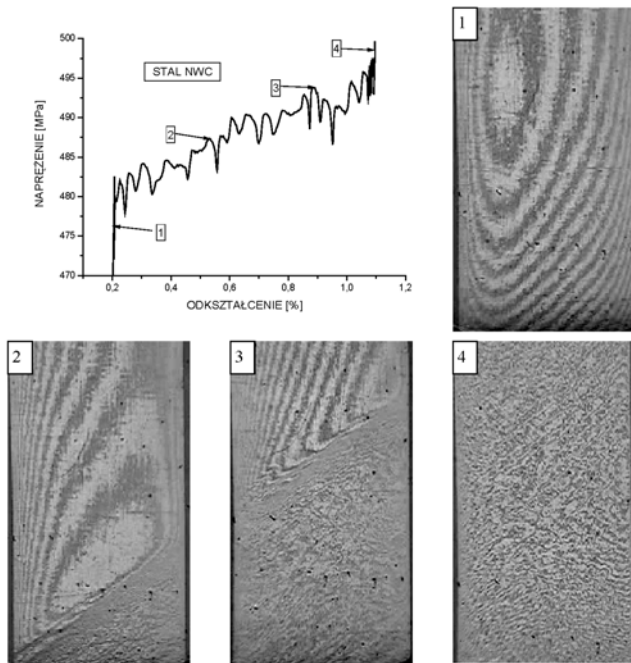
2. OPIS METODY BADAWCZEJ

Wobec braku w mechanice doświadczalnej skutecznej metody rozpoznawania odkształceń plastycznych w procesie czynnym autorzy podjęli badania zmierzające do opracowania takiej metody i wyjaśnienia przebiegu początkowej fazy odkształceń plastycznych.

Badania te, opisane w pracach: Bućko i Jodłowski, (2005, 2007) oraz Jodłowski (2007) doprowadziły do opracowania nowej metody doświadczalnej, której istotą jest wykorzystanie zjawiska interferencji optycznej do kwalifikacji plastycznego charakteru odkształceń w materiałach z wyraźną granicą plastyczności w czynnym procesie obciążania.

Stwierdzono mianowicie, że pojawienie się odkształceń (poślizgów) plastycznych w skali odpowiadającej wyraźnej granicy plastyczności w stalach wykazujących niestateczność materiałową powoduje zanik zjawiska interferencji optycznej (zanik prążków interferencyjnych) występującego wcześniej na wypolerowanej powierzchni próbki. Weryfikację metody rozpoznawania odkształceń plastycznych przeprowadzono w statycznych próbach rozciągania, gdzie występuje jednorodne pole naprężeń i każdemu punktowi wykresu rozciągania można jednoznacznie przyporządkować odpowiedni stan fizyczny materiału badanej próbki.

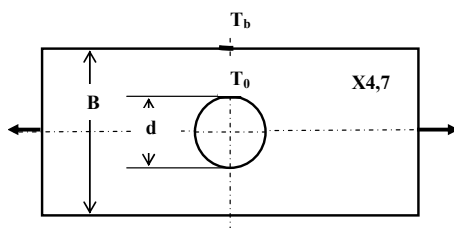
Jako przykład zastosowania omawianej metody, pokazano na rysunku 1 odcinek dokładnego wykresu rozciągania stali NWC z zaznaczonymi współrzędnymi $\sigma - \epsilon$ i odpowiadającymi im obrazami prążków interferencyjnych.



Rys. 1. Fragment wykresu rozciągania stali NWC we współrzędnych $\sigma - \varepsilon$ w strefie plastycznego płynięcia. Numery zdjęć odpowiadają numerom punktów na odcinku wykresu rozciągania: 1 – obraz prążków w zakresie sprężystym; 2 – w dolnym prawym rogu widoczna strefa plastyczna bez prążków interferencyjnych; 3 – widoczna znacznie powiększona strefa plastyczna; 4 – uplastyczniony cały widoczny fragment próbki

3. BADANIA DOŚWIADCZALNE STREFY PLASTYCZNEJ PRZY OTWORZE

Badania wykonywano na tarczach ze stali 15HM (schemat na rysunku 2), dla której $R_e=368$ MPa oraz $R_m=490$ MPa. Stosunek średnic otworów w tarczy do jej szerokości d/B zmieniał się w zakresie od 0.02 do 0.5.

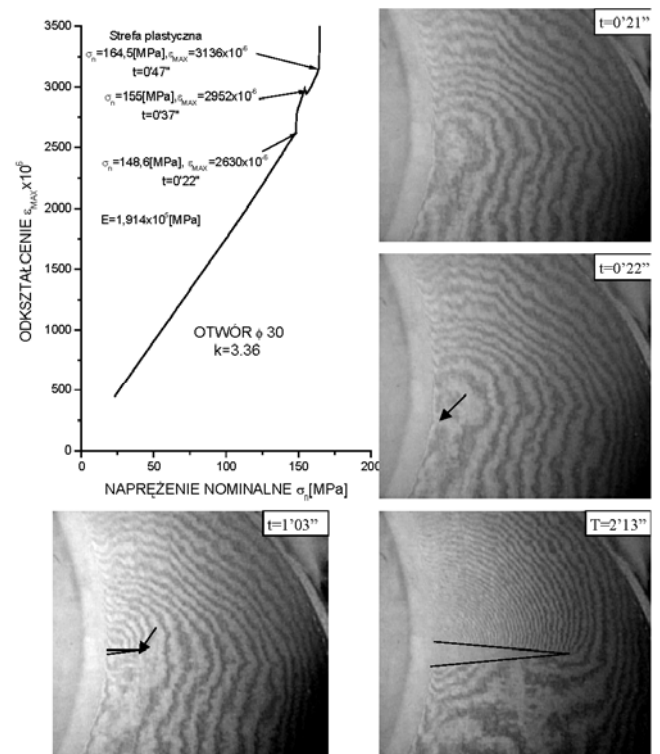


Rys. 2. Schemat badanej tarczy z tensometrami T_0 i T_b

Poniżej przedstawiono wyniki badań dla $d/B=0,3$. Na powierzchniach bocznych otworów, których wielkość to umożliwia, w miejscu występowania maksymalnych naprężeń wklejano tensometry elektrooporowe T_0 , natomiast na powierzchni bocznej tarczy naklejało tensometry elektrooporowe T_b (rysunek 2). Tensometry służyły kontroli zależności między naprężeniem nominalnym, a maksymalnym odkształceniem obwodowym pobocznic otworu. Do określenia początków oraz kształtu powstających stref plastycznych zastosowano tutaj metodę opisaną w punkcie 2. Na rysunku 3 pokazano zależność odkształcenia na powierzchni bocznej otworu ($d/B=0,3$) w przekroju minimal-

nym tarczy od naprężenia nominalnego, oraz obrazy prążków jej przynależne. Rejestracja odkształceń, siły obciążającej oraz filmu Video były zsynchronizowane, co pozwala przypisać punktom wykresu odkształceń odpowiednie obrazy. Na wykresie odkształceń podano wartość współczynnika spiętrzenia naprężeń wg. Howlanda (1029-30) jako iloraz σ_{max} i σ_{nom} w przekroju poza otworem. W chwili pojawienia się odkształceń plastycznych naprężenia obliczone z pomiaru $\sigma_{mo}=E \times \varepsilon=503$ MPa natomiast naprężenie obliczone z wzoru Howlanda $\sigma_{Ho}=k \times \sigma_{nom}=492$ MPa. Obie wartości naprężeń różnią się nieznacznie i przekraczają granicę plastyczności materiału o $\sim 40\%$.

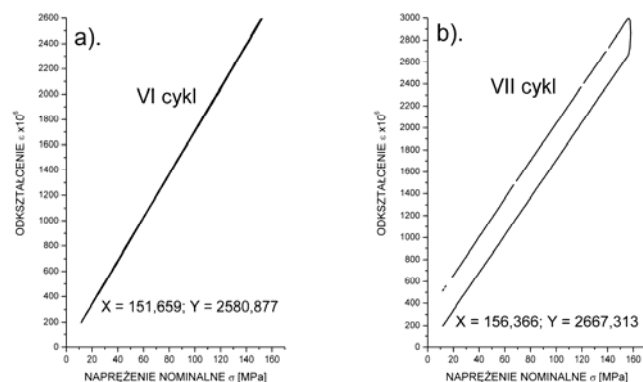
Na rysunku 3 pokazano 4 fotografie (wybrane z filmu) układu prążków. Pierwszy sygnał – zmiana układu prążków oraz nieliniowość wzrostu odkształceń wystąpiły w czasie $t=0'22''$. Następny wyraźniejszy sygnał poślizgu wystąpił dla $t=0'47''$ obok pierwszego i zainicjował powstanie strefy plastycznej wyraźnie widocznej na fotografii dla $t=2'13''$. Uzyskane wyniki badań nad zdefiniowaniem chwili rozpoczęcia się odkształceń plastycznych, ich propagacji oraz kształtu strefy plastycznej nie są podobne do opisywanych w literaturze z wyjątkiem koncepcji Dugdale'a, który podawał podobny kształt strefy plastycznej. Charakter prążków interferencyjnych ($t=2'13''$) wskazuje, że obszary po obu stronach strefy plastycznej przemieszczają się w przeciwnych kierunkach.



Rys. 3. Stal 15HM. Tarcza z otworem $d/B = 0,3$. Korelacja wskazań tensometru elektrooporowego z obrazami prążków interferencyjnych (opis w tekście)

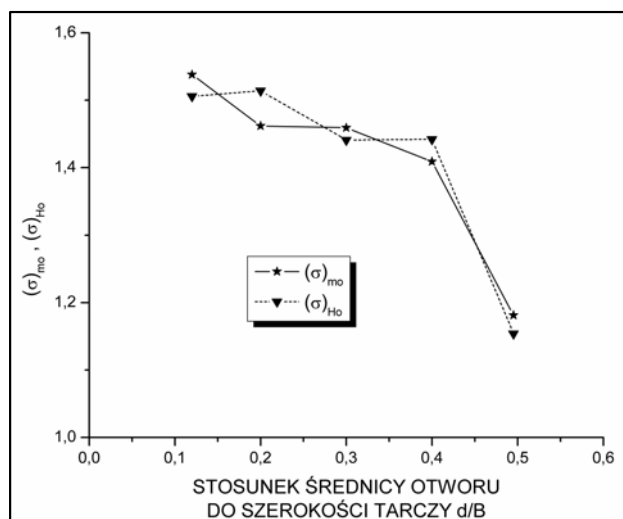
W strefie maksymalnego wyężenia naprężenia główne σ_1 i σ_2 przyjmują wartości dodatnie, zatem $\tau_{max}=0,5 \times \sigma_1$ i działa w płaszczyźnie nachylonej pod kątem $\sim 45^\circ$ do powierzchni środkowej tarczy co uzasadnia obserwowany kierunek poślizgu plastycznego. W omawianych badaniach przeprowadzono dodatkową kontrolę sprężystości odkształceń

metodą odciażania – najbardziej wiarygodną. Pokazane na rys. 4a wykresy odkształceń na brzegu otworu w procesach obciążania i odciażania odpowiadające naprężeniom nominalnym $\sigma_n = 151,66 \text{ MPa}$ ($\sigma_{\max} = 509,57 \text{ MPa}$) są liniowe i pokrywają się, co dowodzi sprężystości odkształceń.



Rys. 4. Weryfikacja sprężystości odkształceń

W następnym etapie, dla naprężeń $\sigma_n = 156,37 \text{ MPa}$ wystąpiły już niewielkie odkształcenia plastyczne co pokazuje rysunek 4b. Wyniki metody odciażania, potwierdzają zatem wyniki uzyskane wcześniej metodą interferencji optycznej na tarczy wykonanej z tego samego arkusza blachy. Poniżej na rysunku 5 przedstawiono wykres obrazujący wartości bezwymiarowych naprężeń odpowiadających początkowi odkształceń plastycznych obliczonych wg Hollanda $(\sigma)_{Ho} = \sigma_{Ho}/R_e$ oraz naprężeń wyznaczonych metodą interferencji optycznej $(\sigma)_{mo} = \sigma_{mo}/R_e$.



Rys. 5. Zależność bezwymiarowych naprężeń $(\sigma)_{Mo} = \sigma_{mo}/R_e$ oraz $(\sigma)_{Ho} = \sigma_{Ho}/R_e$ przy pierwszych poślizgach plastycznych od parametrów badanych tarcz

Jak widać dla dość dużego przedziału wartości d/B od 0,13 do 0,4 naprężenia graniczne przekraczają R_e o około 40%, natomiast dla $d/B = 0,5$ przekroczenie to wynosi $\sim 15\%$ co odpowiada wartości R_{eg} .

4. WYNIKI BADAŃ I WNIOSKI

- Przeprowadzone badania potwierdziły skuteczność metody interferencji optycznej w badaniach stref plastycznych przy dużych gradientach naprężeń w stalach z wyraźną granicą plastyczności.
- Obserwowany kierunek poślizgów plastycznych pokrywa się z płaszczyzną działania $\tau_{\max}$.
- Przekroczenie przez naprężenie graniczne wartości granicy plastyczności wskazuje na występowanie pewnej bariery energetycznej uruchomienia poślizgu plastycznego, której wartość zależna jest zapewne od wielu parametrów w tym B , d , R_e i innych.

LITERATURA

1. Bućko S., Jodłowski H. (2005), Próba zdefiniowania granicy sprężystości w warunkach dużego gradientu naprężeń, *X Konferencja Mechaniki Pękania, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, Nr 304 *Mechanika*, z. 82.
2. Bućko S., Jodłowski H. (2007), Schematy poślizgów plastycznych w strefach koncentracji naprężeń, *Materiały IV Międzynarodowego Sympozjum Mechaniki Zniszczenia Materiałów i Konstrukcji*, Augustów.
3. Howland R.C.J. (1929-30), *On the Stresses in Neighborhood of a Circular Hole in a Strip Under Tension*, Phil. Trans. Roy. Soc. (London), A, Vol. 229.
4. Jodłowski H. (2007), Doświadczalne wyznaczanie stref plastycznych w stalach z wyraźną granicą plastyczności, *Badania Eksperymentalne w Mechanice Ciała Stałego, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika*, z. 217.

INITIATION OF PLASTIC STRAINS IN STEEL WITH PHYSICAL YIELD POINT IN CONDITIONS OF STRESS GRADIENT

Abstract: The work contains tests approaching to determine the proof stress corresponding to the beginning of plastic deformations in elongated shields with holes of different diameters. Additionally, the profile and way of flow zone propagation near the hole was determined. In the tests, the authorship method of plastic strain identification based on monochromatic light optical interference effect was used. The method was presented on the example of static tensile test of the specimen made of NWC steel. The photographic documentation of the growth of plastic deformation zone for example hole and comparison of the proof stress values for different hole diameter-width of elongated shield ratios were presented.

EKSPERYMENTALNE BADANIA CZYNNIKÓW ZMIENIAJĄCYCH WARUNKI WSPOMAGANIA POLEM MANETYCZNYM

Jan BURCAN*, Anna SŁAWIŃSKA*, Radosław BEDNAREK*

*Katedra Konstrukcji Precyzyjnych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Łódzka, ul. Stefanowskiego 1/15, 90-924 Łódź

janbur@p.lodz.pl, annas@p.lodz.pl, radekbed@mail.p.lodz.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki pomiarów indukcji magnetycznej w otoczeniu czoł wysokoenergetycznych magnesów oraz wyniki pomiarów sił oddziaływania między dwoma magnesami. Wykazano, że rozkład wektora indukcji zależy od błędów kształtu magnesów i dokładności ich montażu.

Znajomość rozkładu wektora indukcji w funkcji parametrów geometrycznych i materiałowych umożliwia dokładne określenie wartości siły odpychania się współpracujących magnesów. Jest ona niezbędna do poprawnego projektowania łożysk i prowadnic wspomaganych polem magnetycznym.

1. WPROWADZENIE

Symetryczny rozkład indukcji, umożliwiający uzyskanie maksymalnej nośności może wystąpić dla idealnie jednorodnych, wykonanych bez błędów kształtu i położenia i precyzyjnie zmontowanych magnesów. Taki przypadek istnieje jedynie w uproszczeniach modelowych. W układach rzeczywistych, z asymetrycznym rozkładem indukcji magnetycznej, zawsze obok siły nośnej F_z występuje siła styczna F_r , która dla dwu odpychających się magnesów powoduje asymetrię obciążenia. W wyniku tej asymetrii uzyskanie stabilnej lewitacji, wyłącznie w polu magnetycznym nie jest możliwe.

Wyniki badań prowadzonych w Katedrze Konstrukcji Precyzyjnych Politechniki Łódzkiej wykazują, że podstawowymi czynnikami wpływającymi na charakterystyki statyczne układu dwu odpychających się magnesów, szczególnie przebiegi sił wzajemnego ich oddziaływania w funkcji szczeliny między magnesami, są wymiary geometryczne oraz własności materiałowe magnesów.

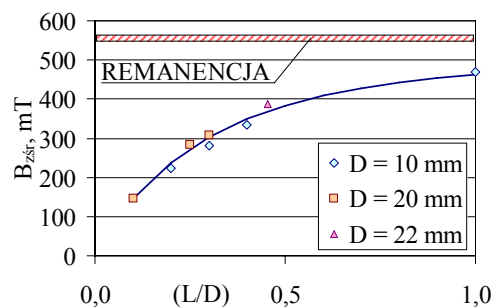
Do pierwszych zalicza się między innymi kształt współpracujących powierzchni roboczych czoł i długość magnesów. Istotne są błędy ich wymiarów, błędy kształtu i położenia, wzajemne usytuowanie magnesów względem siebie podczas współpracy, a szczególnie niewspółosiowość i nierównoległość ich osi (Burcan i Bednarek, 2007b, c). W drugiej grupie obok wartości remanencji i koercji, najważniejsza jest niejednorodność struktury materiału, z którego magnesy zostały wykonane (Burcan, 1996; Burcan i Bednarek 2007a).

Poznanie wpływu niejednorodności materiału i błędów geometrycznych magnesów na rozkład indukcji magnetycznej, tak często zaniedbywanego w licznych rozważaniach literaturowych, pozwala na racjonalny dobór magnesów podczas konstruowania układów magnetycznych tak, aby mogły one dokładnie realizować zamierzenia konstruktora.

2. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Eksperymentalne badania, przeprowadzone w Katedrze Konstrukcji Precyzyjnych Politechniki Łódzkiej, dowiodły, że osiowa siła oddziaływania dwu odpychających się magnesów jest wprost proporcjonalna do pola powierzchni czoł współpracujących A i sumy kwadratów średniej wartości indukcji magnetycznej B_{zsr} każdego z magnesów występującej w połowie szczeliny (s/D) między magnesami (Burcan, 1996; Bednarek, 2008).

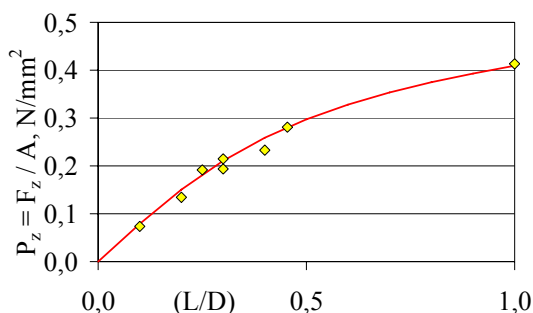
Wartość średniej indukcji magnetycznej zależy od długości względnej magnesów (L/D). Stwierdzono, że magnesy o większych długościach względnych (L/D) wykazują większą wartość średniej indukcji magnetycznej na czołe magnesu B_{zsr} (rysunek 1) a także – proporcjonalnie większą wartość obciążenia względnego P_z , stanowiącego wartość siły osiowej F_z odniesionej do pola powierzchni czoł współpracujących A (rysunek 2).



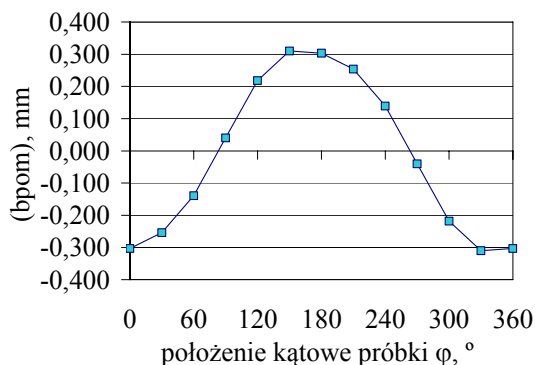
Rys. 1. Porównanie wpływu względnej długości magnesu (L/D) na wartość średniej indukcji magnetycznej B_{zsr} , mierzonej w minimalnej odległości od czoła magnesu (H_{min}/D)

Podczas badań zaobserwowano mniejszą asymetrię rozkładu indukcji magnetycznej nad czołem magnesów o większej długości względnej (L/D). Mierzalnym efektem asymetrii, wynikającej głównie z niejednorodności materia-

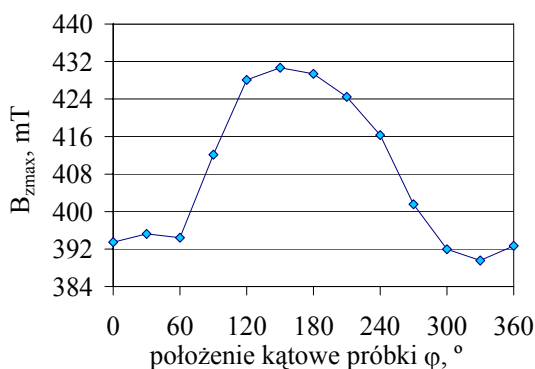
łu magnetycznego, jest przesunięcie osi magnetycznej względem osi magnesu (bpom) (rysunek 3) oraz zmienność wartości indukcji maksymalnej B_{zmax} wzdłuż jego obwodu (rysunek 4).



Rys. 2. Wpływ względnej długości magnesu (L/D) na wartość obciążenia względnego P_z przy minimalnej szczelinie (s_{min}/D)



Rys. 3. Bicie promieniowe osi magnetycznej (bpom) w funkcji położenia kąowego φ próbki (dla próbki 4A)

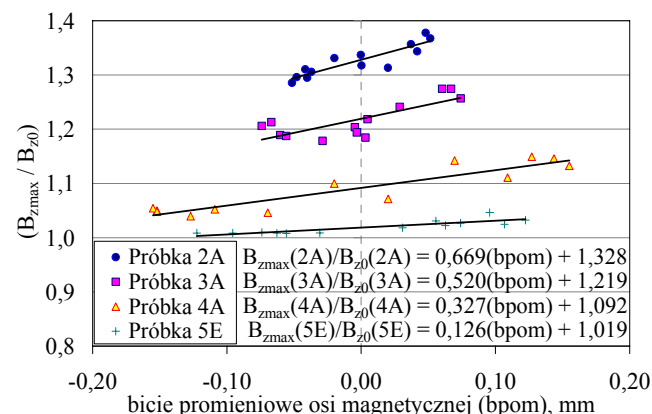


Rys. 4. Przykładowy przebieg wartości pionowej składowej wektora indukcji maksymalnej B_{zmax} w funkcji położenia kąowego φ próbki (dla próbki 4A)

Względna zmiana wartości indukcji maksymalnej B_{zmax} odniesiona do wartości indukcji w osi magnesu B_{z0} jest tym większa, im mniejsza jest wartość (L/D), przy stałej wartości (bpom) (rysunek 5).

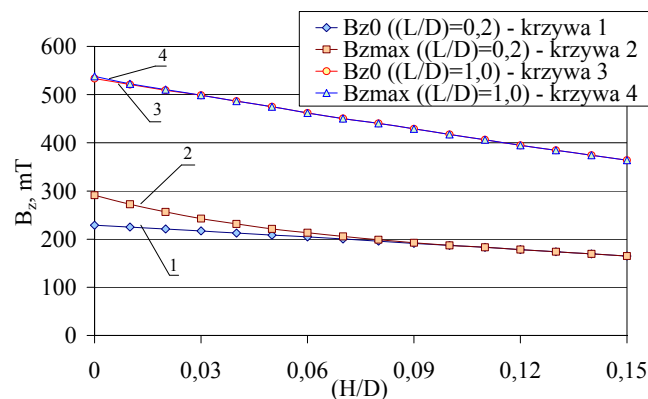
Asymetria rozkładu wektora indukcji magnetycznej nad czołem badanego magnesu może być wynikiem pochylenia czoła magnesu względem jego osi. Pochylenie to jest określane jako bicie osiowe czoła magnesu. Zmiany jego wartości dla różnych położenia kąowych próbki można z dobrym

przybliżeniem traktować jako zmiany odległości czoła magnesu od powierzchni pomiarowej. Przy znanym gradientie maksymalnej wartości indukcji B_{zmax} (spadek jej wartości w funkcji odległości od czoła magnesu) (rysunek 6) możliwe jest wyznaczenie wpływu pochylenia czoła na zmianę wartości indukcji maksymalnej w funkcji położenia kąowego próbki φ .



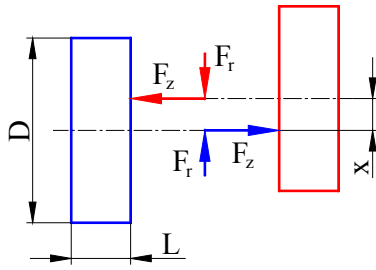
Rys. 5. Wpływ bicia promieniowego osi magnetycznej (bpom) na względną wartość pionowej składowej indukcji magnetycznej maksymalnej B_{zmax} odniesionej do wartości indukcji magnetycznej w osi magnesu B_{z0}

Gradient wartości B_{zmax} jest różny dla różnych długości względnych magnesu (L/D) (rysunek 6). Dla magnesów o mniejszym (L/D) gradient B_{zmax} jest większy, zatem dla magnesów o mniejszym (L/D) wpływ pochylenia czoła magnesu na wartości indukcji jest większy.

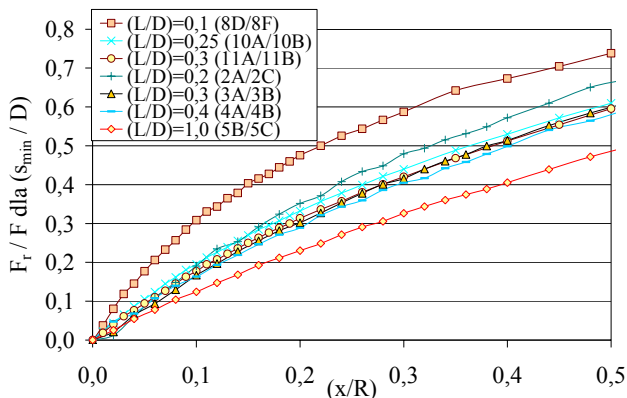


Rys. 6. Zmiana wartości pionowych składowych indukcji magnetycznej B_{z0} i B_{zmax} w funkcji względnej odległości od czoła magnesu (H/D), dla próbek: 2A i 5F, dla ich położenia kąowego $\varphi=0^\circ$

Podczas współpracy magnesów, których osie magnetyczne są przesunięte promieniowo, oprócz siły osiowej występuje siła promieniowa (rysunek 7). Wartości tej siły, odniesione do wartości siły wypadkowej (F_r/F) są tym większe, im większa jest niewspółosiowość (x/R) i im mniejsza jest względna długość magnesów (L/D) (rysunek 8) (Burcan i Bednarek, 2008).



Rys. 7. Składowe siły oddziaływania dwu odpychających się magnesów o promieniowo przesuniętych osiach



Rys. 8. Zmiana wartości promieniowej składowej siły F_r odniesionej do wartości siły wypadkowej F , w funkcji przesunięcia promieniowego magnesów (x/R), dla magnesów o różnych względnych długościach (L/D)

Porównanie wyników uzyskanych z pomiaru indukcji magnetycznej oraz sił oddziaływania między magnesami pozwala na stwierdzenie, że na wartość siły stycznej ma wpływ różnica wartości maksymalnych indukcji występujących wzdłuż obwodu magnesów współpracujących. Potwierdza to występowanie największej wartości siły stycznej w położeniu kątowym, w którym występuje największa różnica maksymalnych indukcji magnetycznych.

3. WNIOSKI

Dla magnesów o większej względnej długości (L/D) wpływ pochylenia czoła magnesu i niejednorodności materiału magnetycznego na wartość średniej indukcji magnetycznej B_{zsr} jest mniejszy.

Dla magnesów o większym (L/D) siła wypadkowa F zależy w mniejszym stopniu od siły promieniowej F_r .

Precyzyjny montaż układu magnesów powinien uwzględniać przede wszystkim położenia osi magnetycznych magnesów, które w rzeczywistych układach są przesunięte i często obrócone względem osi geometrycznych tych magnesów.

LITERATURA

1. **Bednarek R.** (2008), Badania charakterystyk wybranych układów magnesów w aspekcie dokładności ich wykonania i montażu, *Rozprawa Doktorska pod kierunkiem prof. J. Burcana*, Politechnika Łódzka, Łódź.
2. **Burcan J.** (1996), *Łożyska wspomagane polem magnetycznym*, WNT, Warszawa.
3. **Burcan J., Bednarek R.** (2007a), Determination of the magnetic field distribution for high-energy magnets, *ZEM*, z.1(149) Vol. 42 2007, ISSN 0137-5474, 7-19.
4. **Burcan J., Bednarek R.** (2007b), Wpływ dokładności wykonania i montażu magnesów wysokoenergetycznych na ich charakterystyki, *Tribologia* 2/2007, ISSN 0208-7774, 93-103.
5. **Burcan J., Bednarek R.** (2007c), Wpływ własności geometrycznych magnesów i błędów ich ustawienia na nośność łożysk magnetycznych, *XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn*, Tom III, Rzeszów-Przemyśl, 15-24.
6. **Burcan J., Bednarek R.** (2008), Badania sił oddziaływania między magnesami, *Tarcie w polu magnetycznym*, red. J. Burcan, Łódź, 41-50.

EXPERIMENTAL RESEARCH ON FACTORS THAT CHANGE CONDITIONS OF AIDING BY THE MAGNETIC FIELD

Abstract: The study presents the results of magnetic induction measurements in the vicinity of front ends of high-energy magnets as well as the results of forces between two magnets measurements. It has been proved that the distribution of the induction vector is influenced by accuracy of magnets execution and mounting.

The knowledge of the course of the induction vector variations as the function of geometry and material parameters enables to determine precisely the variation of the repulsion force value of the co-operating magnets, thus will be helpful when designing pairs unloaded by means of the magnetic field, e.g. bearings or slides.

Referat opracowano w ramach Projektu Badawczego finansowanego przez Ministerstwo Szkolnictwa Wyższego pt. Badania statycznych i dynamicznych charakterystyk pasywnych przewodnic magnetycznych, Decyzja Nr 3209/T02/2006/31, z dnia 29 listopada 2006.

ZASTOSOWANIE TECHNIK MBS DO BADAŃ I SYMULACJI POJAZDÓW TRANSPORTU PERSONAL RAPID TRANSIT (PRT)

Włodzimierz CHOROMAŃSKI*, Jerzy KOWARA*

*Zakład Teorii Konstrukcji Urządzeń Transportowych, Wydział Transportu Politechniki Warszawskiej,
ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa,

wch@it.pw.edu.pl, jkowara@it.pw.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono trójwymiarowy model symulacyjny pojazdu systemu PRT (Personal Rapid Transit), ze szczególnym uwzględnieniem struktury układu napędowo-jezdnego. Model zbudowano w systemie Adams, służącym do symulacji układów wielocłonowych (Multibody Systems). Przedstawiono strukturę kinematyczną układu napędowo-jezdnego w oparciu o zgłoszenie patentowe na wynalazek, którego współtwórcami są autorzy tego referatu. Pojazd modelowany jest w sposób uproszczony z zachowaniem parametrów masowych i bezwładnościowych modelu CAD, wykonanego uprzednio w systemie Catia V5. Model uwzględnia zagażnienia uderzenia, tarcia i poślizgu towarzyszące kontaktowi zarówno kół jezdnych z szynami jak i rolek prowadzących pojazd w torze. Dokonano badań mających na celu analizę wrażliwości wybranych cech dynamicznych na zmiany parametrów.

1. WSTĘP

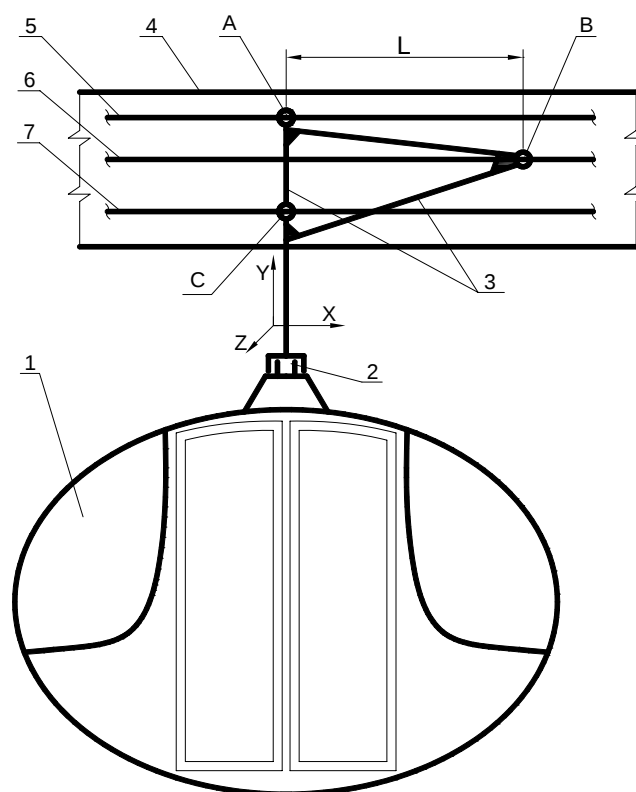
Jednym z najważniejszych problemów konstrukcyjnych systemu PRT jest zapewnienie takiego sposobu sterowania ruchem pojazdu w rozjazdach, aby nie wymagał znacznego zmniejszenia prędkości jazdy oraz gwarantował szybkie przeprowadzenie manewru zmiany kierunku ruchu. Dla spełnienia tych warunków, wydaje się koniecznym przeniesienie zwrotnicy tradycyjnie związanej z torem (prowadnicą) do pojazdu. Takie rozwiązanie nie wymaga instalowania jakichkolwiek elementów ruchomych na torach (prowadnicach). Tory pozostają ciągle w tej samej konfiguracji bez względu na kierunek przejazdu kolejnych pojazdów. Tym samym tor jest zawsze gotowy na wjazd kolejnego pojazdu i nie jest konieczne oczekiwanie na zmianę jego konfiguracji po przejeździe pojazdu zmieniającego kierunek jazdy.

Na wydziale Transportu PW prowadzone są prace dotyczące modelowania nowoczesnych i niekonwencjonalnych środków transportu, w tym pojazdów systemu PRT (Personal Rapid Transit). W pierwszym etapie dokonano szerokiego przeglądu literatury i prac prowadzonych w tym zakresie. Obecnie prowadzone prace są na etapie modelowania dynamiki ruchu i analizy poszczególnych koncepcji konstrukcji, w tym rozwiązania przedstawione w tym referacie.

2. MODEL NOMINALNY

W trakcie prac szczególną uwagę zwrócono na elementy układu napędowo – jezdny, którego główną zaletą będzie możliwość przejazdu przez rozjazd, który nie posiada części ruchomych, a wybór kierunku jazdy podczas przejazdu przez rozjazd odbywa się poprzez specjalny

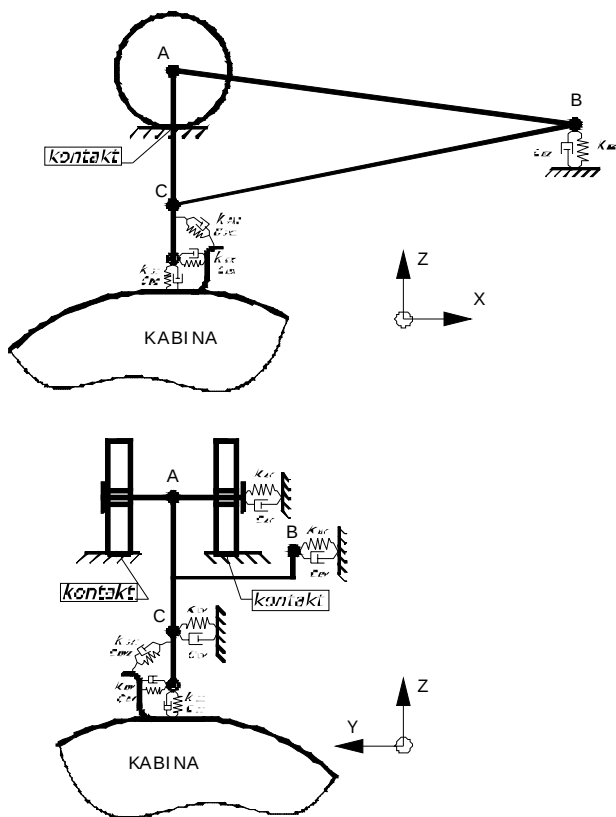
mechanizm zawarty w układzie jezdny pojazdu (w języku angielskim określono takie rozwiązanie terminem „passive switch”).



Rys. 1. Schemat rozwiązania konstrukcyjnego układu napędowo-jezdnego oraz schemat zamocowania kabiny pojazdu PRT do układu jezdny (wg zgłoszenia patentowego na wynalazek P383748 Choromański, Dobrzyński, Kowara)

Na rysunku 1 przedstawiono schemat opracowanego rozwiązania. Pojazd składa się z kabiny 1 podwieszonej poprzez urządzenie tłumienia drgań 2 do układu jezdnego 3 przemieszczającego się w zespolonej prowadnicy 4, w której znajduje się układ nieruchomych szyn jezdnych 5,6,7. Układ jezdnego 3 posiada trzywęzłowe prowadzenie A,B,C. Przy czym węzeł B położony jest w odległości L od linii geometrycznej łączącej punkty A,C, w kierunku osi OX przedstawionego układu współrzędnych. Wartość wielkości L jest stała i kształtuje się z przedziału od 0,1m do 5,0m, a wartość ta jest zależna od cech geometrycznych kabiny pojazdu. Wzajemne położenie węzłów A,B,C, które nie przemieszczają się wzajemnie względem siebie, jest ustalone przez geometrię układu jezdnego 3.

Do opisu działania układu jezdnego 3 wprowadzono lokalne współrzędne LUW jak na rysunku 1, przemieszczający się razem z układem jezdny, którego oś X ustawiona jest w kierunku jazdy, a oś Y ustawiona jest w kierunku pionowym. Konstrukcja węzłów A,B,C jest symetryczna względem płaszczyzny XY. Przedstawione rozwiązanie jest przedmiotem zgłoszenia patentowego na wynalazek nr P383748, którego współtwórcami są autorzy tego referatu.



Rys. 2. Model dynamiczny pojazdu PRT z uwzględnieniem sztywnych szyn

W oparciu o schemat przedstawiony na rysunku 1 opracowano uproszczony model dynamiczny rozwiązania z uwzględnieniem sztywnych szyn. Model ten przedstawiono na rysunku 2. Z uwagi na ograniczony zakres pracy nie przedstawiono tabel z wartościami parametrów masowych i bezwładnościowych oraz wymiarów geometrycznych.

3. MODEL SYMULACYJNY

Przed przystąpieniem do budowy modelu symulacyjnego określono jednoznacznie układ jednostek. Położenie i orientację modelu względem inercjalnego układu OXYZ, związanego z podłożem ustalono następująco:

- oś X skierowana jest wzdłuż odcinka rozbiegowego toru;
- oś Z skierowana jest w górę;
- oś Y uzupełnia układ osi do układu prawoskrętnego.

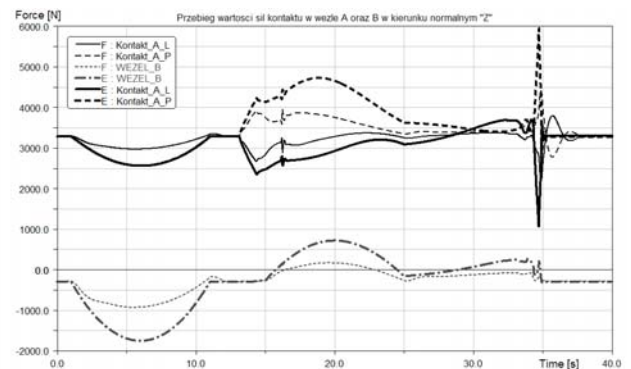
Układy wielocłonowe charakteryzują się dużym stopniem skomplikowania (Arczewski i Bajer, 2005). Najważniejsze cechy prezentowanego modelu, które decydują o stopniu trudności modelowania i analizy to:

- model członów – sztywny;
- liczba stopni swobody – 18;
- liczba członów – 6;
- topologia układu – otwarty;
- charakter ruchu – przestrzenny.

Ponadto w modelu zbudowano tor, którego geometria została opisana szczegółowo w pracy (Choromański i inni, 2007) Połączenie podatne w zawieszeniu kabiny z układem jezdny zamodelowano poprzez opisanie wartości sprężystości i tłumienia w sześciu współrzędnych (3 przesunięcia, 3 obroty).

4. WYBRANE WYNIKI SYMULACJI

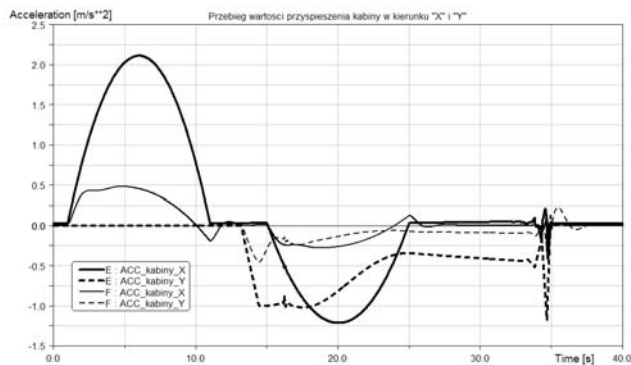
Badania symulacyjne wykonano w środowisku Adams 2005 R2, przy wykorzystaniu modułu podstawowego Adams/View oraz modułów powiązanych Adams/Solver i Adams/Postprocessor.



Rys. 3. Przykładowe wyniki symulacji

Przedstawione wyniki otrzymano przy kroku tablicowania 0,01s oraz wykorzystaniu metody całkowania o zmiennym kroku całkowania. Jako przejazd nominalny przyjęto symulację z wymuszeniem kinematycznym powodowanym geometrią toru przy założonym profilu prędkości, który uwzględniał rozpędzanie, jazdę ze stałą prędkością, zmniejszenie prędkości i ponownie jazdę ze stałą prędkością.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono wyniki symulacji dla modeli: E – bez amortyzacji kabiny, F – z amortyzacją kabiny.



Rys. 4. Przykładowe wyniki symulacji

5. WNIOSKI

W pracy zaprezentowano wykorzystanie technik MBS do modelowania pojazdu Personal Rapid Transit. Opisany w pracy model jest silnie sparametryzowany i pozwala na dalsze badania. Skupione one będą między innymi na analizie wrażliwości wybranych cech dynamicznych na zmiany parametrów.

LITERATURA

1. **Arczewski K., Blajer W.** (2005), *Dynamika układów wieloczłonowych, tom II pracy: Mechanika Techniczna*, Komitet Mechaniki PAN, Warszawa.
2. **Choromański W. i inni** (2007), *Sprawozdanie z Grantu JM Rektora Politechniki Warszawskiej nt.: Modelowania Transportu Personal Rapid Transit*, Politechnika Warszawska, Warszawa.

APPLICATION MBS TECHNIQUE TO TESTS AND SIMULATIONS OF RAPID TRANSIT VEHICLES

Abstract: The paper are focused on issue concerning the dynamics of PRT vehicles. The MBS method is applied for analysis of the vehicle. The selected results are presented.

CONTENTS

Jerzy Bajkowski <i>Simulations and tests of absorption and dispersion processes in MR fluid dampers</i>	5
Aneta Bohojło, Mirosława Kołodziejczyk <i>Computational analysis of local thermal comfort factors in a habitable room</i>	14
Stefan Bućko, Henryk Jodłowski <i>Initiation of plastic strains in steel with physical yield point in conditions of stress gradient</i>	24
Jan Burcan, Anna Sławińska, Radosław Bednarek <i>Experimental research on factors that change conditions of aiding by the magnetic field</i>	27
Włodzimierz Choromański, Jerzy Kowara <i>Application MBS technique to tests and simulations of rapid transit vehicles</i>	30
Jarosław Czaban, Dariusz Szpica <i>The didactic stand to test of spring elements in vehicle suspension</i>	33
Leon Demianiuk <i>Test of forces appearing in the matrix of snail briqueting device</i>	36
Zdzisław Gosiewski, Mirosław Kondratiuk, Piotr Kłoskowski <i>Current control in the electric circuit of the coil magnetic launcher</i>	40
Jerzy Ickiewicz <i>Calculation of the un-finned end caps of the pressure vessels flat</i>	45
Marek Jalbrzykowski, Jerzy Nachimowicz <i>The problems of reliability and durability of tools for the injection of plastic materials</i>	49
Jarosław Kaczor, Andrzej Raczyński <i>The effect of work surface shape of the rolling bearings on durability of three-support shaft</i>	54
Roman Kaczyński, Adam Kłos <i>Analysis of transition processes with boundary lubrication as a protection mechanism against scuffing</i>	58
Zbigniew Kamiński <i>Dynamic calculations of pneumatic relay valve</i>	62
Ludwik Kania, Szczepan Śpiewak <i>Multiplication factor of double-row ball slewing bearings</i>	65
Waldemar Karaszewski <i>Surface cracks of ceramic rolling elements</i>	68
Maciej Krasieński, Andrzej Trojnecki <i>Numerical analysis of leak tightness of metal high-pressure „2-delta” gasket</i>	71
Stanisław Krawiec <i>Analysis of the influence of pulley diameter and belt section on the values of indexes characterizing v-belt transmissions</i>	78
Eugeniusz Mazanek, Marek Krynke <i>Distribution of internal load in the double-row ball bearing slewing rings</i>	81
Edward Mundzia, Ryszard Wójcicki <i>The work density of the friction and the wear of journal bearing sleeve material</i>	84

Jerzy Nachimowicz, Rafal Piesiecki <i>Applying computer methods to design frames of replicas of cars – dynamic calculations</i>	88
Jerzy Nachimowicz, Rafal Piesiecki <i>Applying computer methods to design frames of replicas of cars - static calculations</i>	91
Henryk G. Sabiniak, Robert Cichowicz <i>Limitations in application of empirical formulas to design of worm gears</i>	95
Tadeusz Smolnicki, Mariusz Stańco <i>Forecasting of the plastic wear in large size rolling bearings with soft raceways</i>	98
Dariusz Szpica, Jarosław Czaban <i>The stand to investigations of injectors of fuel from petrol supply</i>	101
Michał Śledziński <i>Experimental verification of the design of vibration isolator for soil compacting tool</i>	104
Wojciech Tarasiuk, Bazyli Krupicz <i>Analysis of materials of plates forming the lime-sand brick mould</i>	107
Piotr Tarasiuk, Krzysztof Molski, Tomasz Koziolkiewicz, Adam Adamowicz, Andrzej Szymaniak, Barbara Funkowska <i>Corrosive and thermal phenomena appearing in full scale testing of wheels of low speed vehicles</i>	111
Karolina Walat, Tadeusz Łagoda <i>Application of the covariance extremum on the critical plane for fatigue life determination under random bending and torsion loading</i>	118
Ryszard Wójcicki, Edward Murdzia <i>Method of the determination of sleeve wear in radial journal bearing</i>	124
Jolanta Zimmerman, Lucjan Śniezek <i>Numerical analysis of load-carrying capability of conical forced-in joints</i>	130

STANOWISKO DO BADANIA ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH ZAWIESZEŃ POJAZDÓW

Jarosław CZABAN*, Dariusz SZPICA*

*Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

jczaban@pb.edu.pl, dszpica@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono stanowisko ST1 do badania elementów sprężystych zawiesznień pojazdów oraz zaprezentowano program komputerowy do identyfikacji parametrów sztywności oraz tarcia wewnętrznego badanych elementów.

1. WPROWADZENIE

Zawieszeniem samochodu nazywamy zespół elementów sprężystych, tłumiących oraz wiążących je łączników, łączący osie lub poszczególne koła samochodu z ramą albo wprost z nadwoziem pojazdu. Zadaniem zawieszenia jest łagodzenie wstrząsów wywołanych nierównościami nawierzchni, po której porusza się samochód, w celu zapewnienia maksymalnego komfortu jazdy przewożonym osobom oraz ochrony ładunków przed wstrząsami i szkodliwymi drganiami. Zabezpieczenie przed zbyt silnymi wstrząsami ma także istotny wpływ na trwałość mechanizmów samochodu.

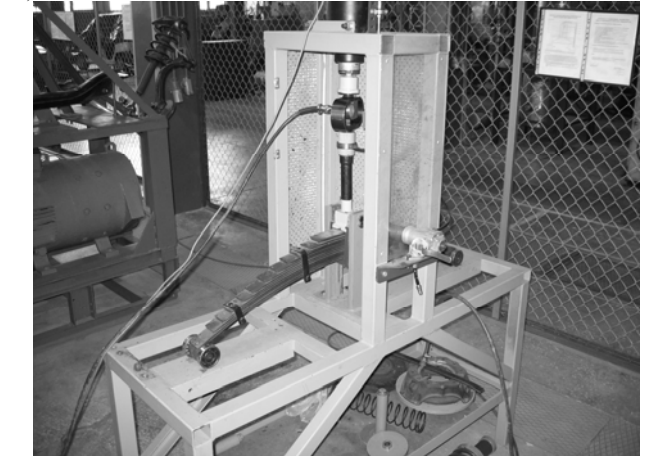
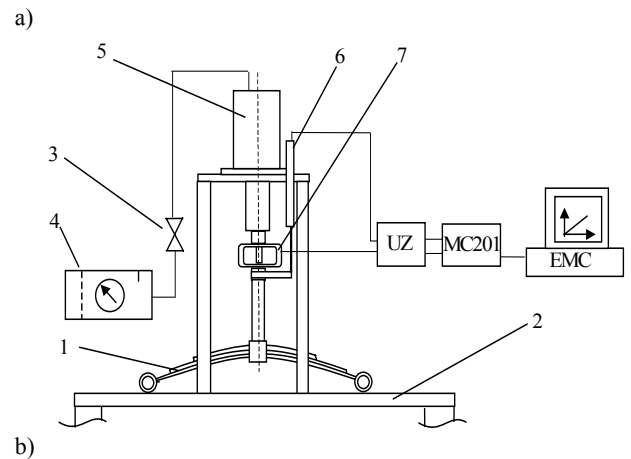
Dla spełnienia tych zadań w zawieszeniach samochodów stosowane są elementy sprężyste w postaci: resorów piórowych, sprężyn śrubowych, drążków skrętnych, pneumatycznych elementów sprężystych, hydropneumatycznych elementów sprężystych i gumowych elementów sprężystych.

W celu demonstracji budowy i działania oraz wyznaczenia charakterystyk sztywności typowych elementów sprężystych stosowanych w pojazdach samochodowych zbudowano w Katedrze Budowy i Eksploatacji Maszyn stanowisko pomiarowe ST1.

2. STANOWISKO DO BADANIA ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH

Schemat stanowiska pomiarowego ST1 przedstawiono na rysunku 1. Stanowisko składa się z ramy 2 spawanej z profili zamkniętych, do której montowane są specjalne głowice pomiarowe z badanymi elementami sprężystymi. Specjalne konstrukcje głowic (rysunek 2) zapewniają odpowiednie prowadzenie badanych elementów oraz minimalizację tarcia w prowadzeniach. Do obciążania elementów sprężystych wykorzystano siłownik pneumatyczny 5 zasilany ze sprężarki 4 poprzez ręczny zawór 3. W trakcie badań rejestrowane są sygnały z przetwornika przemieszczeń 6 i przetwornika siły 7 za pomocą rejestratora MC201A. Dane pomiarowe zapisywane są na dysku komputera prze-

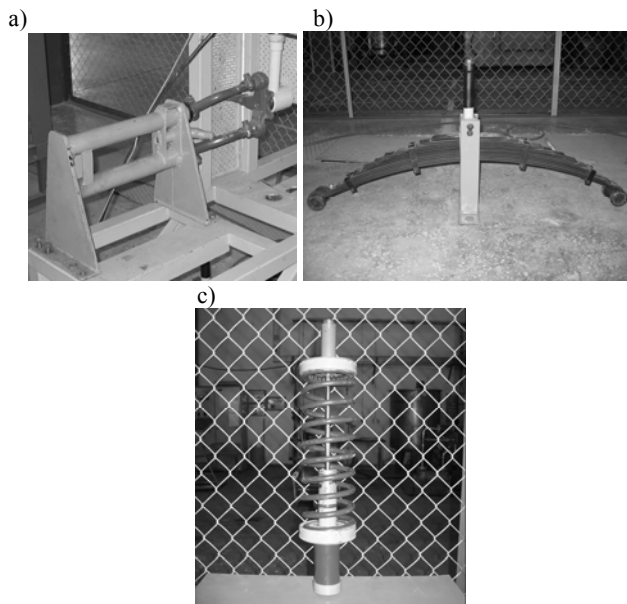
nośnego, a następnie poddawane analizie własnym programem komputerowym ELSPR.



Rys. 1. Stanowisko ST1 do badania elementów sprężystych: a – schemat stanowiska: 1 – badany element, 2 – rama, 3 – ręczny zawór sterujący, 4 – sprężarka, 5 – siłownik pneumatyczny, 6 – przetwornik przemieszczeń C1100, 7 – przetwornik siły Dir-1-WT1, UZ – układ zasilania, MC201 – rejestrator, EMC – komputer; b – widok stanowiska

Pomiary wykonuje się przy obciążaniu i odciążaniu, co umożliwia wyznaczenie pętli histerezy. Jest to szczegól-

nie ważne dla resorów piórowych i pakietów drążków skrętnych, a więc tych elementów sprężystych, w których duże znaczenie ma tarcie wewnętrzne (Orzełowski, 1995). Badania prowadzone są przy małych prędkościach ugięcia elementów sprężystych, przez co wyznaczone charakterystyki sztywności można traktować, jako charakterystyki statyczne.



Rys. 2. Głowice pomiarowe: a – zespół drążków skrętnych, b – resor piórowy, c – sprężyna śrubowa

3. PROGRAM KOMPUTEROWY ELSPR

W celu analizy zarejestrowanych pomiarów napisano w środowisku programistycznym Borland-Delphi 3 (Pa-

ślowski, 2000) własny program komputerowy ELMSPR. Przykładowe okna dialogowe programu przedstawiono na rysunku 3.

Program umożliwia wizualizację przeprowadzonych badań poprzez przedstawienie przebiegów czasowych rejestrowanych sygnałów oraz charakterystyk sztywności zbadanych elementów sprężystych. Dodatkowo program wyposażono w moduł identyfikacji parametrów charakterystyk sztywności oraz tarcia wewnętrznego. Ogólny model matematyczny charakterystyki sztywności elementu sprężystego z tarcie wewnętrznym (rysunek 4) opisano wyrażeniem:

$$F(x) = f(x) + \text{sign}(V_x)T(x) \quad (1)$$

gdzie: $F(x)$ – charakterystyka sztywności elementu sprężystego, $f(x)$ – charakterystyka elementu sprężystego bez tarcia, $T(x)$ – funkcja opisująca zmianę wartości sił tarcia wewnętrznego, x – ugięcie elementu, V_x – prędkość ugięcia elementu.

Funkcje $f(x)$ i $T(x)$ przyjęto w następującej postaci:

$$f(x) = ax^2 + bx + c \quad (2)$$

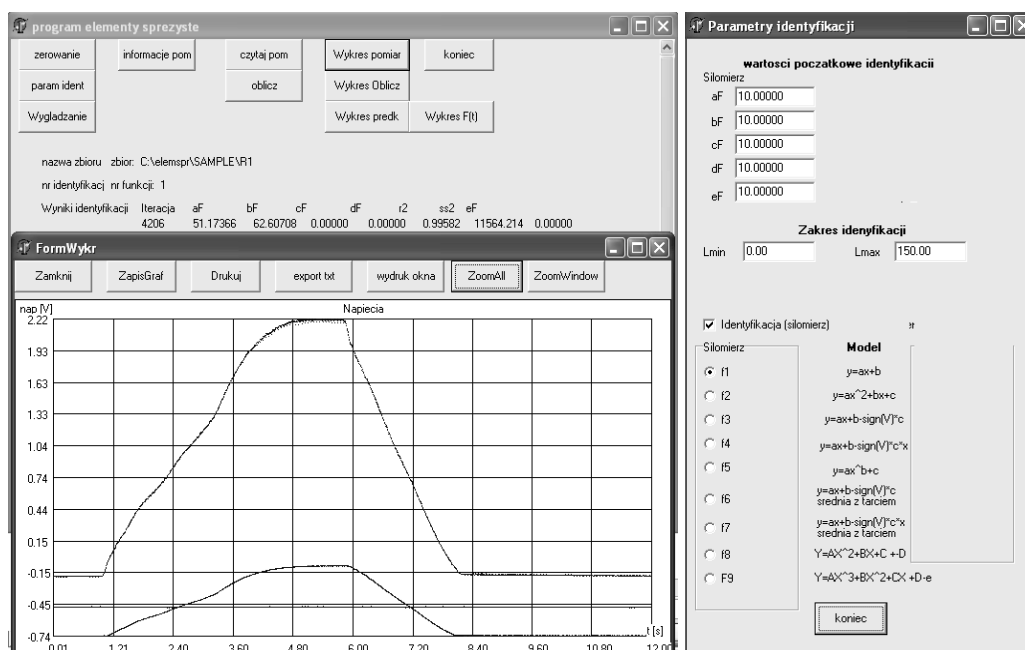
$$T(x) = ex + f$$

gdzie: a, b, c, d, e, f – parametry modelu charakterystyki sztywności.

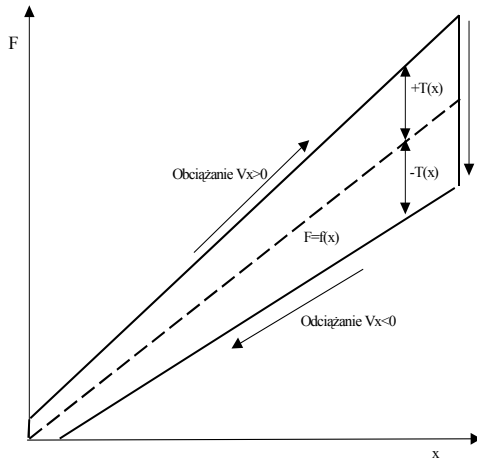
Parametry a, b, c, d, e, f identyfikuje się numerycznie metodą bezgradientową poszukiwań prostych Hooka-Jeevesa minimalizując wyrażenie:

$$\sum_{i=1}^n (F_{di} - F_i)^2 \quad (3)$$

gdzie: n – liczba punktów doświadczenia; F_{di} , F_i – i -ty punkt doświadczenia i modelu.

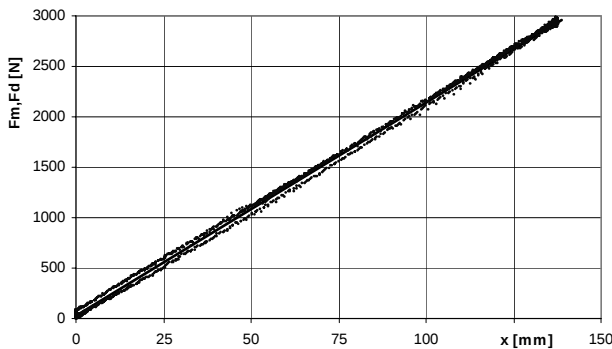


Rys. 3. Przykładowe okna dialogowe programu ELSPR

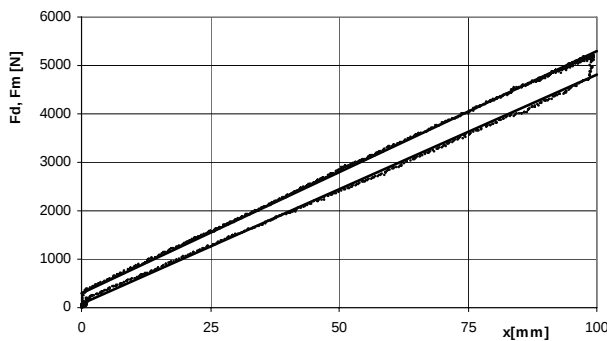


Rys. 4. Ogólna charakterystyka sztywności elementu sprężystego z tarcie wewnętrzne

a)



b)



Rys. 5. Doświadczalna charakterystyka sztywności badanego elementu (punkty) oraz charakterystyka teoretyczna (linia ciągła):
a) sprężyna model matematyczny $F(x)=21.3491x+9.5332N$,
b) resor $F(x)=47.2127x+243.6632+3.6349\text{sign}(V)x N$

Obliczenia prowadzone są do osiągnięcia zadanej dokładności obliczeń. Do identyfikacji wykorzystano procedury numeryczne zawarte w pracy Barona i innych (1999). Ze względu na różne charakterystyki badanych elementów (liniowe, nieliniowe, z tarcie, bez tarcia wewnętrznego) program wyposażono w możliwość redukcji stopni swobody modelu matematycznego poprzez wybór liczby parametrów przyjmowanych do obliczeń. Uzyskano w ten sposób znaczne skrócenie czasu obliczeń komputerowych, a jednocześnie poszerzono możliwości programu komputerowego. Wybór odpowiedniego modelu matematycznego do iden-

fikacji odbywa się w oknie dialogowym (rysunek 3).

Przykładowe wyniki identyfikacji charakterystyk sztywności sprężyny śrubowej i resoru piórowego przedstawiono na rysunku 5.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawione w pracy stanowisko do badania charakterystyk sztywności typowych elementów zawiesznień pojazdów jest wykorzystywane w procesie dydaktycznym realizowanym na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej. Przy niskim koszcie wykonania cechuje się wysoką dokładnością oraz powtarzalnością pomiarów. Planowana jest rozbudowa stanowiska o układ automatycznego prowadzenia pomiarów. Usprawni to prowadzenie badań doświadczalnych.

LITERATURA

1. Baron B., Marcol A., Pawlikowski S. (1999), *Metody numeryczne w Delphi 4*, Helion, Gliwice.
2. Orzelowski S. (1995), *Eksperymentalne badania samochodów*, WNT, Warszawa.
3. Paslawski A. (2000), *Programowanie w Delphi 5.0*, EDITION2000, Kraków.

THE DIDACTIC STAND TO TEST OF SPRING ELEMENTS IN VEHICLE SUSPENSION

Abstract: It the didactic stand in work was introduced was ST1 to investigation of elements of springy suspensions vehicles as well as the computer programme was presented to identification of parameters of stiffness as well as the internal friction of studied elements.

BADANIE SIŁ WYSTĘPUJĄCYCH W MATRYCY BRYKIECIARKI ŚLIMAKOWEJ PODCZAS ZAGĘSZCZANIA SŁOMY PSZENNEJ

Leon DEMIANIUK*

* Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45c, 15-351 Białystok

demleon@pb.edu.pl

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań momentu oraz sił występujących podczas brykietowania rozdrobnionej słomy pszennej w brykietarce ślimakowej. Badania przeprowadzono na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku. Wyniki badań mogą mieć zastosowanie do obliczeń konstrukcyjnych ślimakowych urządzeń brykietujących.

1. WPROWADZENIE

Materiały odpadowe pochodzenia roślinnego posiadają dużą wartość opałową, dlatego stanowią one cenny materiał energetyczny. Przykładowo wartość opałowa suchych odpadów drzewnych wynosi ok. 17 MJ/kg, słomy 14-16 MJ/kg (przy wilgotności 10%). Większość odpadowych materiałów drobnoziarnistych nie nadaje się do spalania w konwencjonalnych piecach, a budowa urządzeń o specjalnej konstrukcji pociąga za sobą duże koszty. Tańszym rozwiązaniem jest brykietowanie oraz spalanie brykietów w zwykłych piecach rusztowych (Grajewski, 1990; Cichy, 1994; Lis i Schroeder, 1998). Urządzenia do brykietowania są znacznie tańsze od specjalnych pieców i mogą być wytwarzane nawet w małych zakładach produkcyjnych. Dużym plusem spalania brykietów jest to, że w spalinach nie ma SO_2 a tylko bardzo małe ilości N_2O_5 i CO_2 , pozostała po spaleniu niewielka ilość popiołu może być wykorzystana jako nawóz.

Z ekonomicznego i ekologicznego punktu widzenia, najlepszym rozwiązaniem jest brykietowanie materiałów drobnoziarnistych bez użycia lepiszcza i bez dodatkowej obróbki wstępnej, takiej jak rozdrabnianie, suszenie, przesiewanie itp. (Tripathi, 1998). Biorąc pod uwagę duże ilości surowca już przetwarzanego za pomocą brykietowania, dla zapewnienia ekonomicznej opłacalności przerobu, konieczne są szczegółowe badania procesu zagęszczania. Pomimo istnienia, wielu urządzeń do zagęszczania i brykietowania, opracowań nowych modeli matematycznych, nie ma dotychczas spójnej teorii opisującej te procesy w sposób przydatny dla inżyniera projektującego takie urządzenia (Hryniewicz i Dzik, 2008; Dzik, 2008).

Zasadniczym problemem w konstrukcji brykietarek jest: określenie kształtu elementów roboczych, wyznaczenie sił i prędkości zagęszczania, „doskonalenie” konstrukcji układu roboczego. Dodatkową trudność w opisie teoretycznym procesu sprawiają zmienne właściwości surowca, zależne od wielu czynników takich jak: miejsce pozyskiwania, rozdrobnienie, sposób obróbki, temperatura, skład chemiczny, czas leżakowania itp. Można też wyróżnić

materiały, których podatność na zagęszczanie zależy od sposobu brykietowania. Przykładem takiego materiału jest słoma. Wytwarzane z niej brykiety w brykietarce tłokowej są jakościowo dużo gorsze od brykietów otrzymywanych w urządzeniach ślimakowych.

Wytwarzanie brykietów powinno odbywać się przy jak najmniejszej energochłonności procesu. Produkt końcowy – brykiet powinien mieć odpowiednią wartość opałową, a jednocześnie być odporny na uszkodzenia mechaniczne podczas transportu. Aby sprostać tym wymaganiom istnieje potrzeba prowadzenia badań procesu brykietowania, doskonalenia konstrukcji urządzeń do zagęszczania oraz poszukiwania innych technologii zagęszczania biomasy używanej na cele energetyczne.

2. STANOWISKO DO POMIARU SIŁ W MATRYCY BRYKIECIARKI ŚLIMAKOWEJ PODCZAS ZAGĘSZCZANIA SŁOMY PSZENNEJ

Przy wyborze koncepcji stanowiska wykorzystano doświadczenia z badań własnych (Demianiuk, 2001) nad zagęszczaniem materiałów drobnoziarnistych w komorze zamkniętej i otwartej.

Stanowisko zapewnia wykonanie pomiaru wartości następujących wielkości parametrów w matrycy brykietarki ślimakowej:

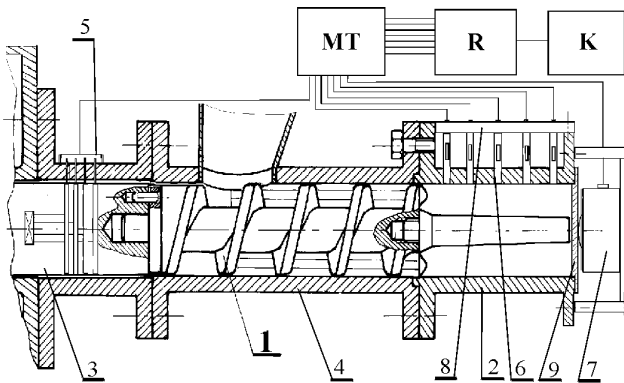
- nacisków bocznych na zadanej długości matrycy;
- nacisków zagęszczających w określonej odległości od ślimaka zagęszczającego;
- momentu obrotowego na wale ślimaka.

2.1. Opis stanowiska

Schemat układu roboczego stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 1.

W stanowisku wykorzystano motoreduktor o zmiennej prędkości obrotowej w zakresie 31-138 obr/min. Na wale reduktora 3 zamontowano układ do pomiaru momentu 5 składający się z tensometrów, pierścieni ślizgowych

oraz szczotek. Napęd na ślimak zagęszczający przekazywany był bezpośrednio z wału reduktora. Ślimak obracał się w tulei gardzieli 4. Na powierzchni wewnętrznej tulei 4 wyfrezowano rowki o szerokości 12mm i głębokości 3mm na długości od końca zasypu do części wyjściowej. Do kołnierza tulei gardzieli 4 przymocowano matrycę pomiarową 2, w której znajdują się otwory na przesuwne tłoczki pomiarowe 6 rozmieszczone na długości matrycy. Tłoczki pomiarowe spasowano suwliwie z otworami matrycy i zablokowano belką oporową 8. W celu zrównania powierzchni czołowej tłoczków z powierzchnią wewnętrzną matrycy wykonano szlifowanie zmontowanej matrycy pomiarowej 2. Na tłoczkach pomiarowych 6 naklejone zostały pełne pomiarowe mostki tensometryczne. Na końcu matrycy pomiarowej zamontowano denko matrycy 9 dociśnięte przez czujnik siły 7 z obudową.



Rys. 1. Schemat stanowiska do pomiaru nacisków promieniowych, nacisków na denko matrycy prasującej oraz momentu obrotowego brykieciarki ślimakowej: 1 – ślimak zagęszczający, 2 – matryca pomiarowa, 3 – wał motoreduktora, 4 – tuleja gardzieli, 5 – układ pomiarowy momentu, 6 – tłoczki pomiarowe, 7 – czujnik siły, 8 – belka oporowa tłoczków, 9 – denko matrycy

Przewody mostków pomiarowych tłoczków 6, czujnika siły 7 oraz układu pomiarowego momentu 5 połączono

z kolejnymi kanałami mostka Hottingera KWS/6-5 (MT) a następnie z rejestratorem MC 201 (R). Wyniki pomiarów rejestrowano za pomocą komputera (K).

3. PRZEBIEG POMIARÓW I WYNIKI BADAŃ

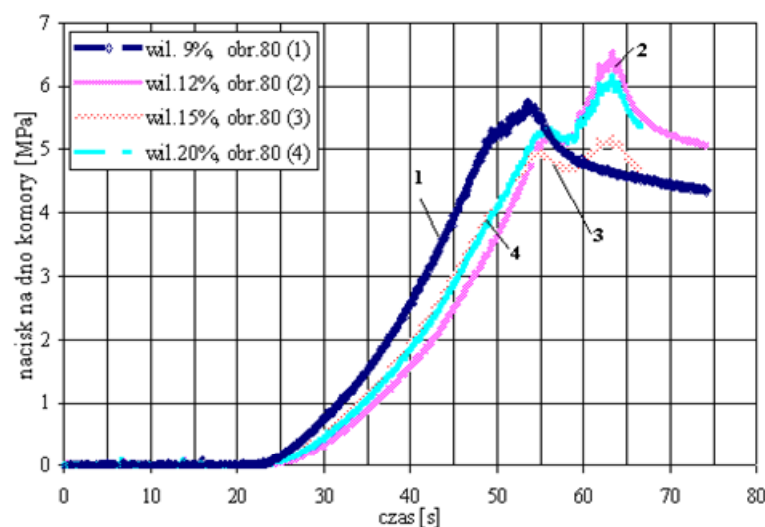
W celu pomiaru parametrów wymienionych w punkcie 3 ustalono wstępne założenia do badań:

- materiał zagęszczany – rozdrobniona słoma pszenna, sezonowana o składzie granulometrycznym -0,2-6mm;
- wilgotność słomy – 9, 12, 15, 20%;
- obroty ślimaka – 80 obr/min;
- matryca – średnica 68mm, zamknięta na długości 125mm;
- czas pomiaru – do chwili ustania narastania nacisków (do czasu zakończenia przesuwania się materiału zagęszczanego w gardzieli brykieciarki);
- temperatura układu zagęszczającego – około 22°C;
- kształt układu roboczego – stały.

3.1. Pomiar nacisków na dno matrycy

Pomiary nacisków na denko matrycy (rysunek 1) nano-szono na wykresy jako średnie wartości z pięciu prób dla każdej ustalonej wilgotności zagęszczanego materiału. Wyniki badań przedstawiono na rysunku 2.

Z badań wynika, że naciski na denko matrycy osiągają różne wartości w zależności od wilgotności zagęszczanego materiału i wynoszą np. 6,48MPa dla słomy o wilgotności 12% a 5,18MPa dla słomy o wilgotności 15%. Wilgotność materiału wpływa na czas osiągania największych nacisków na denko matrycy (do czasu ścięcia materiału między ślimakiem a tuleją gardzieli – rysunek 1) np. przy wilgotności słomy 9% (krzywa 1 na rysunku 2) oraz wilgotności słomy 20% (krzywa 4), różnica w czasie wynosiła około 10 sekund, przy tych samych obrotach ślimaka.



Rys. 2. Średnie naciski na denko matrycy brykieciarki ślimakowej podczas zagęszczania słomy pszennej

3.2. Pomiary nacisków bocznych

Wyniki pomiarów nacisków bocznych (promieniowych) w matrycy brykieciarki ślimakowej zamkniętej denkiem przedstawiono na rysunku 3.

Z badań wynika, że największe naciski boczne są przy wyjściu materiału ze ślimaka, w miarę oddalania się od tulei gardzieli, spadają do określonej wartości i w dalszej części matrycy osiągają stałą wartość (średnio od 11,5-15,5 MPa – przy czole ślimaka do 1-2 MPa w odległości 0,12 m od ślimaka).

Wilgotność materiału ma wpływ na wartość nacisków bocznych, co ilustrują krzywe regresji na rysunku 3. W pobliżu ślimaka różnice nacisków bocznych, dla różnych

wilgotności wynoszą około 4 MPa a przy dnie matrycy około 1 MPa.

Na podstawie wyników pomiarów, określono metodą regresji wielokrotnej równania wielomianowe trzeciego stopnia opisujące rozkład nacisków bocznych na długości matrycy zamkniętej brykieciarki ślimakowej.

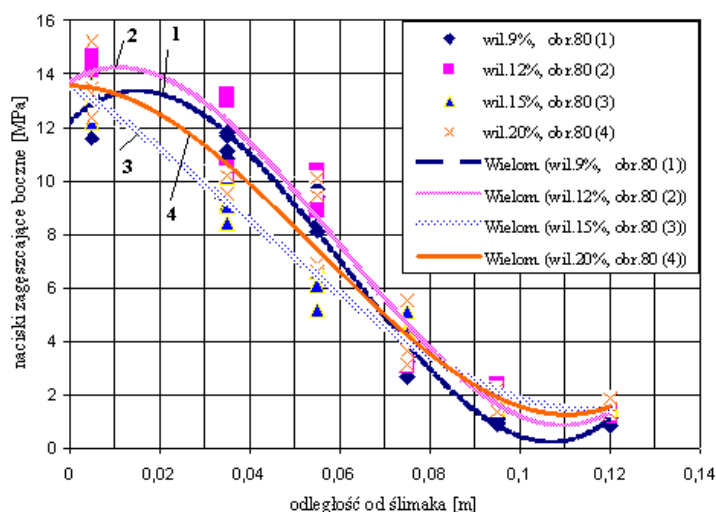
$$Y_1 = 33929x^3 - 6222,3x^2 + 166x + 12,142, \quad R^2 = 0,9805 \quad (1)$$

$$Y_2 = 28060x^3 - 5083,3x^2 + 103,17x + 13,662, \quad R^2 = 0,9634 \quad (2)$$

$$Y_3 = 8034,4x^3 - 973,75x^2 - 99,811x + 13,548, \quad R^2 = 0,9804 \quad (3)$$

$$Y_4 = 18382x^3 - 3045,6x^2 + 0,9884x + 13,549, \quad R^2 = 0,9517 \quad (4)$$

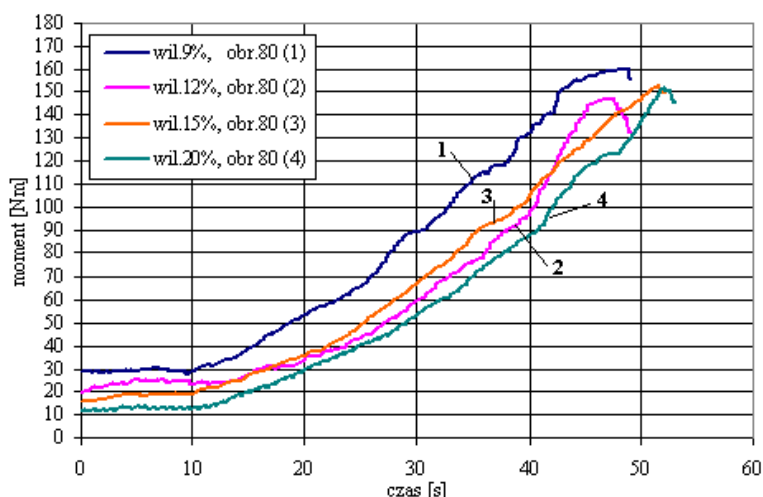
gdzie: x – odległość od ślimaka zagęszczającego [m],
 Y – naciski promieniowe [MPa].



Rys. 3. Rozkład nacisków promieniowych w matrycy brykieciarki ślimakowej (na długości do umieszczonego denka matrycy) podczas zagęszczania słomy pszennej

3.3. Pomiar momentu

Wyniki pomiarów momentu obrotowego podczas zagęszczania trocin w matrycy zamkniętej brykieciarki ślimakowej przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Wpływ wilgotności na średnią wartość momentu obrotowego podczas zagęszczania słomy

Z powyższego rysunku wynika, że moment do czasu ścięcia materiału między ślimakiem a tuleją gardzieli osiąga wartości od 147 do 160Nm w zależności od wilgotności materiału. Wilgotność materiału wpływa też na szybkość zwiększania się momentu podczas zagęszczania. Przykładowo, przy wilgotności surowca 9% maksymalny moment (160Nm) uzyskano po 47s (krzywa 1, rysunek 4), a przy 20% wilgotności – po 52s (krzywa 4, rysunek 4).

4. WNIOSKI

Przeprowadzone badania układu roboczego brykietarki ślimakowej z zamkniętą matrycą pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

- wilgotność surowca ma istotny wpływ na proces zagęszczania słomy pszennej;
- wilgotność zagęszczanego materiału ma wpływ na wartość momentu obrotowego ślimaka, lecz zależy on głównie od konstrukcji układu ślimak – tuleja gardzieli;
- istnieje duże podobieństwo wyników badań brykietarki ślimakowej z wynikami badań laboratoryjnych układu roboczego tłok-matryca zamknięta, tłok-matryca otwarta. Wyniki badań laboratoryjnych mogą być wykorzystane w celu doskonalenia technologii zagęszczania materiałów roślinnych w brykietarce ślimakowej (Demianiuk i inni, 1998, 2000);
- brykiety ze słomy wytwarzane w brykietarce ślimakowej posiadają lepsze parametry jakościowe od wytwarzanych w urządzeniu tłokowym (Demianiuk, 2001).

LITERATURA

1. **Cichy W.** (1994), Spalanie odpadów drzewnych, *Ekopartner*, Nr 2, 8.
2. **Demianiuk L.** (2001), *Brykietowanie rozdrobnionych materiałów roślinnych*, Praca doktorska, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Białystok.
3. **Demianiuk L.** (1998), Stanowisko do rejestracji sił występujących podczas brykietowania w komorze zamkniętej, *VIII Konferencja Naukowo-Techniczna, Budowa i Eksploatacja maszyn Przemysłu Spożywczego*, Białystok-Białowieża, 2-4 września, 67-74.
4. **Demianiuk L., Seweryn A.** (2000), Doświadczalna analiza wartości sił tarcia zewnętrznego podczas zagęszczania trocin w komorze zamkniętej i otwartej, *Zeszyty Naukowe PB, Nauki Techniczne* Nr 130, ser. Mechanika z. 22, 161-178.
5. **Dzik T., Hryniewicz M.** (2008), Dobór układu zagęszczania prasy ślimakowej do scalania odpadów z produkcji rolnej, *CHEMIK nauka-technika-rynek*, 61, Nr 9. 429-433.
6. **Dzik T.** (2008) Teoretyczna i eksperymentalna analiza procesu scalania odpadów pochodzenia roślinnego, *CHEMIK nauka-technika-rynek*, 61, Nr 9. 450-452.
7. **Grajewski W.** (1990), Utylizacja odpadów w zakładach meblarskich krajów rozwiniętych, *Przemysł Drzewny*, Nr 3, 17-18.
8. **Lis W., Schroeder G.** (1998), Problemy ekologiczne w przemyśle drzewnym, *Przemysł Drzewny*, Nr 5. 6-8.
9. **Tripathi A.R., Iyer P.V.R., Kandpal T.C.** (1998), A techno-economic evaluation of biomass briquetting in India, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 14, Issue: 5/6, 479-488.
10. **Tripathi A.R., Iyer P.V.R., Kandpal T.C., Singh K.K.** (1998), Assessment of availability and costs of some agricultural residues used as feedstocks for biomass gasification and briquetting in India, *Energy Conversion And Management*, Vol. 39, Issue: 15, 1611-1618.

TEST OF FORCES APPEARING IN THE MATRIX OF SNAIL BRIQUETING DEVICE

Abstract: The article demonstrates tests of momentum and forces appearing, while briquetting crumbled materials of plant origin in a snail briquetting device. Tests were run on an especially constructed stand. Results can be used for construction calculations of snail briquetting device.

REGULACJA PRĄDU W OBWODZIE ELEKTRYCZNYM CEWKOWEJ WYRZUTNI MAGNETYCZNEJ

Zdzisław GOSIEWSKI*, Mirosław KONDRATIUK*, Piotr KŁOSKOWSKI*

*Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

gosiewski@pb.edu.pl, m.kondratiuk@pb.edu.pl, kloskowski@o2.pl

Streszczenie: W niniejszym artykule przedstawiono koncepcję sterowania prądem w obwodzie elektrycznym cewkowej wyrzutni magnetycznej. Zaproponowano sposób realizacji układu regulacyjnego oraz zamodelowano elektroniczne komponenty obwodu. Przeprowadzono symulacje obiektu wraz z regulatorem impulsowym dzięki któremu stabilizowano wartości prądu w obwodzie cewki przy rozładowaniu kondensatora. W czasie symulacji dobrano odpowiednią częstotliwość pracy kontrolera. Badania przeprowadzono dla różnych wartości indukcyjności zwojnicy, co miało na celu określenie poprawności koncepcji sterowania dla zmienionych parametrów obiektu. Przeprowadzono analizę uzyskanych wyników oraz przedstawiono możliwości realizacji fizycznego układu. Niniejsze badania stanowią fazę wstępną przed budową eksperymentalnego modelu cewkowej wyrzutni elektromagnetycznej o stabilizowanym przyspieszeniu rdzenia.

1. WPROWADZENIE

Szybkie sterowanie procesami odgrywa coraz większą rolę we współczesnej technice. Nowoczesne mikrokomputery umożliwiają tworzenie konstrukcji, które nigdy nie uzyskałyby stabilności bez ekstremalnie szybkiej kontroli układów elektronicznych. Przykładami są m.in.: samoloty zwane potocznie „latającymi skrzydłami”, aktywne tłumiki drgań w układach mechanicznych, sterowane łożyska magnetyczne, wirujące magazyny energii kinetycznej, wysokopojemnościowe, kondensatorowe magazyny energii potencjalnej, itp. Można tu również wymienić cewkowe wyrzutnie elektromagnetyczne.

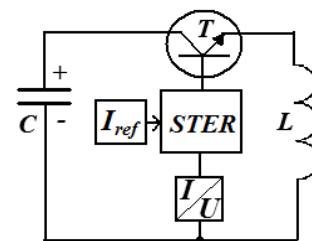
Cewki elektromagnetyczne są elementami powszechnie stosowanymi w różnego typu urządzeniach elektronicznych i elektrotechnicznych. Znajdują również zastosowanie w magnetycznych wyrzutniach cewkowych tzw. coilgunach, gdzie stanowią kluczowy element konstrukcyjny (Hainsworth i Rodger, 1995; Lockner i inni, 2004; Razał i inni, 2007). Rozważania dotyczące doboru cewek oraz zastosowań wyrzutni magnetycznych przedstawiono w innych publikacjach (Gosiewski i Kondratiuk, 2008; Gosiewski i Kondratiuk, 2009).

2. OPIS UKŁADU

Obwód złożony z cewki elektromagnetycznej, rezystancji i kondensatora jest przykładem klasycznego układu elektrycznego. Utrzymanie określonej wartości prądu w takim obwodzie wymaga zastosowania regulatora. W podobnych układach najczęściej wykorzystywane są elementy proporcjonalno-całkujące (PI). W celu bardzo szybkiej i precyzyjnej kontroli badanej wielkości często stosowana jest regulacja impulsowej. Niniejsze opracowanie przedstawia projekt układu automatycznej regulacji

właśnie z regulatorem impulsowym. Badania symulacyjne obiektów zostały przeprowadzone z myślą o przyszłej realizacji układu.

Zaprojektowano obwód założony z kondensatora, cewki elektromagnetycznej, elementu pomiarowego oraz sterownika (rysunek 1).



Rys. 1. Schemat układu sterowania, gdzie: C – kondensator, T – tranzystor, $STER$ – impulsowy układ sterowania prądem cewki, I_{ref} – zadana (pożądana) wartość prądu w obwodzie cewki, I/U – przetwornik mierzący prąd cewki, L – cewka elektromagnetyczna

Zasymulowano układ sterowania z przetwornikiem próbkującym stan prądu w cewce elektromagnetycznej. Wartość prądu była odczytywana dzięki elementowi pomiarowemu I/U . Gdy prąd w obwodzie nie osiągał zadanej wartości I_{ref} sterownik rozładowywał przy pomocy tranzystora T kondensator C przez obwód cewki L . Gdy prąd przekraczał określony poziom, sterownik odcinał dopływ sygnału sterującego tranzystorem i rozwiera obwód. Przy zastosowaniu odpowiednich parametrów układu: pojemności i napięcie ładowania kondensatora, rezystancji i indukcyjności cewki oraz czasu próbkowania, możliwa jest precyzyjna regulacja prądu płynącego przez obwód cewki elektromagnetycznej.

Badanie powyższego układu automatycznej regulacji ma na celu zastosowanie podobnego rozwiązania do po-

średniego sterowania ruchem rdzenia wyrzutni elektromagnetycznej, który jest wciągany do środka cewki na skutek przepływu prądu przez uzwojenie solenoidu.

3. REALIZACJA UKŁADU

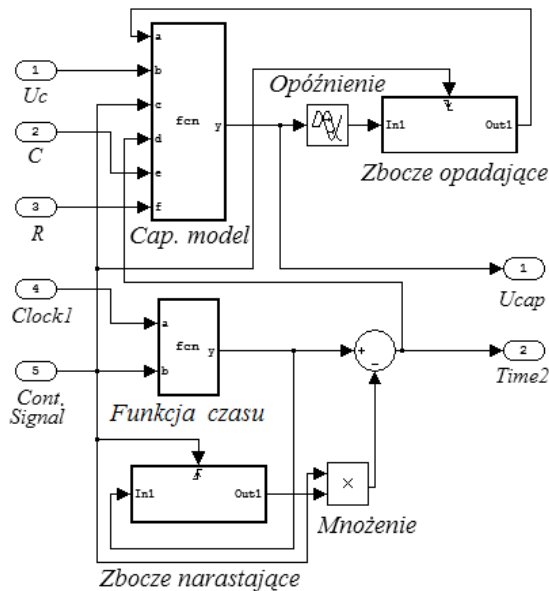
Do zaprojektowania i przebadania wyżej opisanego układu zastosowano oprogramowanie MATLAB z pakietem symulacyjnym Simulink. Zamodelowano poszczególne elementy obwodu cewki. Funkcjonalność całego układu została przebadana na drodze symulacji.

3.1 Kondensator

Schemat modelu kondensatora zbudowany w Simulinku został przedstawiony na rysunku 2. Blok o nazwie „Cap. model” został stworzony w oparciu o równanie ruchu opisujące dynamikę kondensatora. Rozwiązanie tego równania zostało przedstawione jako:

$$U(t) = U_C e^{\frac{1}{RC}t} \quad (1)$$

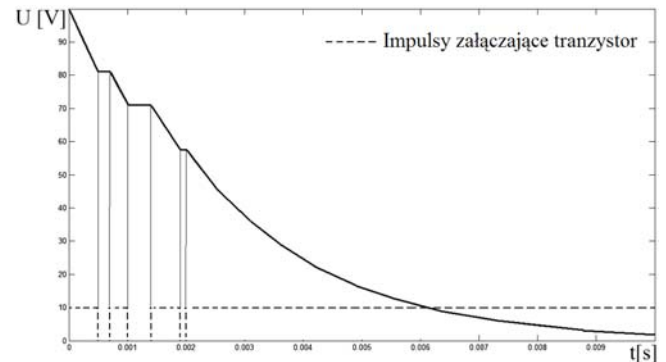
gdzie: $U(t)$ – napięcie rozładowania kondensatora [V], U_C – wartość napięcia do jakiej został naładowany kondensator [V], R – rezystancja w obwodzie cewki [Ω], C – pojemność kondensatora [F], t – czas rozładowywania kondensatora [s].



Rys. 2. Schemat kondensatora zbudowany w Simulinku

Bloki zamieszczone w układzie, zostały użyte w celu odwzorowania rzeczywistego zachowania kondensatora w obwodzie elektrycznym. W procesie rozładowania kondensatora, napięcie spada zgodnie z równaniem (1), natomiast w czasie gdy tranzystor nie przewodzi prądu, jest utrzymywane na stałym poziomie. Stopniowe rozładowywanie kondensatora jest trudne do modelowania, ponieważ napięcia nie jest opisane funkcją ciągłą. W celu reali-

zacji niezbędne okazało się wprowadzenie do układu dodatkowych bloków, które reagowały na zbocze narastające i opadające sygnału czasowego. Przedstawiony model symulacyjny umożliwia w miarę poprawne odwzorowanie procesu. Wyniki jego działania przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Proces stopniowego rozładowywania kondensatora przez tranzystor, gdzie U – napięcie na okładkach kondensatora

Na rysunku 3 przedstawiono w sposób symboliczny czas załączania tranzystora. Parametry symulowanego obiektu to: $U_C = 100V$ i $R = 0,5\Omega$.

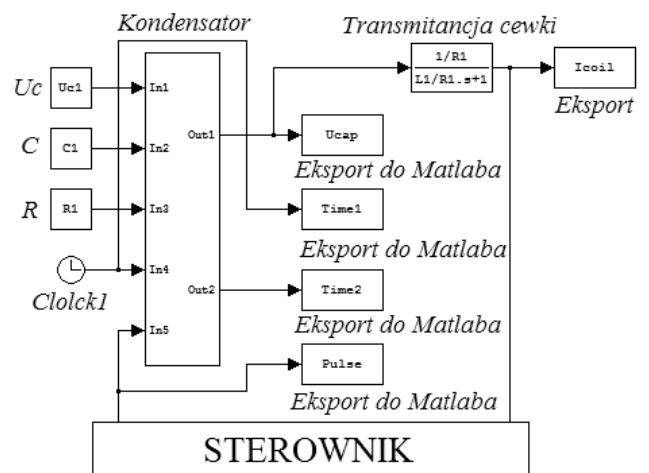
3.2 Cewka elektromagnetyczna

Solenoid został zamodelowany w postaci transmitancji $G(s)$ opisującej dynamikę prądową obwodu RL :

$$G(s) = \frac{1}{Ls + R} \quad (2)$$

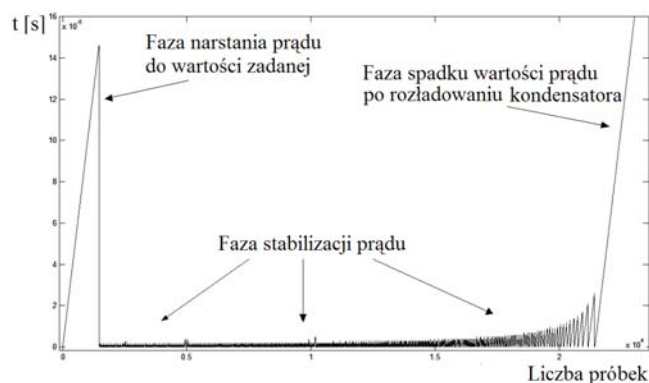
gdzie: R – rezystancja [Ω], L – indukcyjność cewki [H].

Sygnałem wejściowym transmitancji jest napięcie rozładowania kondensatora. Sygnałem wyjściowym jest prąd w obwodzie cewki. Układ symulacyjny kondensatora i cewki został przedstawiony na rysunku 4. Z modelowanych obiektów wyprowadzono szereg sygnałów służących do monitorowania pracy układu. Są to między innymi: prąd cewki (I_{coil}), napięcie rozładowania kondensatora (U_{cap}), czas symulacji ($Time1$), impulsy załączania tranzystora ($Pulse$) oraz „czas piłokształtny” ($Time2$).



Rys. 4. Układ symulacyjny kondensatora z cewką

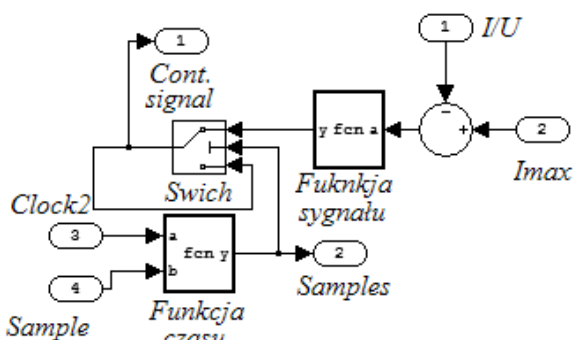
Równanie (1) opisuje dynamikę kondensatora dla stałej wartości napięcia. Przy stopniowym rozładowywaniu, wartość U ulega jednak zmianie (rysunek 3). Dla każdej kolejnej fazy rozładowywania musi zostać określony czas narastający od zera. Celem rozwiązania problemu, wprowadzono generator sygnału piłokształtnego modelujący stopniowe rozładowywanie kondensatora. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy przebieg „czasu piłokształtnego” w układzie automatycznej regulacji prądu cewki zasilanej z kondensatora.



Rys. 5. „Czas piłokształtny” służący do symulacji rozładowania kondensatora i opisu fazy pracy układu

3.3. Regulator

Umieszczenie sterownika w symulowanym układzie regulacji przedstawiono na rysunek 4. Obiekt został zamodelowany jako urządzenie próbkujące z zadaną częstotliwością wartość prądu przepływającego przez obwód cewki elektromagnetycznej. W odpowiedzi na sygnał płynący ze sprzężenia zwrotnego, regulator włączał lub wyłączał tranzystor. Schemat zamodelowanego urządzenia wraz z sygnałami we/wy, przedstawiono na rysunku 6. Z regulatora wyprowadzono sygnał sterujący tranzystorem (*Cont. signal*), który wykorzystano do analizy pracy układu.

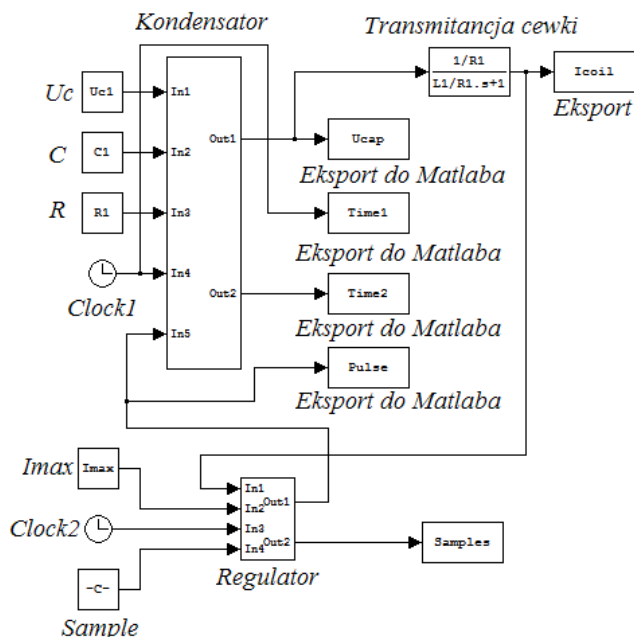


Rys. 6. Schemat regulatora zastosowanego w układzie stabilizacji prądu

Na rysunku 7 pokazano niezbędne sygnały wejściowe podawane do regulatora, tj. zadany prąd (I_{max}), czas symulacji (*Clock2*) oraz czas próbkowania (*Sample*). Do regulatora wpływa również informacja o prądzie płynącym

w obwodzie cewki (I_{coil}). Zapewnia to realizację sprzężenia zwrotnego w układzie automatycznej regulacji.

Elektroniczna realizacja układu nosi nazwę „choppera prądowego”. W porównaniu z układami regulowanymi szerokością impulsu (PWM), zasadniczym ograniczeniem przedstawionego regulatora jest brak możliwości wpływu na czas trwania impulsów wyjściowych. Podczas fazy stabilizacji prądu generowany jest sygnał prostokątny o stałej, zadanej częstotliwości. Jest to konstrukcyjnie proste rozwiązanie, które umożliwia sterowanie szybkimi i ekstremalnie szybkimi procesami.



Rys. 7. Regulatora w układzie wraz z zaznaczonymi sygnałami wejściowymi

3.4. Testowanie modelu

W celu sprawniejszej obsługi zaprojektowanego układu regulacji, stworzono skrypt uruchamiający symulację. Program ten umożliwił również wprowadzenie podstawowych danych i wyświetlenie wyników. Poniżej przedstawiono fragment listingu programu z parametrami wejściowymi modelu i regulatora:

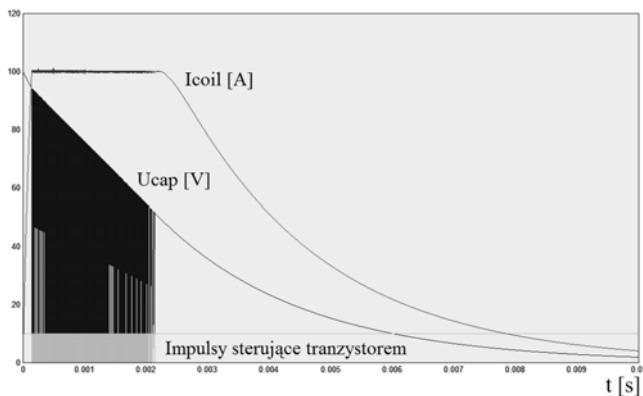
```
%Kondensator i cewka
Uc1=100; %Napięcie początkowe kondensatora, [V]
R1=0.5; %Rezystancja cewki, [Ω]
C1=0.0047; %Pojemność kondensatora, [F]
L1=0.0001; %Indukcyjność cewki, [L]
%Regulator
Imax=100; %Wartość zadana prądu, [A]
Sample=0.000001; %Czas próbkowania, [s]
```

Całkowity czas symulacji jest dobierany w menu Simulinka (10ms). Innym bardzo ważnym parametrem jest krok symulacji, który we wszystkich badaniach przyjmował stałą wartość (100ns). Jest to konieczne do umożliwienia ewentualnej praktycznej realizacji badanego układu sterowania.

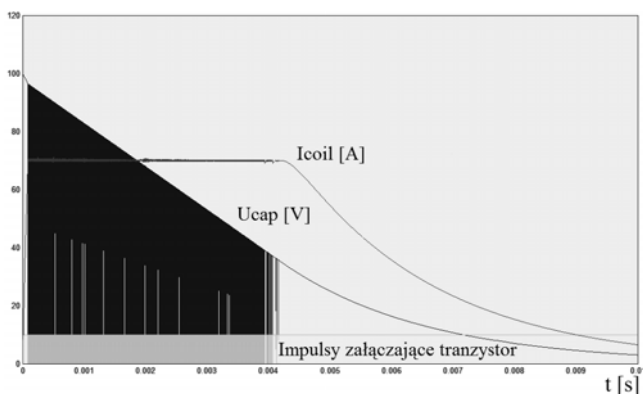
4. WYNIKI I WNIOSKI

Na rysunkach 8 – 13 przedstawiono wyniki działania symulacji układu automatycznej regulacji prądu w obwodzie cewki elektromagnetycznej. Próbkowanie układu pomiarowego zostało określone na poziomie 1MHz. Doboru dokonano w oparciu o dokumentację techniczną sterowników FPGA Spartan 3 firmy Xilinx (2005), które posiadają zegar o częstotliwości nawet do 200MHz. Umożliwia to implementację algorytmów bardzo szybkiego sterowania. Częstotliwość próbkowania przyjęta w symulacjach jest zatem realnie osiągalna przez układy fizyczne. Istotny jest również dobór odpowiedniego urządzenia załączającego obwód prądowy cewki. Czasy otwarcia kanału przewodzącego np. w tranzystorach MOS-FET oscylują wokół kilku lub kilkunastu nanosekund. Nie wpływa to więc znacząco na dynamikę układu. Innymi istotnymi parametrami przełącznika są również: dyssypacja mocy, napięcie pracy, dopuszczalny prąd ciągły oraz częstotliwościowe pasmo przenoszenia. W oparciu o dokumentację techniczną można wyszczególnić kilka modeli tranzystorów spełniających wymogi szybkiego przełączania dużych prądów (International Rectifier, 2008).

Wykresy obrazujące wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawiają napięcie rozładowywania kondensatora (U_{cap} [V]), stabilizowany prąd (I_{coil} [A]) oraz impulsy załączające tranzystor.

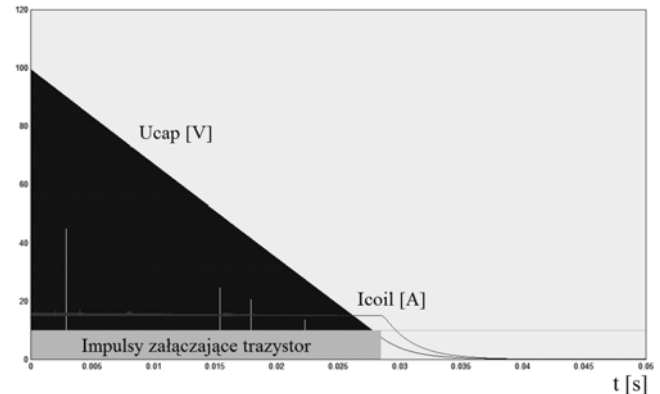


Rys. 8. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem

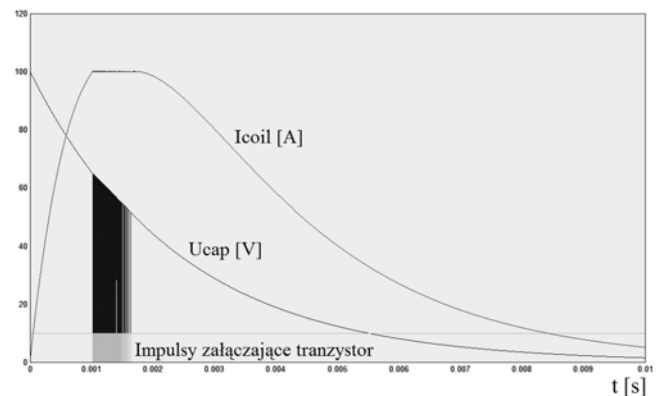


Rys. 9. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem lecz z $I_{max}=10A$

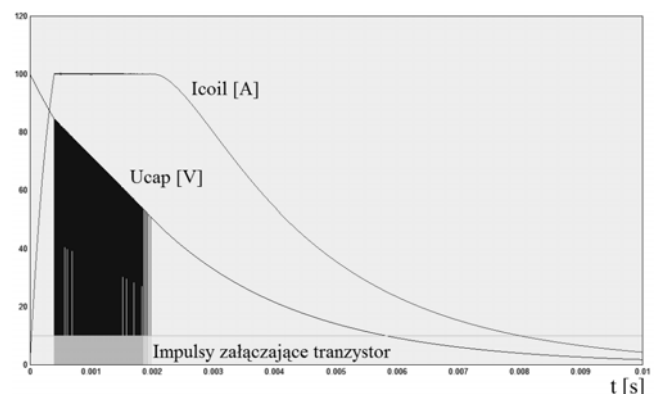
Na rys. 8 – 10 przedstawiono kilka symulacji z różnymi wartościami parametrów modelu. Możliwy jest również dobór innego czasu próbkowania, który jest powiązany z inercyjnymi właściwościami badanych sygnałów. W przypadku zwiększenia wartości indukcyjności jednocześnie zwiększa się bezwładność prądowa układu. Wówczas częstotliwość próbkowania sygnału wychodzącego z obiektu może ulec zmniejszeniu. Rysunki 11 i 12 przedstawiają wyniki symulacji przy zwiększonej indukcyjności cewki.



Rys. 10. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem z $I_{max}=15[A]$ i czasem symulacji 50ms



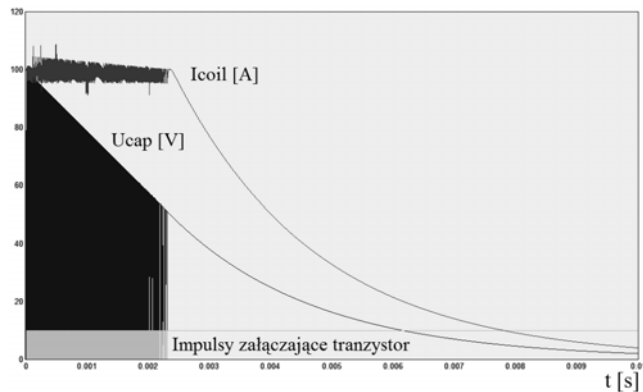
Rys. 11. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem lecz z indukcyjnością cewki $L=500\mu H$



Rys. 12. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem lecz z indukcyjnością cewki $L=250\mu H$

Gdy zmniejszono indukcyjność zwojnicy i zachowany taką samą częstotliwość próbkowania zaobserwowano znaczne pogorszenie się stabilizacji prądu (rysunek 13).

Należy zaznaczyć, że dynamika układu zależna jest również od rezystancji uzwojenia i geometrii cewki. Skonstruowany model może posłużyć jako pomoc w doborze parametrów modelu rzeczywistego takich jak opór elektryczny czy indukcyjność własna zwojnicy.



Rys. 13. Wyniki symulacji układu dla parametrów zgodnych z powyższym listingiem lecz z indukcyjnością cewki $L=10\mu\text{H}$

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania wskazują, że przedstawiona koncepcja regulacji prądu w obwodzie RLC może być praktycznie zrealizowana. Projektowanie i symulacja przedstawionego układu odbywały się z myślą o zastosowaniu sterownika FPGA jako platformy sprzętowej regulatora impulsowego. Moduł wejść analogowych sterowników Spartan 3 firmy Xilinx, po uprzedniej odpowiedniej modyfikacji, może posłużyć jako przetwornik pomiarowy do odczytywania wartości prądu w cewce. Dobór tranzystora załączającego obwód elektryczny został zrealizowany na podstawie analizy dokumentacji technicznej poszczególnych modeli takich przełączników półprzewodnikowych. Dalsze prace mają na celu zaprojektowanie i przebadanie koncepcji regulatora siły działającej na ferrytowy rdzeń znajdujący się w polu magnetycznym cewki. Wyniki analiz pozwolą ustalić, czy przedstawiona koncepcja regulacji ma zastosowanie przy konstrukcji wyrzutni magnetycznej o kontrolowanym przyspieszeniu obiektu wyrzucanego.

LITERATURA

1. Gosiewski Z., Kondratiuk M. (2008), Introductory Investigations of Unmanned Aerial Vehicles (UAV) Coil Launcher, Scientific Proceedings of Riga Technical University, Series 6: *Transport and Engineering. Transport. Aviation Transport*, No. 27, 57-69.
2. Gosiewski Z., Kondratiuk M. (2009), Selection of Coil Parameters In Magnetic Launchers, *Solid State Phenomena*, Vols. 147-149, 438-443.
3. Hainsworth G., Rodger D. (1995), Design Optimisation of Coilguns, *IEEE Transaction on Magnetics*, Vol. 31, No. 1.
4. Lockner T. R., Kaye R. J., Turman B. N. (2004), *Coilgun Technology. Status, Applications, and Future Directions at Sandia National Laboratories*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA.
5. Razal M., Iqbal S. J., Hon K. W. (2007), Development of Magnetic Pulsed Launcher System using Capacitor Banks, *The 15th Student Conference on Research and Development – SCORed 2007*, Malaysia.
6. International Rectifier (2008), IRFB411-5PbF Data Sheet.
7. International Rectifier (2008), IRFS4010-7PPbF Data Sheet.
8. Xilinx (2005), Spartan-3 FPGA Family: Complete Data Sheet.

CURRENT CONTROL IN THE ELECTRIC CIRCUIT OF THE COIL MAGNETIC LAUNCHER

Abstract: In this paper the conception of current control in the electric circuit of the coil magnetic launcher is presented. The implementation manner of the regulation system was proposed and electronic component of the electric circuit were modelled. The system of the object and the impulse regulator was simulated. When the coil was energised by discharging capacitor, the controller stabilised circuit current value. The appropriate frequency of the regulator work was obtained by the means of simulation. Research was conducted for different values of the coil inductance. Thus we checked control system correctness for the variable model parameters. The analysis of the simulation was conducted and its results were depicted. Described investigations state preliminary steps of designing and building of the coil magnetic launcher experimental model with stabilised armature acceleration.

Składamy serdeczne podziękowania Pani Aleksandrze Zareckiej za pomoc w przygotowaniu niniejszego artykułu.

OBLICZANIE NIEŻEBROWANYCH DEN PŁASKICH ZBIORNIKÓW CIŚNIENIOWYCH

Jerzy ICKIEWICZ*

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

jickiewi@pb.edu.pl

Streszczenie: W artykule porównano analityczną metodę obliczeń den płaskich cylindrycznych zbiorników ciśnieniowych z metodą elementów skończonych w kontekście procedur określonych przez Urząd Dozoru Technicznego.

1. WSTĘP

Projektowanie urządzeń technicznych polega na określeniu optymalnych cech konstrukcyjnych: geometrycznych (kształt i postać), materiałowych i dynamicznych (stan obciążeń, naprężeń i odkształceń). Można je określać na podstawie literatury z wytrzymałości materiałów lub podstaw konstrukcji maszyn wykorzystując ogólne metody obliczeniowe, względnie na podstawie metod specyficznych, np. przepisów UDT (polegających na arbitralnym stosowaniu naddatków na korozję, itp. do grubości dna obliczonego metodą analityczną), Dyrektyw UE lub norm (Konopko, 1998; Dyrektywa 97.23/WE, PN-EU 12334, Warunki UDT).

Korzystając z możliwości wykazania niezawodności konstrukcji w inny sposób niż zawarty w warunkach UDT, podjęto próbę obliczania den płaskich w zbiornikach dużej objętości metodą elementów skończonych (Rakowski i Kacprzyk, 2008), traktując metodę analityczną jako metodę odniesienia.

2. ANALITYCZNA METODA OBLICZANIA DEN PŁASKICH ZBIORNIKÓW CIŚNIENIOWYCH

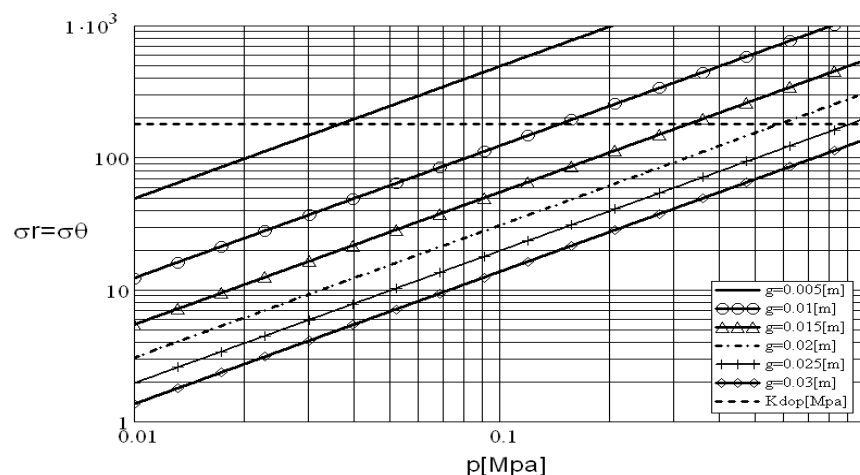
Przy obliczaniu stalowych den płaskich o średnicy D , stosuje się modele teorii płyt z przegubowym lub sztywnym zamocowaniem ich brzegu, zakładając, że ugięcie płyty jest

dużo mniejsze od jej grubości g , co pozwala nie uwzględniać naprężeń rozciągających w płaszczyznach równoległych do płaszczyzny środkowej (hipoteza Kirchhoffa). Pod działaniem ciśnienia p płyta zmienia swój kształt jednocześnie w dwóch płaszczyznach. Pas jednostkowej szerokości wydzielony dwoma równoległymi przekrojami położonymi symetrycznie względem średnicy ma moment bezwładności $J=lg/12$. Maksymalne naprężenia promieniowe σ_r i obwodowe σ_θ występują na dolnej górnej powierzchni pasa i dla $z=\pm g/2$ wynoszą: $\sigma_r=6M_r/g^2$ i $\sigma_\theta=6M_\theta/g^2$. Po podstawieniu M_r w środku i na brzegu płyty, postacie końcowe: dla płyty sztywno zamocowanej w środku: $\sigma_r=\pm 3(1+\mu)pR^2/8g^2$ i na brzegu $\sigma_r=3pR^2/4g^2$; $\sigma_\theta=\mu 3pR^2/4g^2$ i płyty swobodnie podpartej w środku: $\sigma_r=\pm 3(3+\mu)pR^2/8$ i na brzegu: $\sigma_r=3pR^2/4g^2$; $\sigma_\theta=\mu 3pR/g^2$.

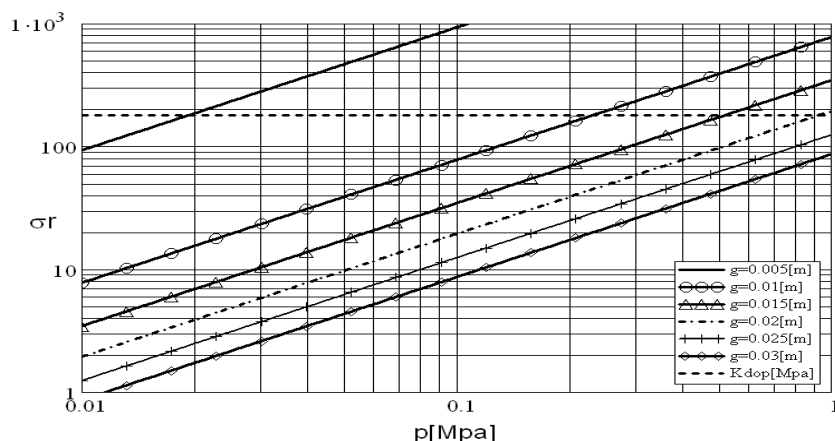
Na podstawie tych równań, przy uwzględnieniu sposobu zamocowania płyty i przyjętych powyższych uproszczeniach można sprawdzić warunek wytrzymałościowy:

$$\sigma = \max \sigma_r; \sigma_\theta \leq k_{dop} \quad (1)$$

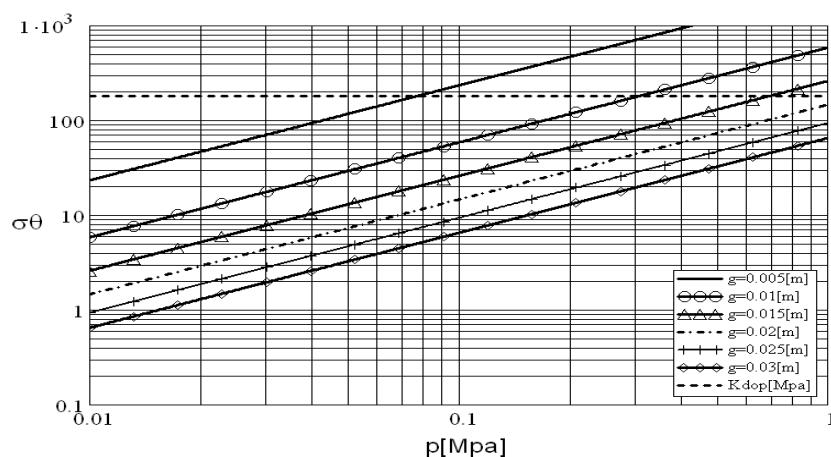
W rzeczywistości zagadnienie jest bardziej złożone, więc trudne jest, a czasem niemożliwe ustalenie, w jaki sposób zamocowany jest brzeg dna (stosunek maksymalnych naprężeń dla obu przypadków wynosi 2,5). Poza tym dna płaskie mogą być także uźebrowane co zmniejsza ich grubość.



Rys. 1. Naprężenia obwodowe i promieniowe w środku płyty w funkcji ciśnienia



Rys. 2. Naprężenia promieniowe na brzegu płyty w funkcji ciśnienia



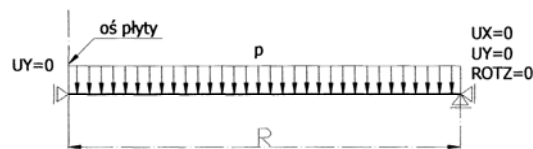
Rys. 3. Naprężenia obwodowe na brzegu płyty w funkcji ciśnienia

Na podstawie powyższych wzorów można sporządzić wykresy naprężeń dla płyty zamocowanej sztywno w funkcji ciśnienia. Wrysowując linię poziomą odpowiadającą wartości k_{dop} dla danego materiału można odczytać maksymalne ciśnienie, które wytrzyma dno o grubości g : (na rysunku 1, 2 i 3 pokazano przykładowe wykresy dla promienia zbiornika, $R=0$, $m\sigma_r$ i σ_θ – w MPa).

3. OBLICZANIE DEN PŁASKICH METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

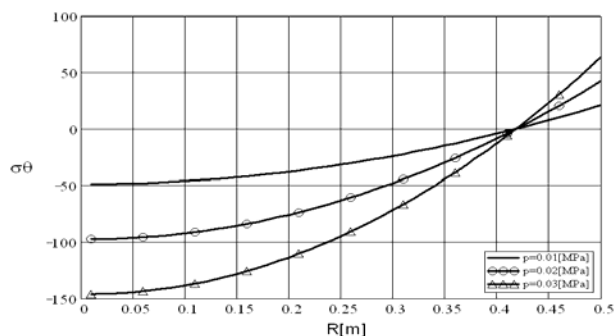
3.1. Dno jako płyta zamocowana sztywno

Za pomocą programu MES ANSYS 5.7 zbudowano model płyty kołowo-symetrycznej (rysunek 4) sztywno zamocowanej (za pomocą elementów SHELL51) na brzegu i porównano rozwiązanie z rozwiązaniem analitycznym, w celu określenia przydatności MES do obliczeń zbiorników ciśnieniowych.

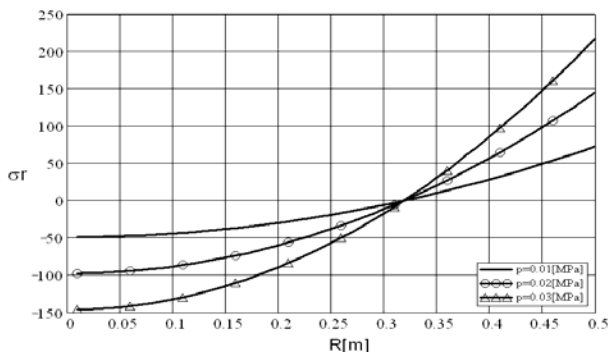


Rys. 4. Model numeryczny płyty kołowo-symetrycznej (dno płaskie)

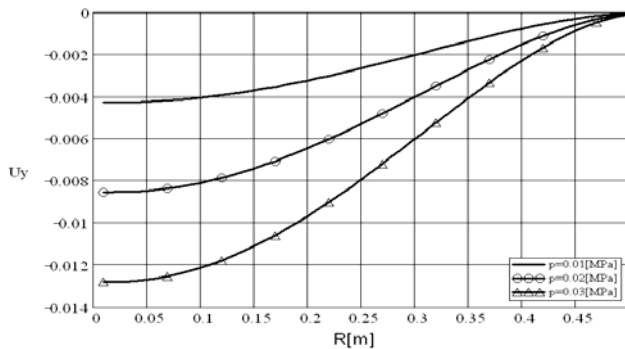
Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na poniższych rysunkach.



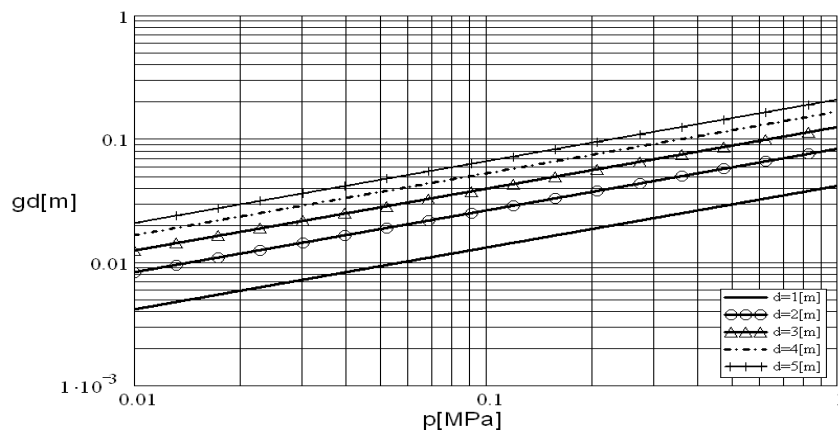
Rys. 5. Naprężenie obwodowe w płycie utwierdzonej sztywno



Rys. 6. Napężenie promieniowe w płycie utwardzonej sztywno



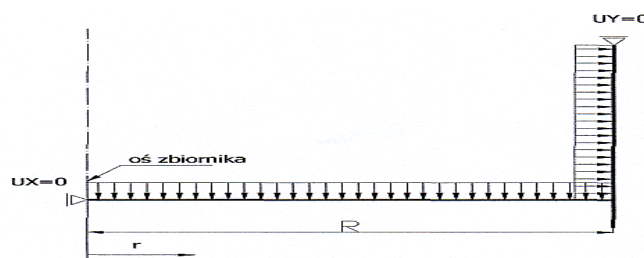
Rys. 7. Ugięcie (przemieszczenie UY[mm]) płyty utwardzonej sztywno



Rys. 8. Zależność grubości dna od ciśnienia w zbiorniku

3.2. Dno jako płyta zamocowana w powłoce walcowej

W praktyce inżynierskiej trudno jest określić czy dno jest zamocowane sztywno czy swobodnie podparte na brzegu – najczęściej jest to stan pośredni.



Rys. 9. Model MES dna zamocowanego w powłoce cylindrycznej

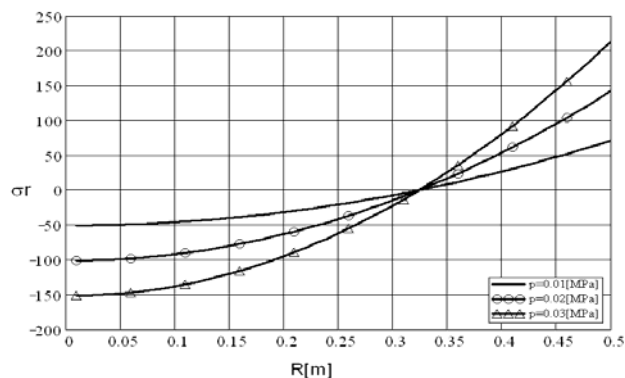
Porównanie wyników uzyskanych MES i metodą analityczną dla płyty zamocowanej sztywno, o promieniu $R=0,5\text{m}$ przedstawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Porównanie wyników uzyskanych MES i metodą analityczną dla płyty zamocowanej sztywno, o promieniu $R=0,5\text{m}$

	σ_r – brzeg	σ_r – brzeg (MES)	σ_θ – brzeg	σ_θ – brzeg (MES)
$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$	75.00	72.53	22.50	21.08
$p_1 = 0,2 \text{ MPa}$	150.00	145.07	45.00	42.16
$p_1 = 0,3 \text{ MPa}$	225.00	217.61	67.50	63.24
$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$	48.75	48.74	48.75	48.75
$p_1 = 0,2 \text{ MPa}$	97.5	97.48	97.50	97.49
$p_1 = 0,3 \text{ MPa}$	146.25	146.22	146.25	146.24

Z porównania wyników uzyskanych MES i metodą analityczną teorii sprężystości można powiedzieć, iż są one bardzo zbliżone. Można więc uznać, że MES jest dobrym narzędziem do projektowania den płaskich zbiorników ciśnieniowych, przy przyjętym modelu dna sztywno zamocowanego na brzegu.

Z obliczeń wynika, że maksymalnym napężeniem w dnie jest zawsze napężenie promieniowe σ_r na brzegu płyty. Przyjmując wartość $k_{dop}=110\text{MPa}$ i $R=0,5\text{m}$ można wykreślić zależność grubości dna od ciśnienia (rysunek 8).



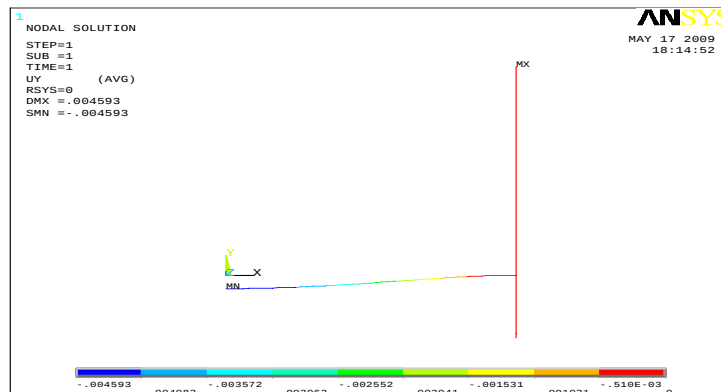
Rys. 10. Naprężenia promieniowe w dnie powłoki cylindrycznej

Porównanie wyników obliczeń dla modelu dna sztywno zamocowanego na brzegu w powłoce cylindrycznej przedstawiono w tablicy 2.

Tab.1. Porównanie wyników obliczeń dla modelu dna sztywno zamocowanego na brzegu w powłoce cylindrycznej

p [MPa]	σ_r - środek		σ_θ - środek		Max UY	
	sztywno	w powłoce	sztywno	w powłoce	sztywno	w powłoce
0,1	-48.74	-50.48	48.75	-50.49	-0.00426	-0.00458
0,2	-97.48	-100.96	97.49	-100.98	-0.00853	-0.00917
0.03	-146.22	-151.44	146.24	-151.47	-0.01279	-0.01375

p [MPa]	σ_r - brzeg		σ_θ - brzeg	
	sztywno	w powłoce	sztywno	w powłoce
0,1	72.54	70.79	21.08	19.34
0,2	145.07	141.59	42.16	38.67
0,3	217.61	212.38	63.24	58.01



Rys. 11. Przykładowa mapa przemieszczeń dna dla $p=0,1$ MPa

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Z powyższego porównania wynika, iż w dnie płaskim i powłoce cylindrycznej wyniki obliczeń różnią się od wyników dla modelu dna sztywno zamocowanego. Wynika to ze zmiany warunków brzegowych na zewnętrznej krawędzi dna. Naprężenia promieniowe i obwodowe $\sigma_r = \sigma_\theta$ w środku płyty wzrastają, zaś na brzegu dna maleją; wzrasta także ugięcie maksymalne. Spadek naprężeń na brzegu, a wzrost w środku zależy od sztywności powłoki cylindrycznej (od jej grubości, która jest podstawowym parametrem w obliczeniach ciśnieniowych zbiorników cylindrycznych. Reasumując, można stwierdzić, iż procedura doboru cech konstrukcyjnych metodą elementów skończonych jest dobrym narzędziem do wspomagania procesu projektowania cylindrycznych zbiorników ciśnieniowych.

LITERATURA

1. **Konopko H.** (1998), *Podstawy konstruowania urządzeń przemysłu chemicznego i spożywczego*, Wydawnictwo PB, Białystok.
2. **Rakowski G., Kacprzyk Z.** (2008), *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa.
3. Dyrektywa 97/23/WE – Urządzenia ciśnieniowe.
4. PN-EN 13445 – Nieogrzewane płomieniem zbiorniki ciśnieniowe.
5. Warunki UDT – Urządzenia ciśnieniowe – zbiorniki ciśnieniowe.

CALCULATION OF THE UN-FINISHED END CAPS OF THE PRESSURE VESSELS FLAT

Abstract: In the article an analytical method of the cylindrical pressure vessels end caps calculation has been compared with suggested finite elements numerical technique in a context of the calculation procedures which are proposed by Urząd Dozoru Technicznego.

ZAGADNIENIA TRWAŁOŚCI I NIEZAWODNOŚCI NARZĘDZI DO WTRYSKIWIANIA TWORZYW SZTUCZNYCH

Marek JALBRZYKOWSKI*, Jerzy NACHIMOWICZ*

*Katedra Inżynierii Materiałowej i Technologii Maszyn, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny,
ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok, Bianor Sp. z o.o., ul. Gen. Wł. Andersa 38, 15-118 Białystok,

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

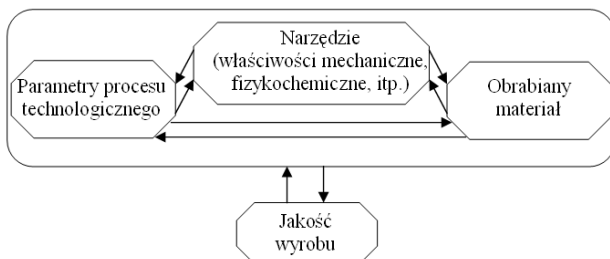
kolec@pb.edu.pl, nachim@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki analiz materiałowych oraz badań wybranych właściwości mechanicznych narzędzi do wtryskiwania tworzyw sztucznych. Do badań wykorzystano elementy formy wtryskowej, która była wykorzystywana w procesie produkcyjnym w firmie Bianor Sp. z o.o. Podstawą dla podjęcia badań, elementów roboczych narzędzi, była ich przedwczesna utrata stanu sprawności. Zwrócono uwagę na zmianę ocenianych właściwości mechanicznych, w odniesieniu do właściwości materiału wyjściowego, oraz na przedwczesne pęknięcia zmęczeniowe i możliwość modyfikacji fizykochemicznej warstwy wierzchniej analizowanych obszarów.

1. WSTĘP

Dowolny proces produkcyjny można podzielić, na wiele operacji i zabiegów, mających wpływ na jakość finalną produkowanych detali (Sobolewski, 1990; Zawistowski i Zięba, 1999). Wydaje się przy tym, że jednym z najistotniejszych jest zbiór wzajemnych zdarzeń pomiędzy obrabianym materiałem, narzędziem i parametrami procesu technologicznego (rysunek 1).

Analizując przedstawiony na rysunku 1 węzeł technologiczny, pod kątem jakości finalnej wyrobu, można powiedzieć, że każdy ze wskazanych tam czynników ma istotne znaczenia dla tej jakości. W kontekście przetwarzania tworzyw sztucznych rodzaj obrabianego materiału jest z reguły czynnikiem niezależnym od wytwórcy, gdyż wynika z reżimu zleceńodawcy. Jednocześnie, z uwagi na indywidualne właściwości przetwarzanego tworzywa, odpowiednio dobrane parametry procesu technologicznego są wymuszone przez jego rodzaj (Zawistowski i Zięba, 1999).



Rys. 1. Uproszczony schemat wzajemnych zależności pomiędzy elementami procesu technologicznego

Również wielkość i geometria narzędzia oraz rodzaj materiału z jakiego są one wykonane są ściśle powiązane z wielkością i geometrią detalu finalnego i parametrami

przetwarzania tworzywa (Zawistowski i Zięba, 1999; Zawistowski i Frenklem, 1984; Dobrzański, 2007). Oznacza to że rola wtryskowni, w odniesieniu do jakości finalnej wyrobu, sprowadza się jedynie do kontroli, weryfikacji i ewentualnej korekty wspomnianych czynników technologicznego łańcucha powiązań.

Należy przy tym dodać, że o ile wystąpi konieczność regulacji parametrów procesu technologicznego, z uwagi np. na niezadowalającą jakość produkowanych detali, to korekta taka jest rzeczą naturalną, gdyż taka jest m.in. rola wtryskowni (Zawistowski i Zięba, 1999). Jednak brak jest możliwości ingerencji ze strony wtryskowni kiedy pojawiają się problemy związane z jakością użytkową wykorzystywanych narzędzi. Oczywiście wykonuje się przeglądy okresowe i naprawy bieżące tego typu narzędzi. Drobne usterki powstające po wykonaniu kilkudziesięciu tysięcy cykli są rzeczą zrozumiałą. Największe zdziwienie budzi fakt, kiedy uszkodzeniom ulegają narzędzia nowe.

Mając powyższe na uwadze, w niniejszej pracy poddano analizie elementy robocze formy wtryskowej, która uległa zniszczeniu przed upływem gwarantowanej, przez jej producenta, liczby cykli. Gwarantowana liczba cykli, to według producenta 1 milion. Wspomniana usterka wystąpiła po 25000 cykli pracy formy.

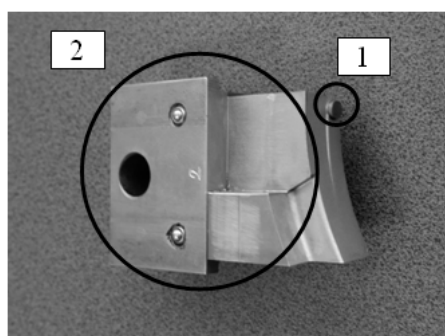
2. MATERIAŁY I METODYKA BADAŃ

Badaniom poddano komplet czterech suwaków formy wtryskowej. Z uwagi na ochronę danych osobowych oraz procedury patentowe nie ujawnia się tutaj producenta formy oraz nazwy detalu.

Do badań otrzymano rzeczywiste elementy robocze (rysunek 2). Ponieważ wszystkie analizy wykonywano na rzeczywistych elementach, to ze względu na brak możliwości przygotowania próbek zgodnie z normatywnymi badaniami (co groziłoby całkowitemu zniszczeniu drogich

części), ich oceny materiałowej oraz badań właściwości mechanicznych dokonano na istotnych technologicznie rzeczywistych powierzchniach roboczych.

Badania analizowanych elementów dotyczyły: oceny składu chemicznego, mikrotwardości, twardości i obserwacji mikroskopowych wybranych, roboczych powierzchni suwaków (rysunek 2). Badania składu chemicznego oraz obserwacje mikroskopowe powierzchni roboczych przeprowadzono za pomocą mikroskopu skaningowego Hitachi S300N (Japonia) z przystawką do mikroanalizy rentgenowskiej firmy Quest Noran (USA). Mikrotwardość oceniano za pomocą mikroskopu optycznego Neophot 21 (Carl Zeiss Jena) z przystawką Hannemmana do badań mikrotwardości zgodnie z normą PN-71/H-04361. Badania twardości wykonano przy użyciu twardościomierza Rockwella typ PW-106 zgodnie z PN-86/85021.



Rys. 2. Widok przygotowanego do badań suwaka: 1 – trzpień kształtujący 2 – powierzchnie ślizgowe

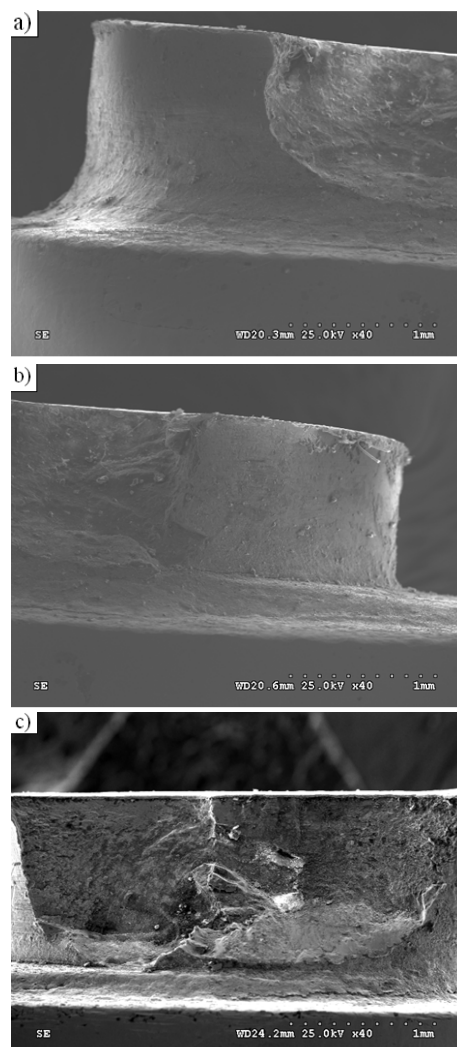
Przed przystąpieniem do analiz powierzchnie robocze suwaków oczyszczono za pomocą płuczki ultradźwiękowej w acetonie, po czym suszono w strumieniu ciepłego powietrza przez okres 10 min. Jako powierzchnie robocze, do badań wytypowano powierzchnie trzpienia kształtującego 1 oraz powierzchnie ślizgowe 2 (rysunek 2). Należy dodać, że trzpień kształtujący 1 poddano analizie składu chemicznego, badaniom mikrotwardości oraz przeprowadzono obserwacje mikroskopowe jego powierzchni. Płaszczyzny ślizgowe 2 oceniano jedynie pod kątem ich twardości.

Po wstępnych testach do dalszych analiz wybrano trzpień kształtujący 1. Należy tutaj zaznaczyć, że wybór trzpienia kształtującego jako ostatecznego obiektu badań, nie był przypadkowy. Spośród czterech, uzyskanych do badań suwaków, trzy zakwalifikowano jako niewadliwe i „sprawne” technologicznie. Jeden z suwaków określono jako wadliwy z uwagi na zniszczony trzpień kształtujący.

3. WYNIKI BADAŃ

Jak wspomniano wcześniej, już w oględzinach ogólnych stwierdzono defekt trzpienia kształtującego, na jednym z suwaków. Jego zniszczenie potwierdzono w obserwacjach mikroskopowych. Na rysunku 3 przedstawiono widok powierzchni walcowej trzpienia kształtującego z wyraźnie widocznymi wykruszeniami. Na tym etapie badań nie analizowano możliwych przyczyn wystąpienia takich wykruszeń.

Kierowano się jednak faktem, że producent zapewnił (udzielił gwarancji) o „żywności” formy i jej elementów składowych dla 1 miliona cykli. Powstałe wady wystąpiły po wykonaniu 25 000 wyprasek.

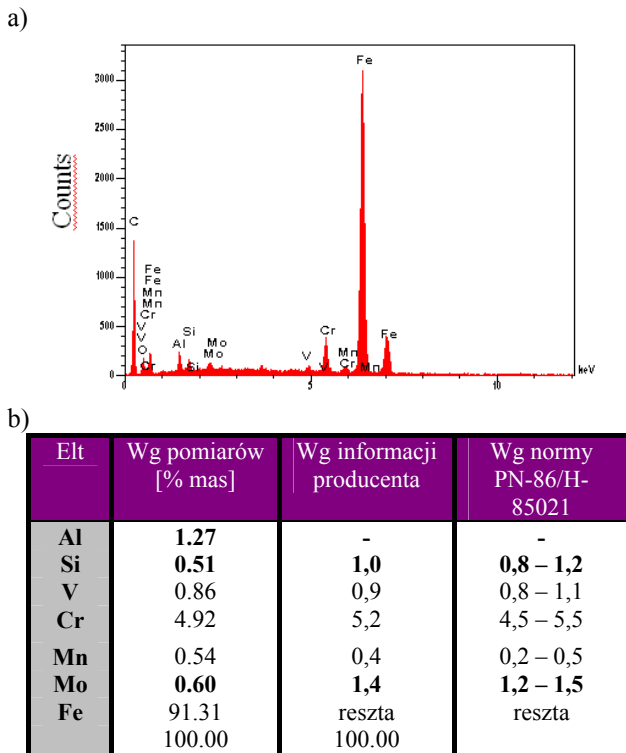


Rys. 3. Widok zniszczonej powierzchni walcowej trzpienia kształtującego: a) od strony lewej, b) od strony prawej, c) w pełnym ujęciu

Fakt tak niskiej „żywności” suwaków roboczych formy, skłonił do głębszych analiz przyczyn wystąpienia takich defektów. Rozwiązania tego problemu poszukiwano w badaniach składu chemicznego, analizie morfologii powierzchni zniszczonego suwaka oraz w badaniach mikrotwardości. Przykładowe wyniki badań składu chemicznego, zniszczonej powierzchni trzpienia kształtującego, zamieszczono na rysunku 4.

Przedstawione wyniki badań zawartości i procentowego udziału badanych pierwiastków, mogą być dużym zaskoczeniem, szczególnie w przypadku obecności aluminium w warstwie wierzchniej badanego trzpienia. Należy tutaj podkreślić, że obecność aluminium (w ilości ponad 1%) potwierdzono kilkakrotnie, powtarzając mikroanalizę rentgenowską w innych miejscach analizowanych obszarów. Obecność Al w ilości dziesiątych części procenta można by traktować, jako błąd pomiaru. Jednak tak duża zawar-

tość Al, jak wynika z wykonanych analiz, może wzbudzać podejrzenia. Sytuacja taka mogła być spowodowana przez wiele czynników, np. przez modyfikację fizykochemiczną warstwy wierzchniej narzędzia, w wyniku długotrwałego jej kontaktu z aluminium. Mogło to doprowadzić, szczególnie kiedy w przypadku narzędzi tego typu dochodzi czynnik podwyższonej temperatury, do dyfuzji aluminium w warstwę wierzchnią trzpienia. Można też podejrzewać, że do budowy formy zastosowano materiał innego gatunku. Inną jeszcze możliwością jest to, że materiał który zastosowano do wykonania formy wcześniej był już eksploatowany o czym może świadczyć zmniejszona zawartość molibdenu i krzemu. W wyniku długotrwałej, wcześniejszej eksploatacji materiału z którego wykonano narzędzie i warunków jego pracy, mogło dochodzić do migracji atomów w kierunku warstwy wierzchniej, co ostatecznie może objawić się zmniejszoną zawartością dodatków stopowych.

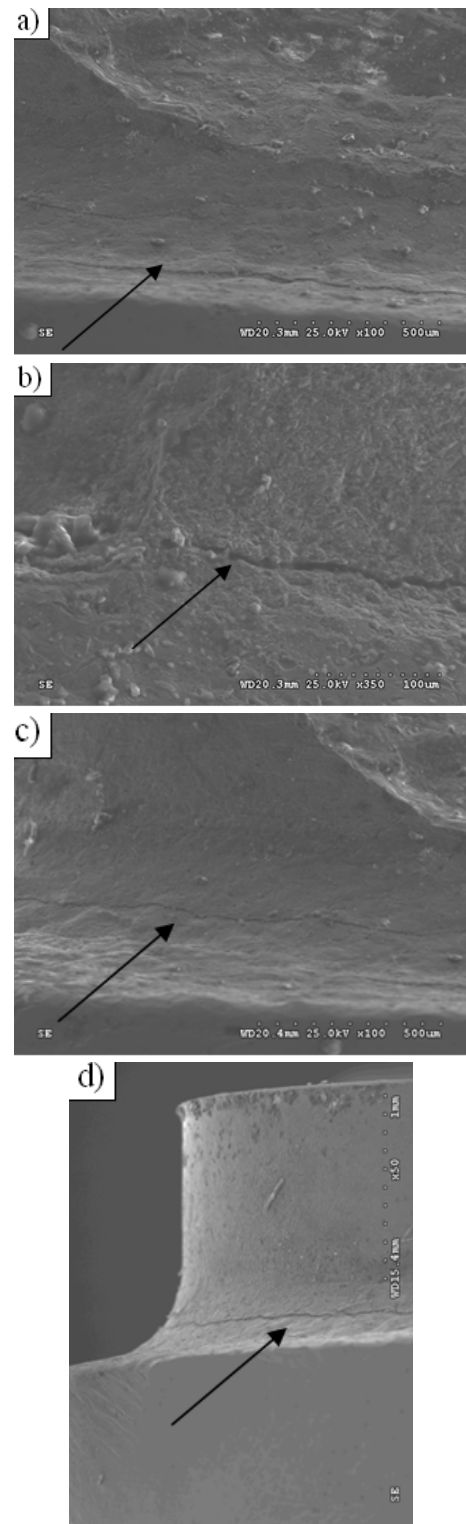


Rys. 4. Wyniki badań składu chemicznego zniszczonej powierzchni suwaka: a) rozkład pierwiastków, b) zawartość pierwiastków – % mas.

Należy jeszcze raz podkreślić, że wyniki mikroanalizy rentgenowskiej wskazały, w odniesieniu do wszystkich pierwiastków stopowych, zarówno na mniejszą jak też większą ich zawartość w porównaniu do opisów technologicznych dostarczonych przez producenta.

Po badaniach składu chemicznego wykonano obserwacje mikroskopowe powierzchni całego trzpienia. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono wyniki tych analiz. Zamieszczone fotografie w sposób bezpośredni ujawniają deformowaną strukturę warstwy wierzchniej trzpienia kształtującego. Należy dodać, że powstałe pęknięcia ujawniono na powierzchniach zarówno zniszczonego suwaka (wykruszony trzpień – rysunek 3 i 5), jak też na powierzchni suwaków „sprawnych” (rysunek 6). Istotnym faktem jest to, iż produ-

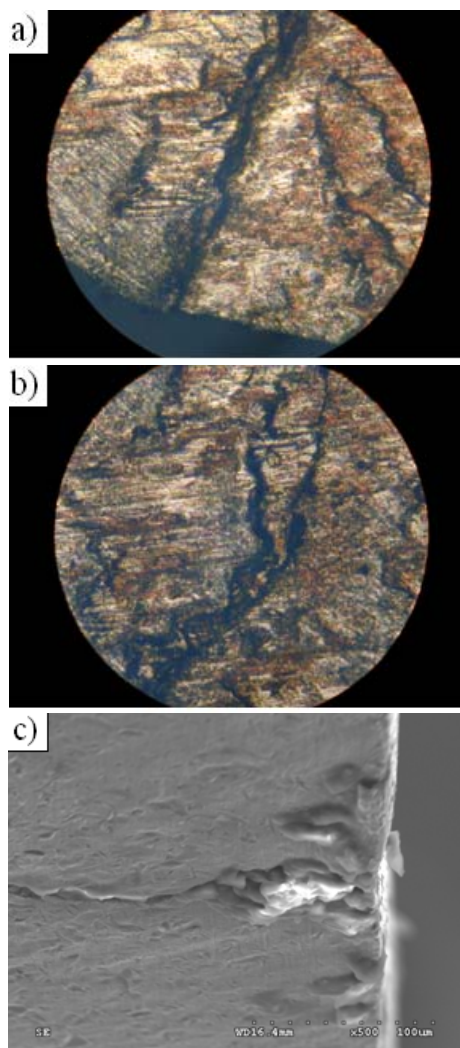
cent zapewnił o niezawodności i trwałości swojego produktu dla minimalnej ilości cykli równej 1 milion. Powstałe wady zauważono po wykonaniu 25000 cykli, a więc po upływie zaledwie 1/40 gwarantowanego okresu „żywności” wykonanej formy.



Rys. 5. Widok powierzchni walcowej trzpienia kształtującego z wyraźnie widocznymi śladami pęknięć

Rysunek 6 ilustruje powierzchnię „sprawnego” trzpienia kształtującego. Zamieszczone rysunki wyraźnie wskazują

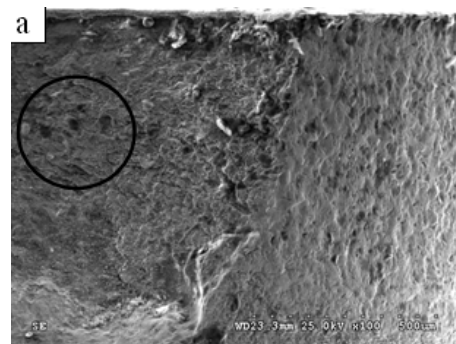
na pęknięcia w powierzchni zarówno czołowej jak i walcowej tego trzpienia. Oznacza to, że prawdopodobnie tuż po uruchomieniu produkcji z wykorzystaniem tego elementu, który określono jako „sprawny”, w krótkim czasie, dojdzie do jego zniszczenia.



Rys. 6. Widok powierzchni „sprawnego” trzpienia kształtującego: a) powierzchnia czołowa – wyraźne pęknięcie – od brzegu trzpienia (pow. x 100), b) powierzchnia czołowa – wyraźne pęknięcie – środek trzpienia (pow. x 100), c) powierzchnia boczna – przejście pęknięcia przez całą powierzchnię czołową aż na powierzchnię boczną

Innym aspektem obserwacji mikroskopowych jest porowata struktura analizowanego trzpienia. Na rysunku 7 przedstawiono widok takiej powierzchni. Zamieszczone zdjęcie już przy powiększeniu x 100 ujawnia porowatą strukturę warstwy wierzchniej i podpowierzchniowej obserwowanego elementu. Dodatkowo obserwowano miejscowe skupiska dziur strukturalnych (rysunek 7, szczegól a). Może to być wynikiem występowania lokalnych zagęszczeń nierozpuszczonych w roztworze stałym węglików stopowych typu MC (jednak tego nie badano) oraz świadczyć o niejednorodności strukturalnej ale również niejednorodności właściwości mechanicznych badanego materiału. Mając to na uwadze wykonano badania mikrotwardości i twardości powierzchni roboczych trzpienia oraz po-

wierzchni ślizgowych 2 pokazanych na rysunku 2. Wyniki badań mikrotwardości dostarczyły informacji o zróżnicowanej mikrotwardości powierzchni czołowej trzpienia kształtującego. Poziom mikrotwardości dla HV0,1 wahał się w przedziale od 300 do 880 HV. Co oznacza trzykrotne różnice w poziomie mikrotwardości i oczywiście wskazuje na niejednorodność właściwości mechanicznych badanego materiału. Może to być wynikiem albo wadliwie przeprowadzonej obróbki cieplnej materiału konstrukcyjnego albo było spowodowane jego lokalnym odpuszczeniem podczas eksploatacji i spadkiem mikrotwardości. Odnosząc się do warunków pracy analizowanej formy wtryskowej – temperatura pracy formy wynosi ok. 80°C, można więc być pewnym, że nie grozi to odpuszczeniem materiału. Dodatkowym potwierdzeniem mniejszej twardości materiału suwaków niż to wynika z doniesień producenta (min. 48 HRC), są badania twardości wykonane na powierzchniach ślizgowych suwaka. Według testów twardości powierzchnie suwaka miały twardość ok. 42 HRC, co jest wynikiem poniżej dolnej minimalnej twardości wynikającej z dokumentacji technologicznej dostarczonej przez producenta.



Rys. 7. Widok powierzchni walcowej trzpienia wykuszonego

Ponadto należy tu wspomnieć o zmniejszonej zawartości pierwiastków stopowych – molibdenu i krzemu, które to wpływają na twardość materiału. Na ich zmniejszoną zawartość, w odniesieniu do informacji producenta, wskazano w badaniach mikroanalizy rentgenowskiej (rysunek 4b).

4. WNIOSKI

Podsumowując można stwierdzić ogólne zróżnicowanie składu chemicznego oraz właściwości mechanicznych badanych elementów w odniesieniu do informacji producenta. Oprócz istotnych rozbieżności w składzie procentowym pierwiastków stopowych, zwrócono uwagę na występowanie w strukturze warstwy wierzchniej pierwiastków „przypadkowych”. Zastanawiający jednak jest ich znaczący udział procentowy rzędu 1,3 %.

Wykonane badania mikrotwardości i twardości wskazują na dużą zmienność tych cech na niewielkich obszarach pomiarowych. Jednocześnie stwierdzono mniejszą twardość powierzchni ślizgowych suwaka w odniesieniu do danych technologicznych uzyskanych od producenta.

Obserwacje mikroskopowe powierzchni trzpienia kształtującego ujawniły porowatą strukturę warstwy

wierzchniej i podpowierzchniowej. Wykonano szereg testów, które potwierdzają wszystkie powyższe spostrzeżenia.

Na podstawie przeprowadzonych badań oraz ich analizy sformułowano następujące wnioski:

1. Stwierdzono dużo niższą trwałość eksploatacyjną – 25000 cykli elementów roboczych formy CG2 w stosunku do gwarantowanej przez producenta liczby cykli – 1 milion.
2. Powstałe defekty typu wykruszenia i pęknięcia obserwowano zarówno na zniszczonych powierzchniach analizowanych elementów, jak i na powierzchniach elementów „sprawnych”.
3. Stwierdzono znaczne różnice składu chemicznego oraz twardości (w odniesieniu do informacji technologicznej producenta) materiału, z którego wykonano analizowane elementy. Fakt, ten może świadczyć o zastosowaniu, do budowy formy i jej elementów roboczych, innego materiału niż to zakładano. Może też być to wynikiem wykorzystania do budowy formy materiału przepracowanego – wyeksploatowanego, lub może to być wynikiem błędnie przeprowadzonych zabiegów ulepszania cieplnego.
4. Obserwacje mikroskopowe powierzchni roboczych oraz przełomów materiału ujawniły porowatą strukturę badanych elementów. Może mieć to istotne znaczenie i wpływ na ogólny poziom właściwości mechanicznych materiału.
5. Wszystkie wymienione w niniejszym opisie nieprawidłowości, bez wątpienia, mogły mieć wpływ na przedwczesne zniszczenie elementów roboczych formy CG2.

LITERATURA

1. **Dobrzański L. A.** (2007), *Wprowadzenie do nauki o materiałach*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
2. **Sobolewski K.** (1990), *Podstawy organizacji procesu produkcyjnego*, Politechnika Koszalińska, Koszalin.
3. **Zawistowski H., Frenkler D.** (1984), *Konstrukcja form wtryskowych do tworzyw termoplastycznych*, WNT, Warszawa.
4. **Zawistowski H., Zięba Sz.** (1999), *Ustawianie procesu wtrysku*, Wydawnictwo Plastech, Warszawa..

THE PROBLEMS OF RELIABILITY AND DURABILITY OF TOOLS FOR THE INJECTION OF PLASTIC MATERIALS

Abstract: At work there are presented results of material analysis of selected mechanical properties of the tools used for plastic injection. There were used the elements of the injection moulding tool used in production process at the company Bianor Sp. z o.o. The basis of the checkout was premature consumption of the tool and loss of its efficiency. The attention was paid to changes in the observed mechanical properties and premature cracks and possibilities of physical and chemical modification of the surface of the checked parts.

WPLYW KSZTAŁTU POWIERZCHNI ROBOCZYCH ŁOŻYSK KULKOWYCH ZWYKŁYCH NA TRWAŁOŚĆ ŁOŻYSKOWANIA WAŁU TRZYPODPOROWEGO

JAROSŁAW KACZOR*, ANDRZEJ RACZYŃSKI*

* Katedra Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej, Politechnika Łódzka, al. Politechniki 6, 90-924 Łódź

jarka@p.lodz.pl, Andrzej.Raczynski@p.lodz.pl

Streszczenie: Trwałość łożysk kulkowych zwykłych zależy od czynników (tzw. cech) konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych. Wśród cech konstrukcyjnych jedną z najistotniejszych jest współczynnik przylegania, definiowany jako stosunek poprzecznego promienia bieżni pierścienia łożyska do promienia kulki łożyska. Współczynnik ten decyduje o kształcie powierzchni roboczych bieżni i dlatego można go traktować jako współczynnik kształtu bieżni. Wpływ tego współczynnika na trwałość pojedynczego łożyska obciążonego siłą promieniową jest znany. Celem tej pracy jest zbadanie tego wpływu w przypadku łożyskowania trzypodporowego, w którym występują wzajemne oddziaływania między łożyskami.

1. WSTĘP

Jedną z cech konstrukcyjnych łożyska kulkowego jest współczynnik przylegania, zdefiniowany jako stosunek promienia bieżni pierścienia łożyska r_b do promienia kulki r_k . W łożyskach powszechnego użytku producenci stosują ustalone wartości współczynnika przylegania. Jednakże współcześnie obserwuje się rozwój produkcji łożysk specjalnych, przeznaczonych do konkretnych zastosowań. Ta tendencja ma swoje uzasadnienie w dążeniu do osiągnięcia coraz lepszych, coraz bardziej dopasowanych do warunków pracy i coraz tańszych wytworów. W tej grupie łożysk współczynnik przylegania odgrywa znaczącą rolę parametru dostosowania łożyska. W dziedzinie łożysk miniaturowych wytwórcy wręcz oferują wykonanie łożyska z żądanym przez odbiorcę współczynnikiem przylegania.

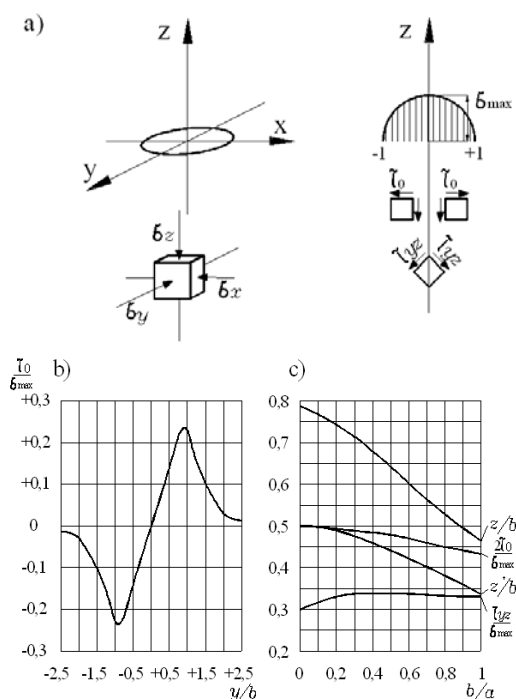
Dotychczasowe obliczenia trwałości łożysk oparte są na modelu Lundberga i Palmgren (1947). Odpowiednie wzory zostały wyprowadzone przy założeniu symetrycznego obciążenia łożyska i tzw. „normalnego” luzu w łożysku. Korzystanie z tego modelu nie daje możliwości uwzględnienia aktualnego luzu, który znacząco wpływa na rozkład obciążenia na elementy toczne.

Na ten rozkład ma również wpływ współczynnik przylegania, ponieważ przy poosiowym przesunięciach w łożysku zwiększenie współczynnika przylegania (zwiększenie promienia bieżni), ma podobny wpływ, jak zwiększenie luzu.

Ilościowe określenie wpływu współczynnika przylegania na trwałość łożysk nie jest łatwe. W rozwiązanie uwikłane są maksymalne ortogonalne naprężenia tnące τ_0 , których obliczenie jest utrudnione ze względu na brak możliwości bezpośredniego określenia niektórych składowych, mających wpływ na naprężenia τ_0 (np. głębokość zalegania, maksimum tych naprężeń).

2. NAPRĘŻENIA PODPOWIERZCHNIOWE

Przy statycznym kontakcie pod powierzchnią styku elementu tocznego z bieżnią występują naprężenia, których wartości określone pod maksymalnym naprężeniem normalnym, w kierunku głównych osi elipsy styku i normalnej do powierzchni, są naprężeniami głównymi: σ_x , σ_y , σ_z (rysunek 1a).



Rys. 1. Naprężenia podpowierzchniowe (Krzemiński-Freda, 1989)

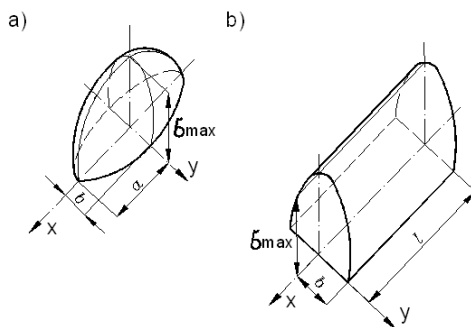
Największą wartość osiągają naprężenia tnące τ_{yz} , leżące na pewnej głębokości wzdłuż osi z, określone wzorem (Krzemiński-Freda, 1989):

$$\tau_{yz} = \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_y) \quad (1)$$

Na rysunku 1c przedstawiono stosunek maksymalnych naprężeń tnących do maksymalnych naprężeń normalnych $\tau_{yz}/\sigma_{\max}$ oraz względną głębokość ich zalegania z/b w zależności od stosunku półosi elipsy styku b/a (rysunek 2).

Dla kołowego pola kontaktu głębokość położenia punktu maksimum naprężeń tnących wynosi 0,467 b , a dla liniowego 0,786 b .

W czasie przetaczania się elementu tocznego po bieżni w płaszczyznach równoległych do powierzchni występują ortogonalne naprężenia tnące, których zwroty w przedniej i tylnej części styku są przeciwne.



Rys. 2. Model rozkładu naprężeń kontaktowych: a) punktowy, b) liniowy (Krzemiński-Freda, 1989)

Maksymalne ortogonalne naprężenia tnące τ_0 mają przebieg zmienności taki, jak przedstawiono dla styku liniowego na rysunku 1b. W rezultacie po przejściu ruchomego punktu styku przez rozpatrywany punkt bieżni, znaki naprężeń w materiale ulegają zmianie.

Amplituda zmian tych naprężeń wynosi $2\tau_0$, a ich względną wartość w stosunku do maksymalnych naprężeń normalnych $\sigma_{\max}$ oraz głębokość zalegania z'/b można określić na podstawie stosunku b/a oraz pomocniczego parametru t według zależności (Furmanek i Kraszewski, 1989; Krzemiński-Freda, 1989):

– amplituda względnej wartości naprężeń ortogonalnych:

$$\frac{\tau_0}{\sigma_{\max}} = \frac{(2t-1)^{1/2}}{2t(t+1)} \quad (2)$$

– głębokość zalegania:

$$\frac{z'}{b} = \frac{1}{(t+1)(2t-1)^{1/2}} \quad (3)$$

Pomocniczy parametr t (zależny od stosunku b/a) wyznacza się z zależności:

$$\left[(t^2 - 1)(2t - 1) \right]^{1/2} = \frac{b}{a} \quad (4)$$

Względną wartość naprężeń $2\tau_0/\sigma_{\max}$ oraz względną głębokość zalegania z'/b w zależności od stosunku b/a przedstawiono również na rysunku 1c.

Naprężenia te uważa się za główną przyczynę pęknięć zmęczeniowych występujących pod powierzchnią poddaną cyklicznemu przetaczaniu.

Wartości tych naprężeń są uzależnione m.in. od wielkości pola styku pomiędzy elementem tocznym a bieżnią oraz od maksymalnych naprężeń normalnych $\sigma_{\max}$, na wielkość których ma wpływ współczynnik przylegania k .

Założono więc, że maksymalne ortogonalne naprężenia tnące τ_0 zmieniają się tak samo jak maksymalne naprężenia normalne $\sigma_{\max}$. Natomiast trwałość łożysk zmienia się w zależności od ortogonalnych naprężeń normalnych zgodnie z zapisem (Harris, 1999):

$$L_{10} \sim \frac{1}{\tau_0^{c/e}} = \frac{1}{\tau_0^{9,3}} \quad (5)$$

Pozwala to orientacyjnie, ale z dobrym przybliżeniem określić zmianę trwałości w zależności od współczynnika przylegania. Poniżej jest przedstawiona metodyka wyznaczenia trwałości łożysk w układzie trzypodporowym z uwzględnieniem tego współczynnika.

3. MODEL OBLICZENIOWY

Wał maszynowy, wykonany ze stali, jest podparty na trzech łożyskach tocznych. Wał może mieć zmienny przekrój, tzn. może składać się z szeregu odcinków o kształcie cylindrycznym. Wał jest sprężysty, a związek obciążenia i ugięcia wynika z powszechnie znanego równania linii ugięcia wału.

Łożyska wału, to łożyska kulkowe zwykle (jednorzędowe). Łożyska są traktowane jako podpory sprężyste, a związek obciążenia łożyska z jego odkształceniem jest opisany w dalszej części artykułu. Osiowe obciążenie wału jest przejmowane przez lewe łożysko („A”) w przyjętym schemacie (rys. 3). Tym samym jest to łożysko ustalające.

Najważniejsze założenia upraszczające:

- problem jest rozpatrywany statycznie (pominięte są siły i zmiany sił powodowane ruchem obrotowym wału i wewnętrznych części łożysk),
- obciążenie wału występuje w jednej płaszczyźnie osiowej, a jest reprezentowane przez siły składowe w kierunku promieniowym x i osiowym y ,
- odkształcenia sprężyste łożysk rozważa się tylko w miejscach styku części tocznych z pierścieniami (powierzchnie montażowe pierścieni zachowują kształt cylindryczny),
- osadzenie łożysk uważa się geometrycznie bezbłędne, czyli osie zewnętrznych pierścieni łożysk leżą na jednej prostej.

4. UJĘCIE MATEMATYCZNE

Układ złożony z wału i trzech łożysk jest układem statycznie niewyznaczalnym; na wielkość reakcji podpór mają wpływ przesunięcia promieniowe i odchylenia kątowe pierścieni łożysk. Dotyczy to zarówno sił, jak i momentów reakcyjnych. Z drugiej strony te przemieszczenia wynikają z linii ugięcia wału, ta zaś jest zależna od momentów reakcyjnych w łożyskach.

Ze względu na wzajemne uzależnienie rozpatrywanych wielkości (odkształceń i obciążeń w wale i w łożyskach) oraz brak możliwości obliczenia wprost składowych przemieszczeń w łożysku w zależności od obciążenia, przyjęto postępowanie iteracyjne:

- w pierwszym etapie są obliczone orientacyjne reakcje podpór i orientacyjne parametry linii ugięcia wału bez uwzględnienia podatności i reakcyjnych momentów łożysk,
- w drugim etapie są określone przemieszczenia sprężyste w łożyskach i momenty reakcyjne łożysk przy ich obciążeniach orientacyjnych i orientacyjnych parametrach linii ugięcia wału,
- w trzecim etapie są określone rzeczywiste reakcje na podporach i rzeczywiste parametry linii ugięcia wału z uwzględnieniem przemieszczeń sprężystych w łożyskach i momentów reakcyjnych łożysk.

Dokładniejszy opis rozwiązania tego problemu został przedstawiony w Kaczor i Raczyński (2007).

Naprężenia normalne w kontakcie kulki z bieżniami określa wzór (6), wg. Krzeziński-Freda (1989):

$$\sigma_{\max} = \frac{858}{a^* b^*} \left[Q_{\max} (\Sigma \rho)^2 \right]^{1/3} \quad (6)$$

gdzie: a^* , b^* - współczynniki półośi elipsy kontaktu, $Q_{\max}$ - obciążenie najbardziej obciążonej kulki, $\Sigma \rho$ - suma krzywizn stukających się ciał.

Współczynniki półośi elipsy kontaktu, podobnie jak suma krzywizn stukających się ciał (kulki i pierścienia), zależą od promieni kulki i profilu bieżni w dwóch płaszczyznach, co jest opisane m.in. w Krzeziński-Freda (1989).

Wartość sumy krzywizn opisują wzory:

a) dla bieżni wewnętrznej pierścienia:

$$\Sigma \rho_i = \frac{1}{D_i} \left(4 - \frac{2}{k_i} + \frac{2\kappa}{1-\kappa} \right) \quad (7)$$

b) dla bieżni zewnętrznej pierścienia:

$$\Sigma \rho_o = \frac{1}{D_i} \left(4 - \frac{2}{k_o} - \frac{2\kappa}{1+\kappa} \right) \quad (8)$$

gdzie: D_i - średnica części tocznej (kulki), k_i - współczynnik przylegania dla styku kulki z bieżnią pierścienia wewnętrznego, k_o - współczynnik przylegania dla styku kulki z bieżnią pierścienia zewnętrznego,

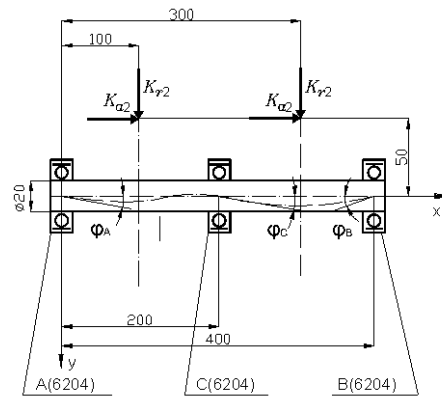
Parametry elipsy a^* i b^* można odczytać z wykresów podanych w Krzeziński-Freda (1989), a $\kappa = D_i/d_m$, gdzie: d_m - średnica podziałowa łożyska.

W ten sposób zmienne współczynniki przylegania (k_i i k_o) są uwzględnione w obliczeniach naprężeń.

Na podstawie przedstawionej metody postępowania został zbudowany program komputerowy do obliczenia odkształceń stykowych, obciążeń styku i naprężeń stykowych w poszczególnych położeniach kulki z uwzględnieniem jej rzeczywistego kąta działania oraz trwałości zmęczeniowej łożyska z uwzględnieniem faktycznego widma obciążenia kulek łożysk wału trzypodporowego.

Dla przykładu poniżej przedstawiono obliczenia wpływu współczynnika przylegania na naprężenia kontaktowe

dla prostego łożyskowania zilustrowanego na rysunku 3.



Rys. 3. Łożyskowanie przyjęte do testowego obliczenia

Do obliczeń przyjęto łożyska z luzem promieniowym normalnym (przyjęto wartość tego luzu równą $14\mu\text{m}$).

Na rysunku 4 przedstawiono wpływ współczynnika przylegania na maksymalne naprężenie normalne $\sigma_{\max}$, a na rysunek 5 wpływ tego współczynnika na trwałość łożyskowania. Można zauważyć wyraźne uzależnienie naprężeń $\sigma_{\max}$ od współczynnika przylegania. Jest to spowodowane zmianami wielkości styku bieżni i kulek.

Oprócz tego zwiększenie współczynnika przylegania powoduje zwiększenie momentu reakcyjnego występującego w każdym łożysku.

W konsekwencji pojawiają się dodatkowe obciążenia kulek i tym bardziej wzrastają naprężenia kontaktowe.

Do obliczeń przyjęto łożyska z luzem promieniowym normalnym (przyjęto wartość tego luzu równego $14\mu\text{m}$).

Na rysunku 4 przedstawiono wpływ współczynnika przylegania na maksymalne naprężenie normalne $\sigma_{\max}$, a na rysunku 5 wpływ tego współczynnika na trwałość łożyskowania.

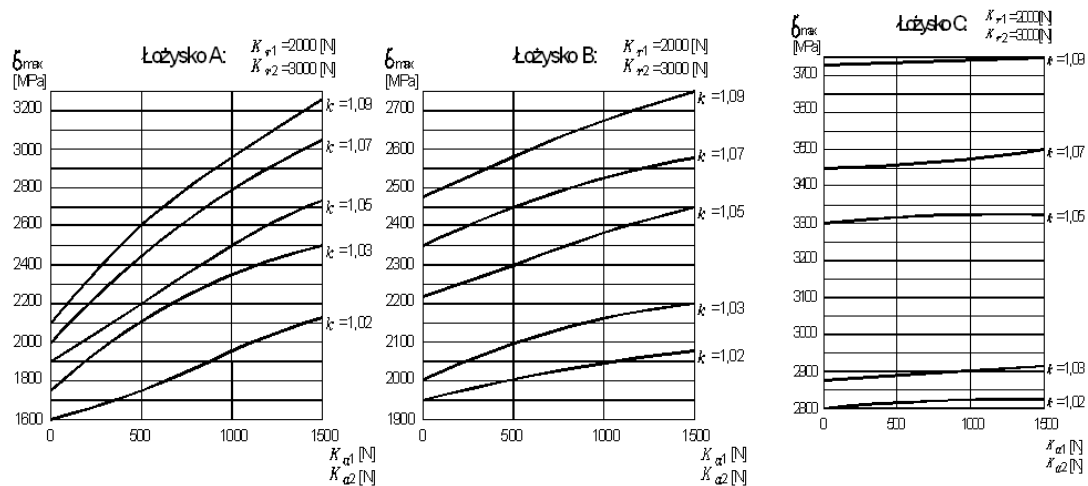
Zauważyć można wyraźne uzależnienie naprężeń $\sigma_{\max}$ od współczynnika przylegania. Jest to spowodowane zmianami wielkości styku bieżni i kulek.

Oprócz tego zwiększenie współczynnika przylegania powoduje zwiększenie momentu reakcyjnego występującego w każdym łożysku. W konsekwencji pojawiają się dodatkowe obciążenia kulek i tym bardziej wzrastają naprężenia kontaktowe.

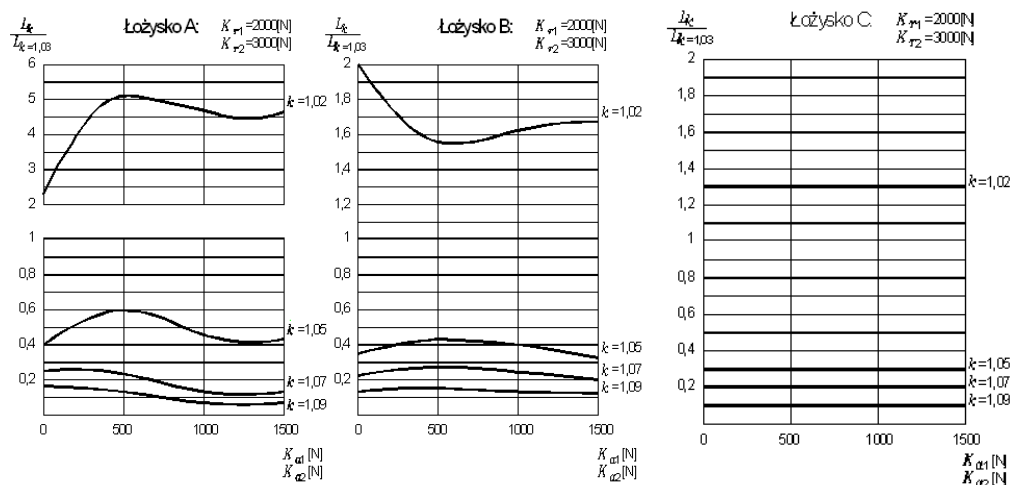
Na podstawie otrzymanych zmian w maksymalnych naprężeniach normalnych można określić orientacyjne zmiany trwałości łożysk stosunku do trwałości łożysk z współczynnikiem przylegania $k=1,03$ (stosowany przez krajowego producenta łożysk) przy obciążeniu $K_{r1}=2000\text{ N}$ i $K_{r2}=3000\text{ N}$ oraz $K_{a1}=500\text{ N}$ i $K_{a2}=500\text{ N}$.

Trwałości łożysk dla $k=1,03$ wynoszą odpowiednio:

- dla łożyska A: trwałość katalogowa $L_{10}=2,71 \cdot 10^2$ mln.obr., na podstawie obliczeń własnych $L_{10}=5,27 \cdot 10^2$ mln.obr.;
- dla łożyska B: trwałość katalogowa $L_{10}=6,46 \cdot 10^2$ mln.obr., na podstawie obliczeń własnych $L_{10}=7,79 \cdot 10^2$ mln.obr.;
- dla łożyska C: trwałość katalogowa $L_{10}=24,6$ mln.obr., na podstawie obliczeń własnych $L_{10}=26,9$ mln.obr.



Rys. 4. Wartości maksymalnych naprężeń kontaktowych w łożyskach



Rys. 5. Wpływ współczynnika przylegania na trwałość łożyskowania

Odpowiadające tym trwałościom maksymalne naprężenia wynoszą odpowiednio (dla $k=1,03$):

- dla łożyska A: $\sigma_{\max} \approx 2100$ MPa,
- dla łożyska B: $\sigma_{\max} \approx 2100$ MPa,
- dla łożyska C: $\sigma_{\max} \approx 2900$ MPa.

Jak dowodzą obliczenia, poprzez zmniejszenie współczynnika przylegania można osiągnąć wzrost trwałości łożysk także w przypadku łożyskowania trzypodporowego, ale warto zauważyć, że wpływ ten jest zależny od wartości siły osiowej obciążającej wał.

W łożysku przenoszącym siłę osiową, szczególnie duży wzrost trwałości można uzyskać tą metodą przy umiarkowanych siłach osiowych ($0,2 \div 0,3$ siły promieniowej).

LITERATURA

1. **Furmanek S., Kraszewski Z.** (1989), *Niezawodność łożysk tocznych*, Wydawnictwo Przemysłowe WEMA, Warszawa.
2. **Harris T.A.** (1999), Lundberg-Palmgren Fatigue Theory: Considerations of Failure Stress and Stressed Volume, *Journal of Tribology*, 121.
3. **Kaczor J., Raczyński A.** (2007), Łożyskowanie wałów z uwzględnieniem sprężystości podpór, *Przegląd Mechaniczny*, 2.

4. **Krzemiński-Freda H.** (1989), *Łożyska toczne*, PWN, Warszawa.
5. **Lundberg G., Palmgren A.** (1947), Dynamic Capacity of Rolling Bearings, *Acta Politechnica, Mechanical Engineering Series*, 1 No. 3,7.

THE EFFECT OF WORK SURFACE SHAPE OF THE ROLLING BEARINGS ON DURABILITY OF THREE-SUPPORT SHAFT

Abstract: The ball bearing durability depends on some constructional, technological and exploitation features. Among the constructional features, the one of the most essential is the osculation factor. It is defined as a relation between transverse radius of race and ball radius. Osculation factor determines the race shape, so one can see this factor as a coefficient of working surface shape. The effect of osculation on the durability of single ball bearing, loading by radial force, is well-known. The aim of this work is the determining of this effect in the case of three-support bearing arrangement, in which the interaction between three bearings occurs.

BADANIA PROCESÓW PRZEJŚCIOWYCH Z UWZGLĘDNIENIEM SMAROWANIA GRANICZNEGO JAKO MECHANIZMU OCHRONY PRZED ZACIERANIEM

Roman KACZYŃSKI*, Adam KŁOS*

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

rkgraf@pb.edu.pl, adamklos@op.pl

Streszczenie: Zastosowanie metody wizualnej obserwacji i zapisu wielu parametrów, wspomaganą komputerowo, dla materiałów konstrukcyjnych, pozwala na porównanie i prawidłową analizę zachodzących zmian przy przejściu od tarcia normalnego do szepiania. Ma to również istotne znaczenie dla prognozowania warunków powstawania szepiania. Badania prowadzono przy jednoczesnej analizie jakościowej i ilościowej warstwy wierzchniej.

W pracy stwierdzono istnienie okresu przejściowego między normalnym /utleniającym/ zużyciem a szepianiem dla stopu łożyskowego Ł6. W okresie przejściowym zaobserwowano nieznaczny wzrost zużywania się elementów trących. Intensywność zużywania znacznie wzrasta przy pojawianiu się patologicznych form zużywania.

1. WSTĘP

Szczególnie wielkie możliwości wiązą się z zagadnieniem podniesienia trwałości i niezawodności maszyn, które pod wpływem eksploatacji ulegają zużyciu. W rzeczywistości jest to wynik współdziałania różnych czynników, których pokazanie pozwala zastosować właściwe sposoby przeciwdziałania niszczeniu.

Celem poznawczym pracy jest określenie takich warunków pracy, które by ograniczyły lub wyeliminowały występujące zjawiska patologiczne w procesach tarcia oraz obniżyły poziom zużycia.

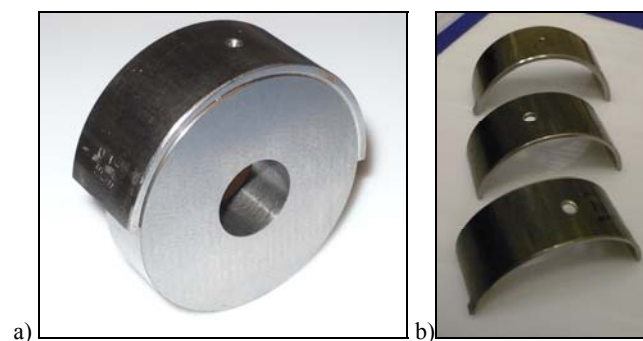
Warunki pracy w obszarze przyjętego do badań skojarzenia tribologicznego metal-metal zostały dobrane tak by uzyskać stan tarcia granicznego. W pracy szczególną uwagę zwrócono na występujące zmiany parametrów tribologicznych przy przejściu od tarcia normalnego do zacierania oraz możliwość sterowania zakresem pracy normalnej a także zakresem procesów patologicznych. Praca podejmuje próbę opisu kinetyki zachodzących zmian w okresie przejściowym oraz oddziaływania tych procesów na kształtowanie się charakterystyk trwałościowo-zużyciowych badanych par ciernych.

2. METODYKA BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

W prowadzonych badaniach skupiono się na węźle ciernym typu metal-metal. Dążąc do wyznaczenia parametrów krytycznych (p_k , v_k) stymulujących powstanie warstwy granicznej i uzyskanie charakterystyk tribologicznych, wykonano wstępne badania testowe w środowisku oleju syntetycznego. Następnie, stosując parametry krytyczne, przeprowadzono badania kinetyki zachodzących zmian. Na podstawie otrzymanych wyników oraz przeprowadzo-

nej analizy jakościowej, dokonano analizy zmian w zakresie pracy normalnej i występującego okresu przejściowego węzła ciernego przy przejściu do zacierania.

Obiektem badań doświadczalnych były panewki korbodowowe (rysunek 1a), stosowane w budowie silników spalinowych. Materiał, z którego zostały wykonane to stop łożyskowy Ł6. Na przeciwpróbkę przyjęto stal C45 ulepszoną cieplnie, wykorzystywaną w konstrukcjach wałów korbodowowych, tworząc węzeł cierny metal-metal (rysunek 1b).



Rys. 1. Badany materiał a) para cierna, b) próbki

Badania tribologiczne realizowano na testerze 2070 SMT-1 w układzie krążek-panewka (rysunek 2) ze stykiem powierzchniowym. Testy tribologiczne przeprowadzono dla zmiennych nacisków jednostkowych (p) oraz prędkości poślizgu (v), w strefie styku ciernego.

Szczególnie ważna w badaniach kinetyki węzła ślizgowego była obserwacja zmian parametrów tribologicznych zachodzących w okresie przejściowym oraz oddziaływań procesów towarzyszących zjawisku tarcia. W celu przeprowadzenia badań okresu przejściowego, przy przejściu

od tarcia normalnego do stanu, przy którym występuje zjawisko zacierania, należało określić parametry krytyczne wymuszeń zewnętrznych. Warunki przeprowadzenia badań doświadczalnych były następujące:

- powierzchnia styku (F) 150,7mm²;
- prędkość poślizgu (v) 1,5m/s;
- promień tarcia (R_t) 24mm;
- obciążenie zmienne w zakresie 100÷225N;
- prędkość obrotowa przeciwróbki (n) 600 obr/min;
- środowisko pracy: olej Selektol Super Plus SAE 15W40.



Rys. 2. Aparat tribotechniczny 2070 SMT-1

Charakterystyki tribologiczne analizowanego układu ciernego objęły badania zmian momentu tarcia w czasie ($M_t=f(s)$) oraz intensywności zużycia, również w funkcji czasu ($I_z=f(s)$) w środowisku czystego oleju.

Do analizy jakościowej warstwy wierzchniej, która zmieniała się pod wpływem zewnętrznych wymuszeń procesu tarcia w okresie przejściowym wykorzystano mikroskop skaningowy Hitachi S-3000N (z przystawką do mikroanalizy rentgenowskiej – EDS firmy THERMO NORAN typu QUEST).

Badania przeprowadzono dla zmiennych nacisków jednostkowych (p) i prędkości poślizgu (v). Do wyznaczenia charakterystyk tarcia konieczne było wyznaczenie wartości: zużycia masowego próbki (Q_1), moment tarcia (M_t), prędkość poślizgu (v_k), obciążenie (p_k) i czas trwania każdego doświadczenia (s) oraz zużycie (Q) panewki, której wartość wyznaczono przy pomocy czujnika indukcyjnego 0,001mm rejestrując wartość zużycia liniowego.

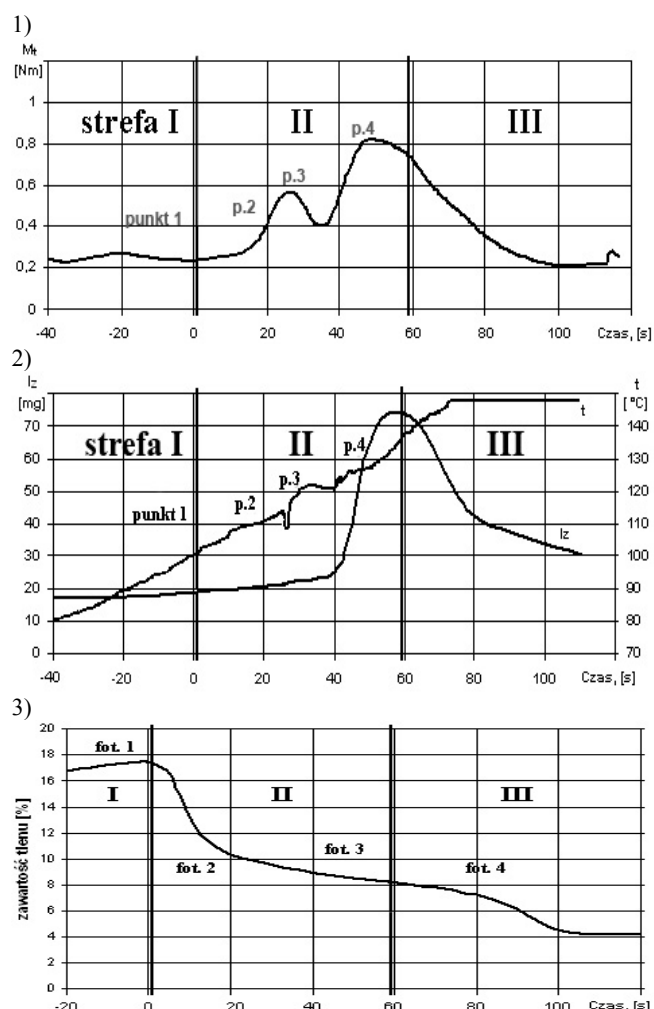
Stosując metodę wizualnej obserwacji, wydzielone zostały cztery charakterystyczne punkty okresu przejściowego oznaczone jako 1, 2, 3, 4 (rysunek 3). Na podstawie uży-

skanych fotografii oraz procentowego udziału pierwiastków w poszczególnych etapach procesu przejściowego, podjęto próbę opisu zachodzących zmian oraz mechanizmu niszczenia warstwy wierzchniej.

Korzystając z norm materiałowych oraz badań kontrolnych, sprawdzono jakość materiałów wyjściowych.

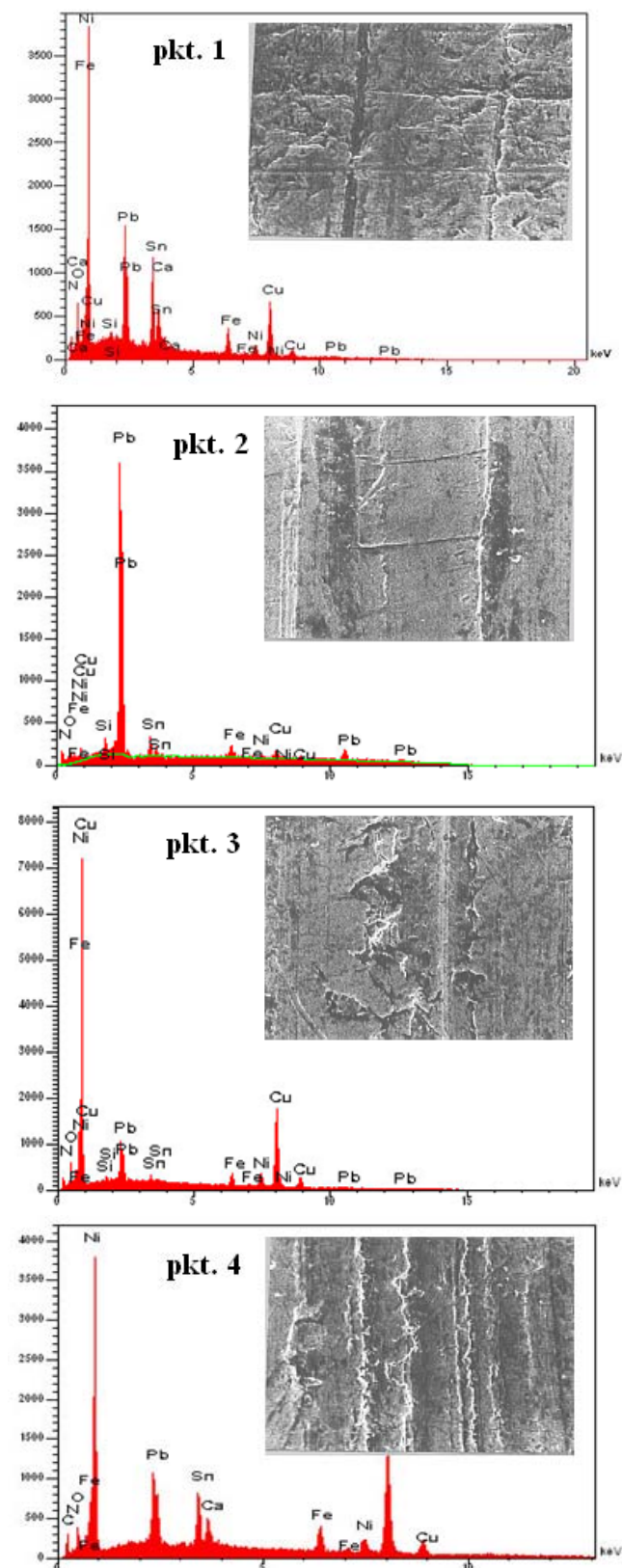
3. WYNIKI EKSPERYMENTU I ICH ANALIZA

Wyniki badań skojarzenia ślizgowego, pracującego w ekstremalnych warunkach pracy, przedstawiono na rysunku 3 w postaci wykresów. Otrzymane krzywe są charakterystykami tribologicznymi, określającymi zależność momentu tarcia, intensywność zużycia oraz zawartość tlenu na powierzchni próbki w funkcji czasu przy zadanych stałych wartościach prędkości poślizgu i obciążenia węzła tarcia (p_k, v_k).



Rys. 3. Przebieg charakterystyk tribologicznych: momentu tarcia (1), intensywności zużycia, temperatury (2) oraz zawartość tlenu (3) na powierzchni próbki w 4 charakterystycznych punktach (fot. 1, 2, 3, 4) w funkcji czasu

Krzywe aproksymując opisują zmiany parametrów tribologicznych, przedstawiają badania kinetyki zachodzących zmian, umożliwiają wydzielenie zakresu pracy stabilnej i okresu przejściowego w procesie tarcia.



Rys. 4. Fotografie oraz składy chemiczne warstwy wierzchniej próbki w skojarzeniu ze stałą 45 ulepszoną cieplnie (powiększenie 200x, obciążenie 225N, środowisko: olej SAE15W/40) w 4 punktach zgodnie z rysunkiem 3

Z zestawienia przebiegów charakterystyk tribologicznych, można wydzielić trzy istotne strefy: I – zużywanie normalne - tarcie graniczne; II – zużywanie adhezyjne,

zwane tarcie mieszane tzw. okres przejściowy; III – zacieranie adhezyjne, inaczej szepianie. Wyżej wymienione obszary występujące na rysunku 1 należy traktować jako dominujące.

Przemiany, przez które przechodzi badany układ cierny w czasie od jednego stanu równowagi do drugiego stanu, pokonując ciąg następujących po sobie etapów nazywamy mechanizmem reakcji.

W strefie 1 w miarę zmniejszania się grubości warstewki smaru dochodzi do styku najwyższych nierówności poprzez warstewkę graniczną środka smarnego, obrazując warunki tarcia granicznego oraz ciągłość warstwy granicznej. W tym czasie trwa proces normalnego zużycia.

Kolejna strefa, druga odwzorowuje stan przejścia między normalnym zużyciem a szepianiem, na skutek wejścia w kontakt występow i nierówności następuje inicjacja procesu powstawania i niszczenia wtórnych struktur (produkty reakcji chemicznej). Jest to etap zużywania adhezyjnego lub tribochemicznego, w którym następuje gwałtowny wzrost momentu sił tarcia, ale w dalszym ciągu rejestrujemy nieznaczne zwiększanie parametru zużycia.

Niewielki wzrost zużycia, przy wahaniach momentu sił tarcia, może świadczyć o zdolności do powrotu pary cierniej, do normalnej pracy. Dalsze zmniejszanie się grubości warstewki smarnej rozdzielającej trące się ciała doprowadza do takiego stanu, że jedno lub kilka mikroszczepień adhezyjnych powiększają się, łączą, tworząc ognisko zacierania. Tak, więc strefa trzecia nabiera cech, które nieuchronnie prowadzą do zniszczenia pary cierniej (Nosal, 1998). Badania dowodzą, że moment tarcia w tym obszarze jest niestabilny z tendencją spadkową. Jednocześnie następuje gwałtowny wzrost intensywności zużycia w strefie powstania ognisk zacierania.

Wyraźny wzrost intensywności zużycia w trzeciej strefie, przy gwałtownym wzroście temperatury, świadczy o istnieniu zacierania, podczas którego tarcie inicjowane jest w warstwie wierzchniej trących się elementów, doprowadzając do ich zniszczenia.

Ponadto w czasie trwania całego mechanizmu reakcyjnego, który tworzy ciąg następujących po sobie etapów opisanych wyżej jako strefy 1, 2, 3 obserwowano udział procentowy pierwiastków w poszczególnych etapach (rysunek 4).

Umożliwiło to stworzenie zależności przedstawionej na (rysunek 4, wykres 3) opisującej ilość tlenu występującego na powierzchni badanej próbki w czasie zachodzących procesów przejściowych jako opis zużywania utleniającego. Przedstawiona w ten sposób zależność charakteryzuje ilość i jakość tworzonych i niszczonych wtórnych struktur.

Analiza jakościowa obrazów uzyskanych na mikroskopie skaningowym, z których przykładowe zdjęcia z poszczególnych stref przedstawiono na rysunku 4 oraz analiza składu chemicznego warstwy wierzchniej potwierdzają początek i rozwój procesu niszczenia wtórnych struktur w czasie przejścia od normalnego zużycia do szepiania w strefie drugiej (rysunek 3) nazwanej okresem przejściowym.

Mikroskopowa obserwacja śladów tarcia stopu łożyskowego Ł6, przedstawiona na rysunku 4 pozwala na ocenę

wpływu zaistniałego zjawiska w strefie kontaktu pary ciernej na kształtowanie warstwy wierzchniej. Poszczególne fotografie pokazują zmiany zachodzące w czasie. Powierzchnie tarcia noszą ślady: 1 – normalnego zużycia, 2 – bruzdowania, pękania, 3, 4 – szepiania i pływnięcia materiału. Obserwowane powierzchnie, potwierdzają proces niszczenia i powstawania wtórnych struktur w okresie przejściowym.

4. WNIOSKI

Dokonując podsumowania zagadnienia dotyczącego aspektów zacierania i zużycia węzłów ślizgowych na podstawie analizy badanego skojarzenia możemy stwierdzić, że:

1. Przebieg charakterystyk tribologicznych potwierdza istnienie tzw. okresu przejściowego między normalnym zużyciem a szepianiem.
2. Przeprowadzone badania tribologiczne, w powiązaniu z obserwacją mikroskopową powierzchni ślizgowej pary ciernej w okresie przejściowym, umożliwiają identyfikację zjawisk występujących w strefie tarcia, powodujących eskalację procesów patologicznych i niestabilne tarcie.
3. Nieznaczny wzrost zużycia w początkowej fazie okresu przejściowego, może świadczyć o zdolności do powrotu pary ciernej do normalnej pracy, daje to możliwość sterowania rozwojem zjawisk patologicznych, co wymaga dalszych badań eksperymentalnych.

LITERATURA

1. **Kaczyński R., Pogodaev L. I.** (2004), Structure-Energy Model Of The Wear Resistance Of Metallic Materials In Heterogenous Continua, *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 56, Nr. 5, 275-282.
2. **Kaczyński R.** (1995), *Tribologia*, Oficyna Wydawnicza SIMP, Nr XX, 528-535.
3. **Kostecki B. I.** (1976), *Poverchnostnaja Procnost Materialov Pri Trenii*, Technika, Kijew.
4. **Nosal S.** (1998), *Tribologiczne Aspekty Zacierania Się Węzłów Ślizgowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.

ANALYSIS OF TRANSITION PROCESSES WITH BOUNDARY LUBRICATION AS A PROTECTION MECHANISM AGAINST SCUFFING

Abstract: The application of computer aided multi-parameter visual observation and recording method for the analysis of construction materials makes it possible to compare and investigate the transition phenomena from normal friction to scuffing. The method is also very essential to predict actual conditions of scuffing development. The investigations involved both the qualitative and quantitative analysis of the investigated surface layer. The paper shows an existence of a transition stage from normal /oxidation/ wear to scuffing for the analyzed bearing alloy Ł6. A small wear increase of friction elements was observed in the transition period. However, the wear intensity was found to be growing significantly with an appearance of degenerative wear forms.

OBLICZENIA DYNAMICZNE PNEUMATYCZNEGO ZAWORU PRZEKAŹNIKOWEGO

Zbigniew KAMIŃSKI*

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

z.kaminski@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono równania dynamiki zaworu przekaźnikowego stosowanego w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów. Opracowany model matematyczny zaworu wykorzystano do symulacji w programie Matlab-Simulink procesów przejściowych w dwuobwodowym układzie napędowym z siłownikiem tłokowym jednostronnego działania. Przedstawiona metoda obliczeń dynamicznych może być wykorzystana do doboru parametrów konstrukcyjnych elementów instalacji ze względu na stawiane wymagania, w tym szybkość działania pneumatycznego układu hamulcowego.

1. WPROWADZENIE

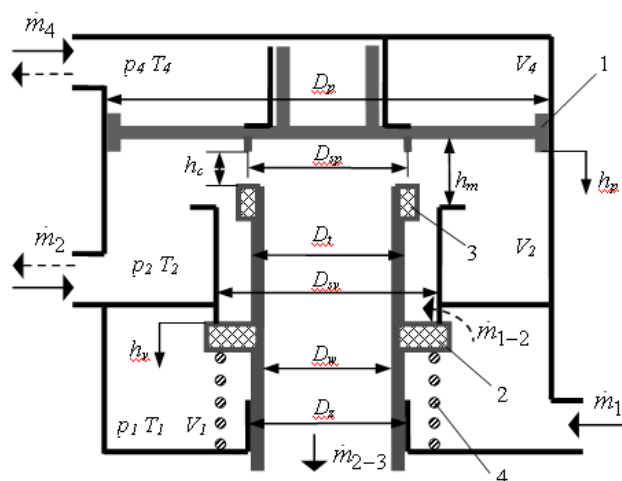
Układy hamulcowe współczesnych pojazdów samochodowych, zbudowane z różnorodnych komponentów: mechanicznych, hydraulicznych, pneumatycznych, elektrycznych czy informatycznych, można zaliczyć do tzw. inżynierskich systemów heterogenicznych (Reeßing, 2007). Działanie takich systemów jest zdeterminowane wzajemnym powiązaniem wyspecjalizowanych komponentów spełniających określone funkcje. Komunikowanie poprzez tradycyjne granice między inżynierią mechaniczną, elektrotechniczną i informatyczną musi być zapewnione już na wczesnym etapie projektowania przy wykorzystaniu odpowiednich narzędzi obliczeniowych, w tym do prototypowania na obiektach wirtualnych.

Projektowe obliczenia układów hamulcowych dzieli się na obliczenia statyczne i dynamiczne. Celem obliczeń statycznych jest wyznaczanie podstawowych parametrów konstrukcyjnych układów i ich elementów z uwzględnieniem zadanych charakterystyk roboczych (Miatłuk, Kamiński, 2005). Celem obliczeń dynamicznych, realizowanych metodą symulacji cyfrowej, jest wyznaczenie przebiegu procesów przejściowych, wpływających na właściwości eksploatacyjno-użytkowe, w tym szybkość i synchronię działania wszystkich członów wykonawczych układu hamulcowego.

Do zaprezentowania wybranych aspektów obliczeń dynamicznych pneumatycznych zaworów hamulcowych wybrano zawór przekaźnikowy. W modelowaniu matematycznym tego zaworu uwzględniono szereg zjawisk – wymianę ciepła, bezwładność elementów ruchomych, tarcie – pomijanych zazwyczaj na etapie praktycznej realizacji modeli zaworów hamulcowych do symulacji cyfrowej (Németh, 2002; Subramanian, 2004; Kulesza, Siemieniako 2007; Kulesza, 2007; Kulesza, 2008).

2. MODEL MATEMATYCZNY ZAWORU

Pokazany schematycznie na rysunku 1 zawór proporcjonalny, zwany w technice motoryzacyjnej przekaźnikowym, jest wykorzystywany w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów jako zawór przyspieszający zadziałanie mechanizmów hamujących. Zawór ten wraz ze zbiornikiem sprężonego powietrza jest najczęściej instalowany w pobliżu hamulców najbardziej oddalonych od zaworu sterującego (np. hamulców osi tylnej). Komora sterująca V_4 jest połączona z zaworem hamulcowym, a komory zasilająca V_1 i wyjściowa V_2 – odpowiednio ze zbiornikiem i komorami siłowników hamulcowych.



Rys. 1. Tutaj Schemat zaworu przekaźnikowego: 1 – tłok sterujący, 2 – grzybek dolny, 3 – grzybek górny, 4 – sprężyna

Na podstawie zasady zachowania masy i zasady zachowania energii dla układów otwartych oraz równania stanu gazu doskonałego uzyskuje się różniczkowe równania zmian ciśnienia i temperatury w poszczególnych komorach zaworu (Kamiński, 2007). Na przykład dla komory V_2 i V_4 otrzymuje się:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{V_2} \left[(\kappa - 1) (\dot{Q}_2 + \dot{H}_{1-2} \mp \dot{H}_2 - \dot{H}_{2-3}) - \kappa \cdot p_2 \frac{dV_2}{dt} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2 V_2} \left[p_2 \frac{dV_2}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} - RT_2 (\dot{m}_{1-2} \mp \dot{m}_2 - \dot{m}_{2-3}) \right] \quad (2)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{1}{V_4} \left[(\kappa - 1) (\dot{Q}_4 \pm \dot{H}_4) - \kappa \cdot p_4 \frac{dV_4}{dt} \right] \quad (3)$$

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{T_4}{p_4 V_4} \left(p_4 \frac{dV_4}{dt} + V_4 \frac{dp_4}{dt} \mp RT_4 \dot{m}_4 \right) \quad (4)$$

gdzie: $\dot{m}_i$ - strumień masowy dopływający lub wypływający z komory [kg/s], V_i , A_i - objętość [m³] i powierzchnia przejmowania ciepła i -tej komory [m²], zależne od przemieszczenia h_p tłoka $A_i = f(h_p)$, $V_i = f(h_p)$, p_i - ciśnienie powietrza w komorze [Pa], T_i - temperatura powietrza w komorze [K], α_i - współczynnik przejmowania ciepła komory [W/m²K], T_w - temperatura ścianek obudowy zaworu [K], $\dot{Q}_i = \alpha_i A_i (T_w - T_i)$ - strumień ciepła wymieniany z otoczeniem [W].

Strumienie masowe powietrza przepływającego przez zawór opisano uogólnioną zależnością Saint Venanta i Wantzela przy wykorzystaniu funkcji przepływu Miatluka-Avtuszki (Metljkuk, Avtuško, 1980; Kamiński, 2007):

$$\dot{m}_i = 0,68473 \mu_i A_i \frac{p_i}{\sqrt{RT_i}} \Psi(\sigma), \quad \Psi(\sigma) = 1,13 \frac{1 - \sigma}{1,13 - \sigma} \quad (5)$$

gdzie: μ_i - współczynnik wydatku, $\Psi(\sigma)$ - funkcja przepływu zależna od ilorazu σ ciśnienia za i przed oporem pneumatycznym, A_i - pole przekroju poprzecznego strumienia [m²] zależne od przemieszczenia tłoka h_p , wyznaczanego

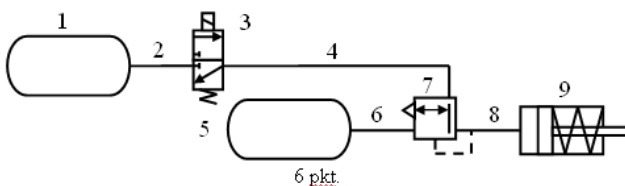
z równania ruchu:

$$m_z \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_{p24} + F_v + F_{fp} \quad (6)$$

gdzie: m_z - masa zredukowana tłoka i elementów poruszających się wraz z nim [kg], F_{p24} - siła ciśnienia działającego na tłok [N], F_{fp} - siła tarcia tłoka 1 o obudowę obliczana według modelu tarcia statyczno-kinetycznego Karnoppa (Armstrong-Helouvry, 1994), F_v - siła nacisku grzybka talerzykowego [N].

3. MODEL MATEMATYCZNY ZAWORU

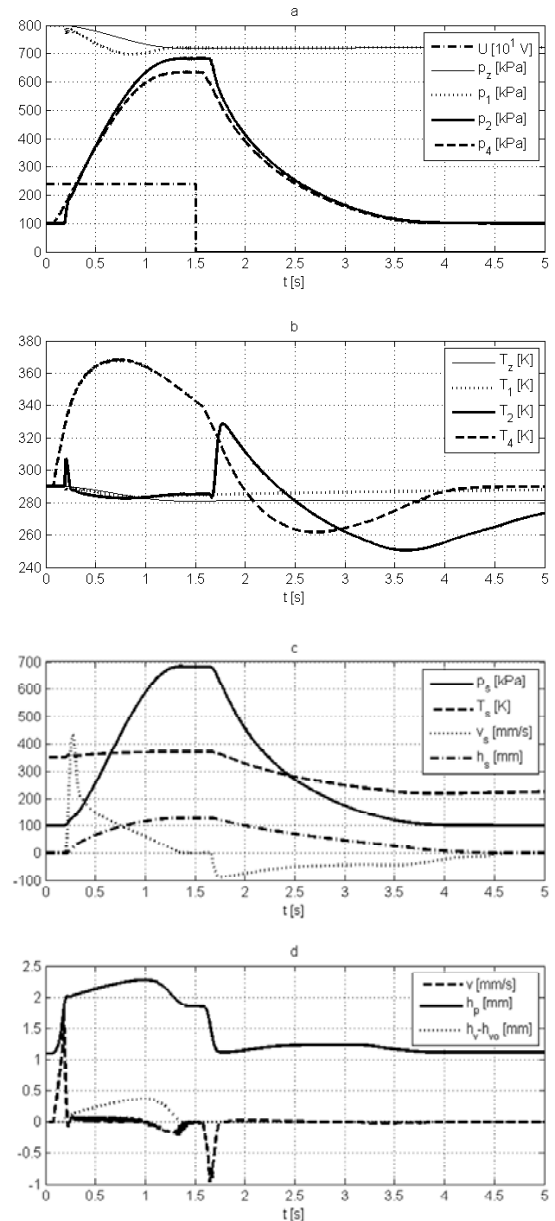
Do przetestowania modelu matematycznego i sprawdzenia zastosowanych algorytmów symulacji cyfrowej wybrano dwuobwodowy układ napędowy (rysunek 2).



Rys. 2. Schemat obwodu napędowego z zaworem przełącznikowym: 1, 5 - zbiornik sprężonego powietrza, 2, 4, 6, 8 - przewód, 3 - rozdzielacz, 7 - zawór przełącznikowy,

9 - siłownik

Modele matematyczne poszczególnych elementów układu napędowego zrealizowano w programie Matlab-Simulink w postaci podsystemów graficznych przy użyciu bloków S-function zapisanych w m-plikach. Modele matematyczne siłownika hamulcowego oraz przewodów opisano w pracach (Kamiński, 2006; Kamiński, 2008).



Rys. 3. Wyniki symulacji układu napędowego: a - ciśnienie w zbiorniku 5 (p_2) i w komorach zaworu 7 (p_1 , p_2 , p_4), napięcie sterujące U cewki rozdzielacza 3; b - temperatura w zbiorniku 5 i komorach zaworu 7 (T_2 , T_1 , T_2 , T_4); c - ciśnienie p_s , temperatura T_s , prędkość v_s i przemieszczenie h_s tłoka siłownika; d - prędkość v , przemieszczenie h_p tłoka sterującego zaworem 7, przemieszczenie grzybka zaworu h_v - h_{vo} przy jego otwarciu

W badaniach symulowano zachowanie się układu napędowego podczas jednego cyklu pracy siłownika tłokowego (średnica 125 mm, skok 140 mm), sterowanego

skokową zmianą napięcia zasilania zaworu elektromagnetycznego. Do obliczeń przyjęto następujące wartości parametrów: objętość zbiornika $1 - 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, objętość zbiornika

$5 - 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$; średnica wewnętrzna przewodów – 10 mm, długości przewodów: 2 – 3 m, 4 – 9 m, 6 – 1 m, 8 – 1 m, współczynnik przewodności ciepła dla zbiorników, siłownika i zaworu – $10 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Wyniki obliczeń układu napędowego przy obciążeniu tłoczyska siłą zmienną $F_s = 10^3(h_s/0,14)^{2,1} \text{ [N]}$ przedstawiono na rysunku 3.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawiony i zrealizowany w programie Matlab-Simulink model matematyczny zaworu przełącznikowego świadczy o możliwości szerszego wykorzystania obliczeń dynamicznych we wspomaganym komputerowo procesie projektowania złożonych inżynierskich systemów heterogenicznych, do jakich można zaliczyć wieloobwodowe pneumatyczne układy hamulcowe.

Na podstawie opisanych równań można zrealizować modele matematyczne innych zaworów hamulcowych o podobnej konstrukcji w celu wyznaczenia optymalnych parametrów projektowanego układu hamulcowego ze względu na szybkość i synchronię działania.

LITERATURA

1. **Armstrong-Helouvry B., Dupont P., Canudas de Wit C.** (1994), A survey of models analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, *Automatica*, Vol. 30 No 7, 1083-1138.
2. **Kamiński Z.** (2007), Podstawy teoretyczne dynamiki układów pneumatycznych [rozdz.2], Dynamika pneumatycznych układów napędowych (red. F. Siemieniako), *Rozprawy Naukowe*, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok.
3. **Kamiński Z.** (2006), Modelowanie nieliniowości i nieciągłości w pneumatycznych siłownikach tłokowych, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 6, 5-9.
4. **Kamiński Z.** (2008), Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji inżynierskich systemów heterogenicznych, *Pneumatyka*, nr 2, 48-52.

5. **Kulesza Z., Mikołajczyk B., Siemieniako F.** (2008), Modelowanie zaworu przełącznikowo-sterującego, *Pneumatyka*, nr 1, 31-35.
6. **Kulesza Z., Siemieniako F.** (2007), Równania ruchu elementów ruchomych pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 1, 8-12.
7. **Kulesza Z.** (2007), Modelowanie pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 2, 9-12.
8. **Miatluk M., Kamiński Z.** (2005), Układy hamulcowe pojazdów. Obliczenia, *Wydawnictwo Politechniki Białostockiej*, Białystok.
9. **Metljk N.F.; Avtuško V.P.** (1980), Dynamika pnevmatičeskich privodov avtomobilej, *Mašinostroenie*, Moskva.
10. **Németh H., Ailer P., Hangos K.M.** (2002), Nonlinear modeling and model verification of a single protection valve. *Periodica Politechnica*, ser. Transp. Eng. Vol. 30, No. 1-2, 69-92.
11. **Reebing M., Döring U., Brix T.** (2007), The future of product development. Part. 4: Modeling of heterogeneous systems in early design phases, *Springer*, Berlin Heidelberg.
12. **Subramanian S.C., Darbha S., Rajagopal K.R.** (2004), Modelling the pneumatic subsystem of a S-cam air brake system, *ASME J. Dynamic Systems, Measurement and Control*, No 126, 36-46.

DYNAMIC CALCULATIONS OF PNEUMATIC RELAY VALVE

Abstract: The article deals with some dynamic equations of relay valve used in vehicles pneumatic brake systems. The relay mathematical model was used to simulate transition processes in a pneumatic two-circuit drive with one-acting cylinder in Matlab-Simulink. The introduced method of dynamic counts of the system may be used to select design parameters of elements with regards to the requirements and operation speed of pneumatic brake system.

WSPÓŁCZYNNIK KROTNOŚCI ŁOŻYSK WIEŃCOWYCH PODWÓJNYCH

Ludwik KANIA*, Szczepan ŚPIEWAK*

* Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 69, 42-201 Częstochowa

ludwik@imipkm.pcz.czest.pl, szczepan_spiewak@poczta.onet.pl

Streszczenie: W artykule zaprezentowano zagadnienie współczynnika krotności łożysk wieńcowych podwójnych. Współczynnik ten jest używany do analitycznego wyznaczania charakterystyk nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych w oparciu o charakterystyki łożysk wieńcowych jednorzędowych o podobnych parametrach. Wyznaczono charakterystyki nośności statycznej modelowanych łożysk i określono dla nich wartości współczynnika krotności. Przytoczone wyniki obliczeń uzyskano na drodze numerycznej.

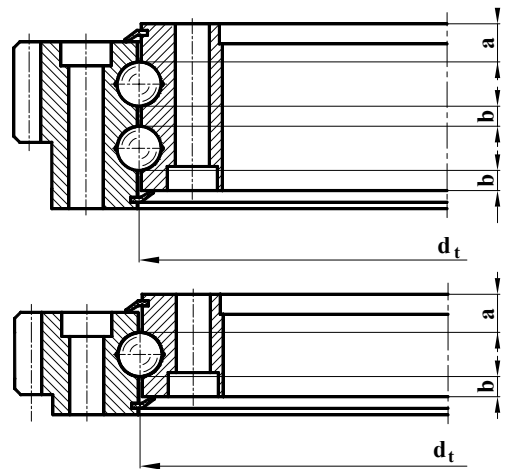
1. WSTĘP

Łożyska wieńcowe stanowią specyficzną grupę łożysk stosowanych w budowie maszyn roboczych. Podstawowymi cechami, jakie przykładowo podano w pracy Mazanka (2005) odróżniającymi je od innych typów łożysk, są: duże wartości średnic tocznych d_t (dochodzące do kilku metrów), odmienny system mocowania ich pierścieni do korpusów i głowic (najczęściej za pomocą śrub mocujących rozmieszczonych na obwodach pierścieni), statyczny charakter pracy (najczęściej pracują jako wolnoobrotowe przy prędkościach obrotowych nieprzekraczających kilku obrotów na minutę), specyfika obciążenia (duże wartości sił osiowych Q , promieniowych H i swoistego momentu wywrotnego M przyłożonego do głowicy), duża liczba części tocznych (dochodząca nawet do kilkuset).

Dobór łożysk wieńcowych, zwłaszcza w początkowej fazie projektowania, przeprowadzany jest w oparciu o ich charakterystyki nośności statycznej przedstawiane w katalogach, jako zależność przenoszonego momentu wywrotnego M od siły osiowej Q dla założonej wartości siły promieniowej H . Wyznaczenie tych charakterystyk określających przydatność łożyska jest zatem jednym z ważniejszych etapów projektowania. Z wymienionych wyżej cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych łożysk wieńcowych wynika konieczność opracowania odrębnych metod obliczania nośności statycznej tych łożysk. Nośność katalogową łożysk wieńcowych oblicza się głównie za pomocą metod analitycznych, w których przyjmowany jest szereg uproszczeń, najważniejsze z nich to założenie o nieodkształcalności pierścieni łożyska. Metodyka takich obliczeń jest dość szeroko omówiona w dostępnej literaturze, (np. Mazanek, 2005), dotyczy to przede wszystkim łożysk, w których w danej chwili, w jednym węźle tocznym pracuje jedna para bieżni.

Niniejszy referat poświęcony jest innemu rodzajowi łożysk, w których tych par jest więcej, przykładem takiego łożyska jest łożysko wieńcowe podwójne o styku 8-punktowym (rysunek 1). Producenci, zarówno krajowi

jak i zagraniczni, z reguły w swych katalogach nie zamieszczają charakterystyk nośności takich łożysk, które z uwagi na wysoką nośność używane są w nietypowych zastosowaniach, często wykonywane są na specjalne zamówienia odbiorców.



Rys. 1. Charakterystyczne wymiary wysokości pierścieni modelowanych łożysk tocznych wieńcowych: podwójnego (rys. górny) i jednorzędowego (rys. dolny)

W ogólnodostępnej literaturze zauważa się pewien niedobór informacji na temat obliczania łożysk podwójnych. Wspomniane analityczne metody wyznaczania nośności statycznej łożysk są w obliczeniach nośności łożysk podwójnych nieprzydatne, ponieważ z punktu widzenia mechaniki łożyska takie są statycznie niewyznaczalne. W pracy Kani i innych (2009), zaprezentowano szczegółowo problematykę obliczania nośności statycznej tych łożysk. W sposób numeryczny określono poszukiwane zależności dopuszczalnych obciążeń dla przykładowo wybranego łożyska. Wzorując się na zaprezentowanym rozkładzie obciążenia wewnętrznego elementów tocznych można

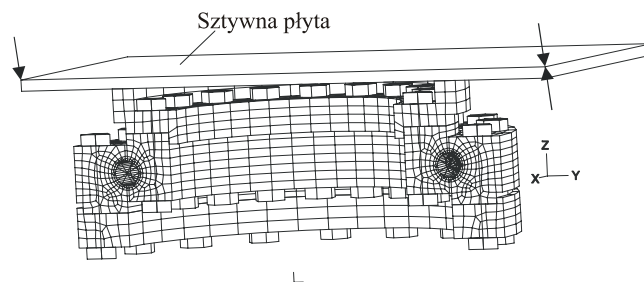
postawić pytanie, czy nie prościej jest wyznaczyć poszukiwaną nośność statyczną łożyska podwójnego, jeżeli znana jest nośność statyczna łożyska pojedynczego wykazującego pewne geometrycznie podobieństwo, jak przedstawiono na rysunku 1, przy uwzględnieniu takiego samego stanu warstwy wierzchniej. Przy takim rozwiązaniu zagadnienia przydatny może okazać się sposób zaprezentowany w artykule Mazanka (2004), w którym obliczenia wykonano stosując tzw. współczynnik krotności łożyska podwójnego, tj. stosunek nośności łożyska podwójnego do łożyska jednorzędowego, którego nośność obliczano metodami analitycznymi (przy wspomnianych powyżej uproszczeniach). Współczynnik krotności w cytowanej pracy wyznaczono wprawdzie numerycznie, jednak tylko w oparciu o analizę pojedynczego węzła łożyska. Metodologia ta może okazać się niewystarczająca, z uwagi na postęp, jaki dokonuje się obecnie w technikach modelowania numerycznego zespołów maszyn. W związku z powyższym wykorzystując informacje z pracy Kani i innych (2009) oraz posiadane możliwości modelowania numerycznego podjęto działania zmierzające do wyznaczenia współczynnika krotności łożyska podwójnego, za pomocą którego można szybciej oszacować poszukiwane charakterystyki nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych.

2. CHARAKTERYSTYKA MODELU

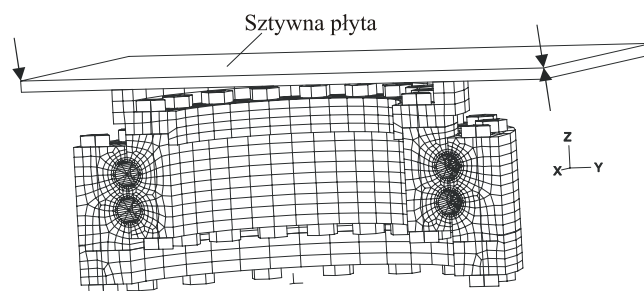
Analizie numerycznej poddano modele dwóch typów łożysk, wykonane metodą elementów skończonych. Do budowy modeli i symulacji obliczeniowych wykorzystano system ADINA (2004). W definiowaniu geometrii bieżni łożyskowych i elementów tocznych (kulek) użyto wymiarów łożyska przedstawionego w pracy Kani i innych (2009). Niezmienione pozostały wartości średnicy tocznej $d_t=307\text{mm}$ (rysunek 1), średnicy kulki $d_k=22\text{mm}$, współczynnika przylegania kulki do bieżni $k_p=0,96$, nominalnego kąta działania $\alpha=45^\circ$. W modelach zmodyfikowano natomiast geometrię przekroju poprzecznego łożysk określając proporcje wysokości poszczególnych fragmentów pierścieni zgodnie z rysunkiem 1. Pierwszy model (rysunek 2) stanowił połowę struktury łożyska wieńcowego jednorzędowego z uwzględnieniem odpowiednich warunków symetrii. Drugi (rysunek 3) stanowił z kolei połowę struktury łożyska wieńcowego podwójnego, w którym zastosowano proporcje wysokości pierścieni pokazane na rysunku 1. Oba łożyska modelowane były jako łożyska o styku czteropunktowym. Wszystkie dane dotyczące sposobu modelowania zarówno samych łożysk jak i struktur ich osadzenia wraz zamocowaniem, poza wyszczególnionymi w niniejszym referacie, podane zostały w pracy Kani i innych (2009). W modelowanych obiektach założono jednakową twardość bieżni wynoszącą 660 HV, dla której po uwzględnieniu geometrii styku punktowego otrzymano wartość obciążenia granicznego kulek $P_{dop}=36,6\text{kN}$.

Struktury pierścieni w obu modelach zdyskretyzowano elementami 8-węzłowymi typu 3D-solid o jednakowym ułożeniu siatki elementów skończonych ze szczególnym uwzględnieniem podobieństwa w miejscu usadowienia elementów belkowych superelementu Smolnickiego (2002)

w zmodyfikowanej formie omówionej między innymi w pracy Kani i innych (2009), co miało zapewnić zgodność charakterystyki zastępczej elementów tocznych w obu łożyskach jak również pominięcie wpływu różnego ułożenia siatki na wartości otrzymywanych obliczeń.



Rys. 2. Siatka modelu łożyska wieńcowego jednorzędowego



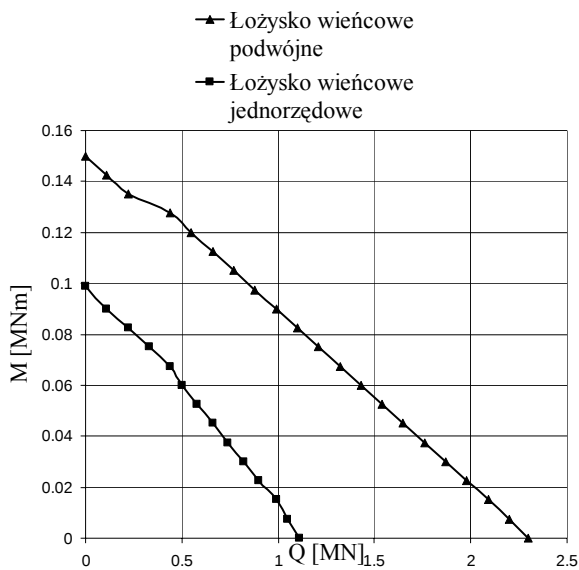
Rys. 3. Siatka modelu łożyska wieńcowego podwójnego

Dla elementu prętowego wyznaczono nową charakterystykę materiałową uwzględniającą inny podział siatki elementów skończonych niż w modelu zaprezentowanym w pracy Kani i innych (2009), sprężysto-plastyczny stan odkształcenia w strefie styku i występujące siły tarcia. Do zamodelowania obciążenia możliwie najlepiej odwzorowującego rzeczywisty charakter pracy łożyska przy działaniu sił osiowych Q i momentów wyrotnych M użyto tzw. idealnie sztywnej płyty przytwierdzonej do głowicy struktury osadzenia pierścienia wewnętrznego łożyska. Na jej wierzchołkach, jak pokazano na rysunkach 2 i 3, przyłożono obciążenia punktowe o wartościach zapewniających odpowiednio działanie sił osiowych i momentów wyrotnych. Ponadto na górne krawędzie płyty nałożono odpowiednie warunki przemieszczeń węzłów odpowiadające przemieszczeniom węzłów w miejscach przyłożenia obciążenia zewnętrznego. Korpusy osadzenia obu łożysk zarówno w jednym jak i drugim przypadku zostały zamodelowane z tym samym podobieństwem geometrycznym jak i tą samą charakterystyką materiałową. Podobnie postąpiono z modelowaniem śrub mocujących M16 klasy 8.8. Struktury rdzeni śrub mocujących pierścień łożyska do odpowiadających im segmentów korpusów maszyny zostały zamodelowane elementami belkowymi o określonym przekroju z przyłożoną siłą zacisku wstępnego wynoszącą 72 kN.

3. OTRZYMANE WYNIKI I WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych symulacji wykorzystujących metodykę postępowania szczegółowo opisaną

w pracy Kani i innych (2009) uzyskano charakterystyki nośności statycznej łożysk wieńcowych: podwójnego i jednorzędowego obciążonych siłą osiową i momentem wyrotnym (przy zerowej wartości siły promieniowej) przedstawione na rysunku 4.



Rys. 4. Charakterystyki nośności statycznej modelowanych łożysk

W oparciu o uzyskane charakterystyki można jednoznacznie stwierdzić, że poszukiwany współczynnik krotności łożyska podwójnego zależy od charakteru obciążenia (proporcji pomiędzy siłą osiową Q a momentem wyrotnym M). Nie można zatem określić jednej stałej wartości współczynnika krotności pełnego zakresu obciążenia łożyska. Przy przybliżonym wyznaczaniu charakterystyk nośności łożyska podwójnego, mając do dyspozycji charakterystykę łożyska jednorzędowego o tej samej twardości i geometrii bieżni oraz zbliżonych proporcjach wymiarowych, należy określić dwie wartości tego parametru. Pierwszą jako współczynnik krotności momentu wyrotnego k_M i drugą jako współczynnik krotności siły osiowej k_Q . Dla modelowanego łożyska wyniosły one odpowiednio $k_M=1,51$ i $k_Q=2,09$. Przybliżoną wartość współczynnika krotności dla zadanych wartości obciążenia Q i M można otrzymać na drodze interpolacji.

LITERATURA

1. **ADINA** (2004), *Theory and Modeling Guide*, Vol. 1: ADINA, ADINA R&D, Inc. Watertown.
2. **Kania L., Krynke M., Śpiewak S.** (2009), Problemy obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych, *XXII Konferencja Naukowa: „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce.
3. **Mazanek E.** (2004), Określanie nośności statycznej łożyska wieńcowego kulkowego podwójnego, *Przegląd Mechaniczny*, Vol. 58 z. 5.
4. **Mazanek E.** (2005), *Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych*, Monografie, nr 105, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej.
5. **Smolnicki T.** (2002), *Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.

MULTIPLICATION FACTOR OF DOUBLE-ROW BALL SLEWING BEARINGS

Abstract: A problem of multiplication factor of double row ball slewing bearings have been presented in this article. This factor is used for the determination of analytical profile of the static load capacity of slewing bearing with double-row ball based on the profile of slewing bearing with single-row ball with similar parameters. The profile of the static load capacity of modeling bearings and the value of multiplication factor has been determined. Concluding results have been obtained in numerical way.

WADY POWIERZCHNIOWE CERAMICZNYCH ELEMENTÓW TOCZNYCH

Waldemar KARASZEWSKI *

*Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska,
ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

w.karaszewski@wp.pl

Streszczenie: Materiały ceramiczne posiadają kombinację optymalnych własności, które są niezbędne w zastosowaniach na wysoko obciążone elementy maszyn. Podstawowym problemem związanym z wytrzymałością zmęczeniową materiałów ceramicznych są wszelkiego rodzaju wady powierzchniowe będące efektem procesu wytwarzania lub wynikające z defektów struktury materiału ceramicznego. W artykule przedstawiono badania doświadczalne dwutlenku cyrkonu ze sztucznie wprowadzonymi, kontrolowanymi pęknięciami kolistymi. Badania dwutlenku cyrkonu w postaci kulek prowadzono w układzie czterokulowym przy smarowaniu olejem.

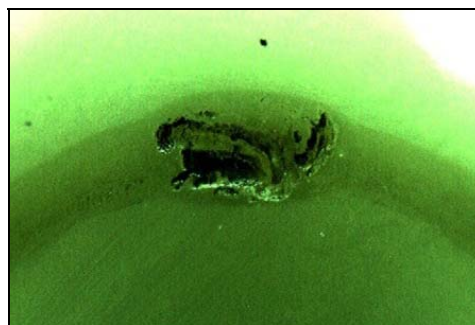
1. WSTĘP

Badania form zniszczenia kulek ceramicznych przeznaczonych na łożyska toczne w warunkach prowadzących do zmęczenia powierzchniowego niedwuznacznie wykazały (Hadfield i inni, 1993a, b, d) że współczesne metody wytwarzania i kontroli jakości są w stanie zapewnić odpowiednią jakość struktury wewnętrznej kulek gwarantującą ich wysoką powierzchniową wytrzymałość zmęczeniową. Elementy ceramiczne wolne od wad strukturalnych i pozbawione mikropełnięć powstałych w wyniku obróbki wykańczającej uzyskuje się dzięki rygorystycznej kontroli każdego elementu. Celem zmniejszenia odrzutów stosuje się specjalne metody wykańczania powierzchni kruchych materiałów ceramicznych. Jest to wszystko powodem wysokich kosztów związanych z produkcją elementów ceramicznych o wymaganej jakości. Rozwiązaniem tego problemu wydaje się być dopuszczenie do zastosowań praktycznych elementów z wadami, których wielkość i intensywność występowania mogłaby być tolerowana w warunkach eksploatacyjnych.

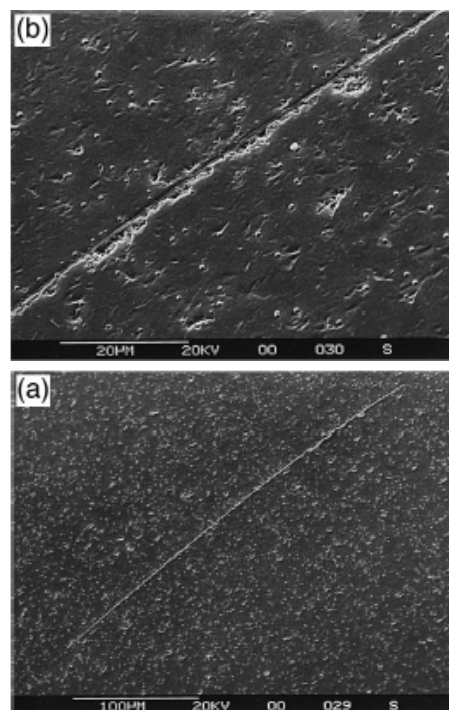
Inicjacja pęknięć może występować w wyniku defektu struktury (powierzchniowe lub podpowierzchniowe wtrącenia, pęknięcia, pory) lub w wyniku kruchego pęknięcia. Wady powierzchniowe występujące w materiałach ceramicznych można podzielić na cztery grupy:

- porowatość;
- wtrącenia powierzchniowe;
- pęknięcia powierzchniowe w wyniku procesu spiekania;
- defekty struktury.

Na rysunku 1 przedstawiono wadę powierzchniową (porowatość) występującą na kulce z dwutlenku cyrkonu (ZrO_2 -MgO) (Karaszewski, 2007). Kolejny rysunek 2 przedstawia pęknięcie kulki ceramicznej (Si_3N_4) powstałe w wyniku procesu spiekania (Wang i Hadfield, 1999).



Rys. 1. Powierzchnia kulki ceramicznej ZrO_2 (MgO) z widoczną wadą powierzchniową (Karaszewski, 2007)



Rys. 2. Wada materiałowa powstała w wyniku procesu spiekania na kulce z azotku krzemu Si_3N_4 (Wang i Hadfield, 1999)

Oczywistym jest, że wszelkiego rodzaju wady materiałowe znacznie zmniejszają wytrzymałość zmęczeniową. Obecnie rozprzestrzenianie się istniejących pęknięć (wad) w materiałach ceramicznych jest uważane za główny wewnętrzny mechanizm zmęczenia, który powoduje zniszczenie zależne od liczby cykli. W celu umożliwienia szerokiego zastosowania materiałów ceramicznych niezbędna jest zatem umiejętność określenia wytrzymałości zmęczeniowej tych materiałów.

2. METODYKA BADAŃ

Do badań wytypowano dwutlenek cyrkonu stabilizowany tlenkiem magnezu w postaci kulek o średnicy $\frac{1}{2}$ ' (tabela 1). Dwutlenek cyrkonu obok azotku krzemu i tlenku aluminium jest jednym z najczęściej obecnie stosowanym materiałem ceramicznym na elementy maszyn. Badania prowadzono przy smarowaniu olejem (tabela 2) w układzie czterokulowym (przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i przy obciążeniu 1000N odpowiadającemu naciskom kontaktowym 6,2GPa), z którego górna kulka miała wprowadzone sztuczne pęknięcie w miejscu styku z kulkami dolnymi, które były bez wad.

Koliste wady powierzchniowe, wykonano metodą polegającą na przyłożeniu obciążenia uderowego do kulki z dwutlenku cyrkonu w celu wytworzenia stosunkowo płytkich pęknięć kolistych zwanych inaczej Hertzowskimi. Wykonano pięć rodzajów pęknięć o różnych wielkościach oznaczonych K1, K2, K3, K4, K5 (w kolejności od najmniejszego do największego) spuszczać stalowy pręt o masie 400g z wysokości odpowiednio 150mm, 200mm, 300mm, 500mm i 750mm.

Dokładny opis sposobu wykonania tych pęknięć oraz charakterystykę stanowiska badawczego przedstawiono w pracy Karaszewski (2007).

Tab. 1. Właściwości dwutlenku cyrkonu $ZrO_2(MgO)$

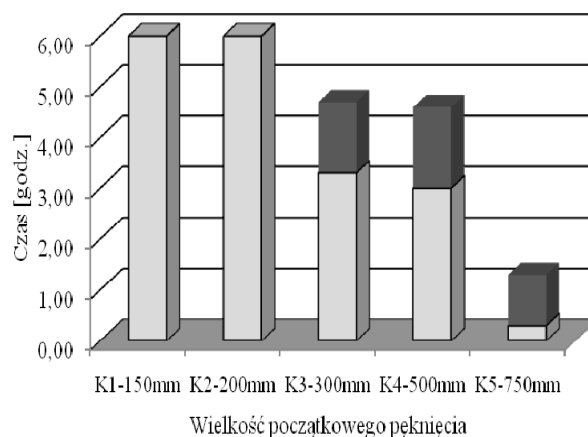
Skład chemiczny:	10molMgO+ZrO ₂
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	1900
Maksymalna użyteczna temperatura [°C]	1100
Moduł Younga [GPa]	200
Twardość HV	1020
Gęstość [g/cm ³]	5,73
Odporność na kruche pękanie [MPa*m ^{1/2}]	10

Tab. 2. Charakterystyka oleju badawczego

Nazwa handlowa	T-9
Producent	Nynas
<u>Właściwości:</u>	
Lepkość kinematyczna w temp. 40°C [mm ² /s]	9,13
Zawartość siarki [%]	0,01
Zawartość węglowodorów aromatycznych [%]	9,0

3. BADANIA DOŚWIADCZALNE I ANALIZA WYNIKÓW

Na rysunku 3 przedstawiono wykres czasu trwania testów dla różnych wielkości pęknięć kolistych. Test kończono w momencie pojawiających się silnych drgań akustycznych (świadczących o zniszczeniu powierzchni kulki ceramicznej) lub trwał zaplanowaną długość 21600 sekund (6 godzin). Każdy test powtarzano czterokrotnie.



Rys. 3. Maksymalny i minimalny czas trwania testu dla sztucznie wprowadzonych pęknięć kolistych na kulkach z $ZrO_2(MgO)$

Z przeprowadzonych testów wynika, że graniczną wartością wielkości początkowego pęknięcia, przy którym nie następuje gwałtowne niszczenie powierzchni jest wielkość K2. Dla większych wprowadzonych pęknięć kolistych (K3 i K4) występowało niszczenie powierzchni po około 3 godzinach czasu trwania testu, co odpowiada ponad 810 tysiącom cykli obciążenia. W przypadku największego wykonanego pęknięcia (K5), już po kilkunastu minutach czasu trwania testu następowało niszczenie powierzchni kulki ceramicznej. Do analizy czasu trwania testu wybrano tylko te kulki, w których na powierzchni nie wystąpiły wady powierzchniowe inne od kolistych (Karaszewski, 2007).

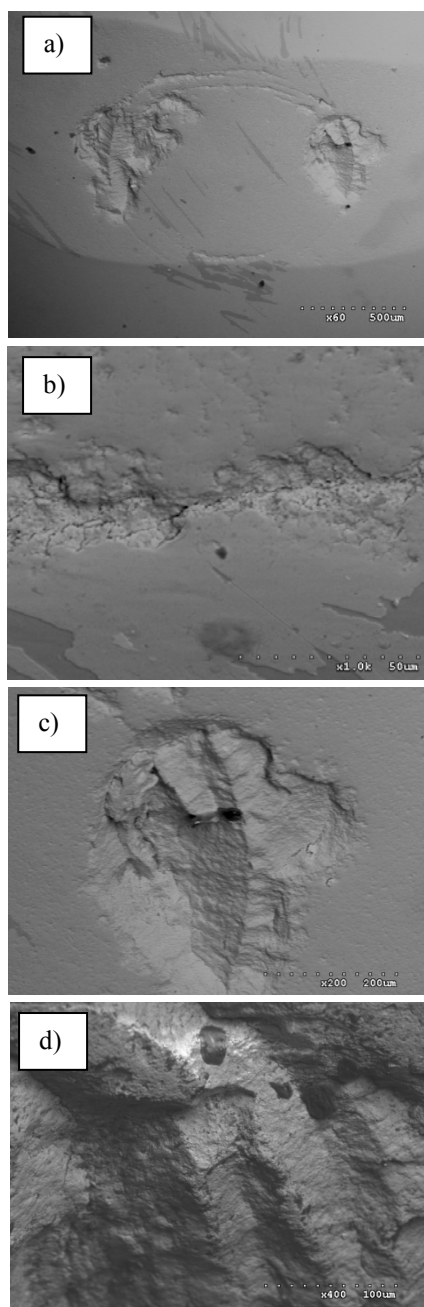
Na podstawie przeprowadzonych testów i analizy mikroskopowej powierzchni kulek z $ZrO_2(MgO)$ można dokładnie określić mechanizm rozprzestrzeniania się pęknięć w dwutlenku cyrkonu od początkowego pęknięcia do całkowitego zniszczenia powierzchni ceramicznej. W wyniku obciążeń zmiennych działających na powierzchnię kulki ceramicznej istniejące pęknięcie rozprzestrzenia się, w wyniku czego następuje niszczenie powierzchni kulki ceramicznej (obraz powierzchni kulki przedstawiono na rysunku 4). Sztucznie wprowadzone pęknięcie rozchodzi się z powierzchni kulki ceramicznej pionowo lub promieniowo, a następnie rozprzestrzenia się stożkowo. Pęknięcie po stożku rozprzestrzenia się zgodnie z kierunkiem minimalnych naprężeń głównych (Karaszewski, 2006; Hadfield i inni, 1993c; Karaszewski, 2008). Rozprzestrzenianie się pęknięcia w kulce ceramicznej można podzielić na trzy etapy.

Etap I charakteryzuje się wykruszaniem się powierzchni ceramicznej w obrębie styku początkowego pęknięcia z powierzchnią kulki ceramicznej (rysunek 4b).

Etap II charakteryzuje się dalszą podpowierzchniową propagacją pęknięcia w kierunku powierzchni (rysunek 4c), przy czym propagacja ta ma miejsce z powierzchni stożkowej początkowego pęknięcia również w postaci pęknięć kolistych. Po dotarciu pęknięcia do powierzchni następuje wrywanie cząstek materiału z powierzchni kulki ceramicznej.

Etap III charakteryzuje się dużym ubytkiem materiału. Niszczenie powierzchni charakterystyczne dla tego etapu powoduje powstanie wielokrotnego układu „V” pęknięcia (rysunek 4d). Pęknięcia te rozprzestrzeniają się zgodnie z pojawiającymi się wtórnymi pęknięciami kolistymi.

4. PODSUMOWANIE



Rys. 4. Obraz powierzchni kulki $ZrO_2(MgO)$ (a) z I (b), II (c) i III (d) etapem propagacji pęknięcia kolistego

Przeprowadzono obszerne badania doświadczalne rozprzestrzeniania się pęknięć kolistych wykonanych na kulkach z dwutlenku cyrkonu $ZrO_2(MgO)$.

Na podstawie badań doświadczalnych:

- określono wielkość pęknięć, które mogą być tolerowane w dwutlenku cyrkonu $ZrO_2(MgO)$ przy określonych obciążeniach zmiennych przy smarowaniu olejem;
- określono wielkość dopuszczalnego pęknięcia, które może być tolerowane przy określonym obciążeniu;
- określono formę zniszczenia kulek ceramicznych w przypadku pęknięć kolistych oraz opisano mechanizm niszczenia kulki ceramicznej w wyniku rozprzestrzeniania się pęknięć podpowierzchniowych.

LITERATURA

1. Hadfield M., Fujinawa G., Stolarski T. A., Tobe S. (1993a), Residual stress in failed rolling contact ceramic balls, *Ceramics International*, Vol. 19, No.5, 307-313.
2. Hadfield M., Stolarski T. A. and Cundill R. T. (1993b), Delamination of ceramic balls in rolling contact, *Ceramics International*, Vol. 19, 151-158
3. Hadfield M., Stolarski T. A. and Cundill R. T., Horton S. (1993c), Failure modes of ceramic elements with ring-crack defects, *Tribology International*, Vol. 26, nr 3, 157-164.
4. Hadfield M., Stolarski T. A., Cundill R. T. (1993d), Failure modes of ceramics in rolling contact, *Proc. of the Royal Society*, A443, 607-621.
5. Karaszewski W. (2006), The influence of oil additives on spread cracks in silicone nitride, *The 12th Nordic Symposium on Tribology*, June 7-9, Helsingor, Dania.
6. Karaszewski W. (2007), Powierzchniowa wytrzymałość zmęczeniowa materiałów ceramicznych o niedoskonałej strukturze wewnętrznej, *Sprawozdanie z prac zrealizowanych w ramach projektu badawczego MNiSW*, nr 4 T07C 035 28, Politechnika Gdańska.
7. Karaszewski W. (2008), The influence of oil additives on spread cracks in silicone nitride, *Tribology International*, Vol. 41, issue 9-10, 889-895
8. Wang Y., Hadfield M. (1999), Rolling contact fatigue failure modes of lubricated silicon nitride in relation to ring crack defects, *Wear*, Vol. 225-229, 1284-1292.

SURFACE CRACKS OF CERAMIC ROLLING ELEMENTS

Abstract: Zirconia is one of the most important ceramic materials for bearing applications (high speeds, different environments). The main problems connected with fatigue life are ring crack defects as the effect of manufacture or defects due to material structure. These defects decrease the rolling contact fatigue considerably. An experimental study of ring cracks propagation of zirconia $ZrO_2(MgO)$ was described in the paper. The rolling contact tests were performed on pre-cracks zirconia upper ball using a modified (rolling lower balls) four-ball machine in specified lubricant. Ball surfaces and failures were examined using scanning electron microscopy.

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego nr N 504 405935 finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

NUMERYCZNA ANALIZA SZCZELNOŚCI METALOWEJ WYSOKOCIŚNIENIOWEJ USZCZELKI TYPU „2-DELTA”

Maciej KRASIŃSKI*, Andrzej TROJNACKI*

*Instytut Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II nr 37, 31-864 Kraków

mkr@mech.pk.edu.pl, atroj@mech.pk.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono numeryczną analizę szczelności wysokociśnieniowego połączenia z metalową uszczelką typu „2-delta”. Za kryterium szczelności przyjęto z jednej strony wielkość nacisków powierzchniowych, a z drugiej efektywną szerokość strefy kontaktu na uszczelnianej powierzchni. Przeprowadzono weryfikację pewnych praktycznych zaleceń, wykorzystywanych przy projektowaniu i eksploatacji wysokociśnieniowych połączeń z uszczelką typu „2-delta”. Dokonano oceny przydatności zaproponowanego uproszczonego analitycznego modelu kontaktu uszczelki z gniazdem, który może mieć zastosowanie w inżynierskich obliczeniach tego typu połączeń.

1. WPROWADZENIE

Konieczność zapewnienia wysokich ciśnień i temperatur w instalacjach energetycznych oraz w licznych procesach syntezy chemicznej wyklucza niekiedy stosowanie uszczelnień miękkich do zamykania zbiorników i łączenia rurociągów. W takich przypadkach są często używane uszczelki metalowe, spełniające z powodzeniem postawione im funkcje uszczelniające i jednocześnie charakteryzujące się dużą odpornością na agresywne chemiczne działanie czynnika.

Dla stosunkowo niskich ciśnień są przeważnie wykorzystywane typowe połączenia kołnierzowo-śrubowe z metalowymi uszczelkami płaskimi. Ich wymiary są znormalizowane, podobnie jak metody obliczania (doboru). W przypadku ciśnień wyższych, przekraczających 100 MPa, stosuje się inne systemy uszczelniania z uszczelkami metalowymi. Przegląd typowych rozwiązań można znaleźć w pracy Freemana (1960) a kilka szczegółowych przypadków rozpatrywali Ryś i Zieliński (1977), Deininger i Strohmeier (2000) oraz Ryś i inni (2006).

Wysokociśnieniowe połączenia z uszczelkami metalowymi to układy z liniowym lub powierzchniowym kontaktem na styku elementów złącza. W niektórych rozwiązaniach wykorzystuje się efekt samouszczelnienia, polegający na zwiększaniu się powierzchni kontaktu elementów połączenia lub wzroście nacisku na tej powierzchni ze wzrostem ciśnienia czynnika. Istnieje wiele typów połączeń z wysokociśnieniowymi uszczelkami metalowymi. Jednym z możliwych rozwiązań jest połączenie z uszczelką typu „2-delta”, szczególnie przydatne do uszczelniania otworów o niewielkiej średnicy, przeznaczonych do mocowania dodatkowego osprzętu.

Ze względu na to, że połączenia te nie są znormalizowane i nie istnieją przepisy odnośnie ich obliczania, każdy indywidualny przypadek konstrukcyjnego zastosowania wymaga przeprowadzenia szeregu złożonych i czasochłonnych obliczeń wytrzymałości i szczelności. Ważne jest również określenie warunków montażu i dozoru technicz-

nego. Ponadto istotny jest dobór odpowiednich materiałów na poszczególne elementy złącza i opracowanie technologii ich wykonania.

2. ROZWIĄZANIE KONSTRUKCYJNE I ZASADA DZIAŁANIA POŁĄCZENIA

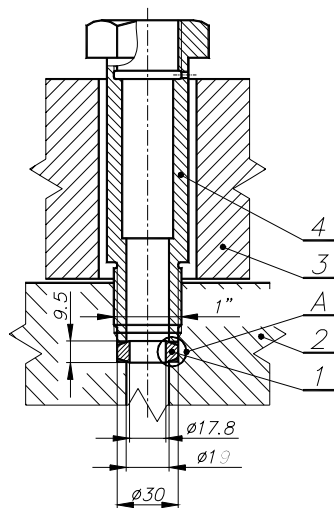
W zastosowaniach technicznych uszczelki typu „2-delta” są wykorzystywane do montowania przyłączy o niewielkich średnicach. Mogą to być korpusy manometrów, króćce wlotów gazu, dozowniki katalizatora oraz osłony termopar lub elektrod reaktora. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia przedstawia rysunek 1. Jest ono stosowane w wysokociśnieniowej instalacji chemicznej (Raport TPP-5, 2000) pracującej pod ciśnieniem roboczym 200 MPa i służy do zamocowania osłony elektrody.

Metalowa uszczelka 1 jest założona z luzem do gniazda w korpusie 2 i dociśnięta złączem 4. Za pomocą połączenia gwintowego między złączem i korpusem uzyskuje się wstępny nacisk między roboczymi powierzchniami uszczelki a gniazdem i złączem.

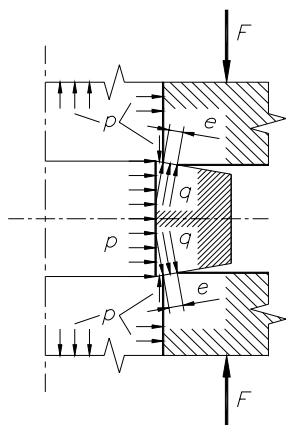
Zasada działania metalowej uszczelki typu „2-delta” wymaga, aby granica plastyczności jej materiału była znacznie wyższa od granicy plastyczności materiału gniazda. Uszczelki wykonuje się najczęściej ze stali stopowej specjalnej do ulepszania cieplnego (np. 36CrNiMo4), o granicy plastyczności 800 MPa i wytrzymałości doraźnej $1100 \div 1300$ MPa, hartowanej do ok. 55 HRC. Materiał na elementy współpracujące z uszczelką (gniazda) to przeważnie stale stopowe specjalne (np. 32CrMo12), o granicy plastyczności 630 MPa, wytrzymałości doraźnej 850 MPa i wydłużeniu $A = 13\%$.

W czasie montażu oba segmenty gniazda, pomiędzy którymi znajduje się uszczelka, są dociśnięte siłą montażową F o dużej wartości (rysunek 2). W jej wyniku gniazda, posiadające ostrą, niestępną krawędź, zostają wstępnie odkształcone na powierzchni o szerokości e i powstaje tam wstępny nacisk q . Zapewnia on szczelność połączenia jesz-

cze przed wprowadzeniem do instalacji ciśnienia p . Ciśnienie działające wewnątrz instalacji na powierzchnię uszczelnianego elementu powoduje znaczny spadek siły F i nacisku montażowego q . Nacisk ten ulega równocześnie pewnemu zwiększeniu wskutek parcia na wewnętrzną cylindryczną powierzchnię uszczelki. Dodatkowe doszczelnienie połączenia spowodowane ciśnieniem jest możliwe, gdyż grubościenność gniazd jest znacznie większa w porównaniu z uszczelką. Ze względu na charakter pracy rozpatrywana uszczelka może mieć zastosowanie dla wysokich ciśnień rzędu kilkuset MPa.



Rys. 1. Rozwiązanie konstrukcyjne połączenia: 1 –metalowa uszczelka typu „2-delta”, 2 – korpus, 3 – obejma mocująca, 4 – złącze



Rys. 2. Rozkład nacisków w połączeniu z uszczelką typu „2-delta” (szczegóły A na rysunku 1)

Połączenie z uszczelką typu „2-delta” jest zasadniczo połączeniem rozłącznym. Hartowana uszczelka o wysokiej twardości może być użyta ponownie. Jednakże w wyniku dużej różnicy własności materiałów elementów złącza krawędzie gniazd ulegają odkształceniom plastycznym i wymagają regeneracji przed ponownym montażem instalacji. Zaletą połączenia jest nieskomplikowany kształt uszczelki i stosunkowo niska dokładność wszystkich jej wymiarów. Szczegółowej uwagi wymagają jedynie stożkowe

powierzchnie robocze, które w wyniku szlifowania powinny mieć zapewnioną wysoką gładkość ok. $R_a=0.16 \mu\text{m}$.

3. PARAMETRY MONTAŻU POŁĄCZENIA

Mimo, że wysokociśnieniowe połączenia z metalową uszczelką typu „2-delta” są stosowane w technice dość często, zarówno normy jak też przepisy UDT oraz dostępne opracowania literaturowe nie podają metody ich obliczania. Zasadniczym problemem jest właściwy dobór montażowej siły docisku F w celu zapewnienia w połączeniu wymaganej szczelności. Wielkość siły montażowej musi uwzględniać własności materiałowe części złącza, jego wymiary i ciśnienie robocze w uszczelnianej przestrzeni. Efektem siły montażowej powinien być określony nacisk w strefie plastycznego kontaktu o szerokości odpowiedniej dla każdego przypadku. Ustalenie właściwych warunków montażowych połączenia napotyka jednak na trudności ze względu na procesy plastyczne, zachodzące w jego elementach i brak prostej funkcyjnej zależności szerokości strefy kontaktu i nacisków w tej strefie od siły montażowej.

W projektowaniu i eksploatacji tego typu uszczelnień stosuje się dotychczas praktyczne podejście (Raport TPP-5, 2000), nawiązujące pośrednio do przepisów UDT. Na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych ustala się dla każdego konkretnego przypadku określoną wartość czynnej szerokości U_{cz} kontaktu uszczelki z gniazdem. Przez czynną szerokość uszczelki rozumie się tutaj ten wymiar, gdzie nacisk na powierzchni kontaktu złącza przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda.

Przyjęcie wartości naprężenia σ_r zgodnie z metodą podaną przez UDT dla metalowych uszczelzek płaskich nie prowadzi jednak do celu z uwagi na bardzo małą szerokość strefy kontaktu uszczelki typu „2-delta” z gniazdem i duże ciśnienie obliczeniowe. Naprężenie to jest bowiem funkcją ciśnienia obliczeniowego p_o i gdy osiąga ono wartość kilkuset MPa naprężenie σ_r kilkakrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda. Wobec powyższego praktyczną wartość naprężenia σ_r do obliczenia siły montażowej przyjmuje się równą granicy plastyczności materiału gniazda, niższej o ok. 200 MPa od granicy plastyczności materiału uszczelki.

W analizowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym złącza z rys. 1 wymagana czynna szerokość strefy kontaktu została oszacowana na $U_{cz}=1.5\text{mm}$. Siła montażowa obliczona na podstawie praktycznego podejścia wynosi $F_{pr}=183935\text{N}$. Została ona wyznaczona dla ciśnienia obliczeniowego $p_o=280\text{MPa}$, granicy plastyczności materiału gniazda $R_{eg}=630\text{MPa}$ i uwzględnia składnik związany z odcieżeniem uszczelki w wyniku działania ciśnienia. Siła montażowa obliczona wprost w oparciu o przepisy UDT wynosiłaby $F_{UDT}=500\ 408\text{N}$ przy naprężeniu $\sigma_r\text{UDT}=3360\text{MPa}$, które ponad pięciokrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda.

4. ANALIZA MES

Do numerycznego rozwiązania zagadnienia wykorzystano metodę elementów skończonych (Zienkiewicz, 1972; Bathe, 1982; Hughes, 1987) posługując się programem

ANSYS® (Ansys, 2003). Z uwagi na charakter pracy elementów połączenia (zacisk wstępny o dużej wartości i zróżnicowane własności materiałowe) w okolicach stref kontaktu uszczelki i gniazd należy oczekiwać odkształceń sprężysto-plastycznych. Jest zatem konieczne uwzględnienie fizycznej nieliniowości materiałów. Własności materiałowe stali, z których wykonano uszczelkę oraz gniazda zostały przyjęte w oparciu o Leksykon Materiałoznawstwa (2002) i podano je w tabeli 1.

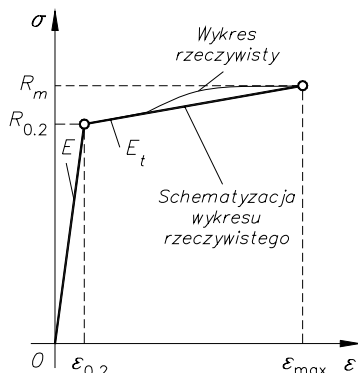
Tab. 1. Własności wytrzymałościowe materiałów uszczelki i gniazd

Część	Stal	E [MPa]	$R_{0.2}$ [MPa]	R_m [MPa]	$\epsilon_{\max}$ [%]
Uszczelka	36CrNiMo4	2.1×10^5	800	1100	11
Gniazdo	32CrMo12	2.1×10^5	630	850	13

Do obliczeń numerycznych wprowadzono aproksymację zależności $\sigma = f(\epsilon)$ z liniowym wzmocnieniem plastycznym zgodnie z równaniami

$$\begin{aligned} \sigma &= E\epsilon, & \epsilon &\leq \epsilon_{0.2}, \\ \sigma &= E_t\epsilon + R_{0.2} - E_t\epsilon_{0.2}, & \epsilon_{0.2} &\leq \epsilon \leq \epsilon_{\max}, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: $E_t = (R_m - R_{0.2}) / (\epsilon_{\max} - \epsilon_{0.2})$. Schematyzację wykresów rozciągania (w skali skażonej) przedstawia rysunek 3.



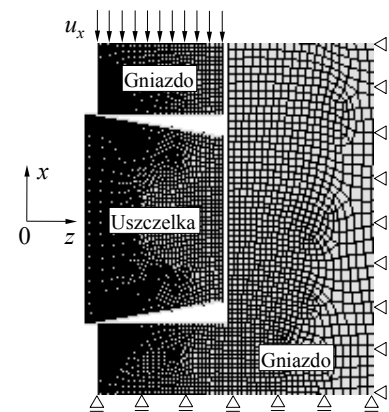
Rys. 3. Schematyzacja wykresów rozciągania dla materiałów uszczelki i gniazd

Zacisk wstępny o dużej wartości, konieczny do zapewnienia szczelności połączenia, prowadzi do powstania w miejscu współpracy strefy koncentracji naprężeń i dużych odkształceń. Problem należy więc traktować jako zadanie kontaktowe (Wriggers, 2002). Pomiedzy stykające się części połączenia wprowadzono elementy kontaktowe typu TARGE169 i CONTAC172 przystosowane do zadań płaskich i osiowo-symetrycznych. Na powierzchni współpracy złącza (pomiedzy uszczelką i gniazdami) przyjęto współczynnik tarcia μ .

Warunki brzegowe wprowadzone dla obu segmentów gniazda ilustruje rysunek 4. Aby zapewnić większą stabilność rozwiązania w przypadku obciążenia tylko siłą montażową F , zamiast przykładać obciążenie do górnej powierzchni gniazda, zastosowano wymuszenie kinematyczne. Wszystkim węzłom górnej powierzchni gniazda narzucono określone przemieszczenia u_x w kierunku przeciwnym do osi x . Obciążenie było doliczane po zakończeniu procesu obliczeń stosując funkcję FSUM do węzłów o zadanych

przemieszczeniach. Procedurę powtarzano odpowiednią liczbę razy aż do uzyskania zadanej siły montażowej F z zadowalającą dokładnością.

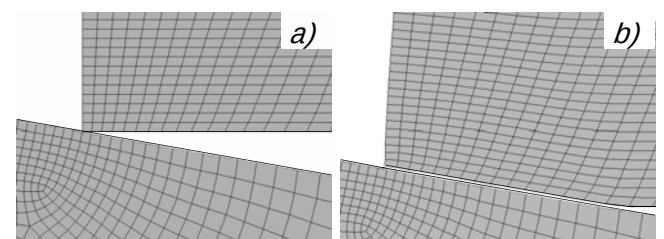
Otrzymane tak rozwiązanie zostało następnie wykorzystane w dalszych obliczeniach uwzględniających działanie w połączeniu ciśnienia p . Odczytano siły w węzłach górnej powierzchni gniazda, w których uprzednio były zadane przemieszczenia. Siły te, jako warunki brzegowe siłowe zostały użyte zamiast wymuszenia kinematycznego. Dzięki temu ujednolicono rodzaj warunków brzegowych, związanych zarówno z montażem jak i z działaniem ciśnienia. Pozwoliło to na prawidłowe dwuetapowe rozwiązanie zagadnienia w ramach jednego zadania numerycznego (pliku wsadowego).



Rys. 4. Podział modelu złącza na obszary, siatka elementów skończonych oraz ilustracja wprowadzonych warunków brzegowych

Pierwszy etap obejmował rozwiązanie odpowiadające obciążeniu tylko siłą montażową F , ale z warunkami brzegowymi siłowymi na górnej powierzchni gniazda. W drugim etapie rozwiązano przypadek uszczelki i gniazd obciążonych dodatkowo ciśnieniem p w postaci nacisków powierzchniowych nałożonych na stosowne linie wewnętrzne modelu konstrukcji. Należy zaznaczyć, że ze względu na nieliniowości materiałowe istotną rolę w obliczeniach MES odgrywa kolejność przykładania obciążeń. Proponowana metoda pokrywa się w pełni z praktyką montażu i eksploatacji połączeń z uszczelką typu „2-delta”.

Przykładowa siatka elementów skończonych w otoczeniu strefy kontaktu jest przedstawiona na rysunku 5. Gęstość siatki dobierano tak, aby przy podwójnym jej zagęszczeniu naprężenia zastępcze (wg HMM) obliczane dla obu siatek na granicy kontaktu uszczelki i gniazda od strony zewnętrznej różniły się o mniej niż 5 % (Stein, 2003).

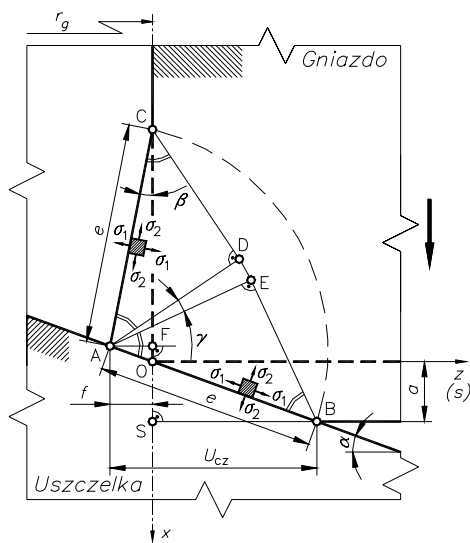


Rys. 5. Przykładowa siatka elementów skończonych w otoczeniu strefy kontaktu: a) – wyjściowa, b) – po obciążeniu

W przypadku obliczeń MES należało ustalić faktyczną wartość współczynnika tarcia μ na powierzchni styku. W tym celu wykonano badania doświadczalne na uszczelce i gniazdach o geometrii i materiałach zbliżonych do analizowanego połączenia (Kasiński i Trojnecki, 2009). Pod obciążeniem siłą montażową zmierzono za pomocą czujników tensometrycznych odkształcenia obwodowe i osiowe na wewnętrznej cylindrycznej powierzchni uszczelki. Po odciążeniu uszczelki zmierzono szerokość U strefy odkształceń trwałych w płaszczyźnie prostopadłej do osi. Porównanie wyników badań z przeprowadzonymi odpowiednimi obliczeniami MES pozwoliło oszacować rzeczywistą wartość współczynnika tarcia na $\mu=0.4$, którą przyjęto w dalszej numerycznej analizie strefy kontaktu.

5. PRZYBLIŻONE ANALITYCZNE ROZWIĄZANIE STREFY KONTAKTU

Zastosowanie siły montażowej o dużej wartości w powiązaniu z wyraźną różnicą granic plastyczności materiałów uszczelki i gniazda powoduje trwałe odkształcenia gniazda. Pojawia się strefa kontaktu, na której występują naciski q o znacznej wartości mające zapewnić szczelność. W opisie strefy kontaktu należy więc uwzględnić plastyczne odkształcenia gniazda.



Rys. 6. Przeszczepianie się materiału i geometria odkształconego plastycznie gniazda przy ściskaniu ze sztywną uszczelką – fragment powierzchni współpracy

Po założeniu, że uszczelka jest wykonana z idealnie sztywnego materiału a gniazdo z materiału o schemacie sztywno-plastycznym bez wzmocnienia, oraz że na powierzchni kontaktu nie występuje tarcie, zagadnienie można rozwiązać w oparciu o znany w literaturze (Hill i inni, 1947; Prager i Hodge, 1951; Szczepiński, 1964) problem ściskania plastycznego klina płaskim sztywnym stemplem. Przyjęcie powyższych założeń oraz płaskiego stanu odkształcenia pozwala na otrzymanie rozwiązania analitycznego z wykorzystaniem teorii linii poślizgu i metody charakterystyk (Prandtl, 1920; Hill, 1949). Przeszczepianie się materiału i geometrię odkształconego plastycznie gniazda przy ściskaniu ze sztywną uszczelką przedstawia rysunek 6.

Naprężenia główne w obszarze AEB na linii styku AB uszczelki z gniazdem można wyznaczyć metodą Lévy'ego

$$\sigma_1 = -2k\gamma, \quad \sigma_2 = -2k(1+\gamma), \quad (2)$$

gdzie: $k=R_{eg}/2$, R_{eg} – granica plastyczności materiału gniazda, γ – kąt, jaki tworzą ze sobą linie poślizgu w trójkątach AEB i ADC. Ponieważ do krawędzi AB jest prostopadłe naprężenie σ_2 , nacisk q na powierzchni styku, od którego rozpoczyna się proces odkształcania, jest równy naprężeniu σ_2 ze znakiem przeciwnym

$$q = R_{eg}(1+\gamma). \quad (3)$$

W rozpatrywanym zagadnieniu występuje geometryczne podobieństwo odkształconego obszaru w różnych etapach zaawansowania procesu. Stopień zaawansowania uplastycznienia jest określony wielkością odcinka a , o który przesuwa się gniazdo. Obraz odkształcenia pozostaje niezmienny, a zmiany ulegają jedynie wymiary proporcjonalnie do głębokości uplastycznienia a (rysunek 6). Z praktycznego punktu widzenia najbardziej interesujący jest wymiar e , czyli szerokość strefy kontaktu. Równanie określające szerokość strefy kontaktu otrzymuje się z warunku, aby punkt C leżał na nieodkształconej powierzchni gniazda

$$e = \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\cos \alpha - \sin(\alpha - \gamma)} a. \quad (4)$$

Równanie (4) podaje wymiar e w funkcji przemieszczenia a gniazda, kąta α pochylecia powierzchni roboczej uszczelki oraz nieznanego na razie kąta γ . W celu jego określenia należy wykorzystać warunek nieściśliwości materiału, z którego wynika, że pola trójkątów OSB i AOC muszą być sobie równe. Ostatecznie otrzymuje się równanie, wiążące kąty γ i α ,

$$2 \sin(\alpha - \gamma) [\cos(\alpha - \gamma) + 2 \sin \alpha] - \sin 2\alpha = 0, \quad (5)$$

które wymaga postępowania numerycznego. Wysokość f na jaką został wypchnięty uplastyczniony materiał na zewnątrz bocznej powierzchni gniazda wyraża się w zależności od przemieszczenia gniazda a i kątów α oraz γ wzorem

$$f = \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\operatorname{tg} \alpha [\cos \alpha - \sin(\alpha - \gamma)]} a. \quad (6)$$

Dla znanej granicy plastyczności R_{eg} materiału gniazda, określonej geometrii uszczelki (kąt α) i gniazda (promień r_g) oraz zmierzonego przemieszczenia a gniazda można w oparciu o otrzymane wyniki wyliczyć szerokość e uplastycznionej strefy kontaktu gniazda z nieodkształcalną uszczelką oraz panujące tam naprężenie q , a następnie określić siłę wstępnego docisku F . Pomiar przemieszczenia a gniazda jest jednak kłopotliwy w zastosowaniach technicznych tym bardziej, że przyjmuje ono niewielką wartość. Najbardziej wygodna byłaby znajomość siły F , którą należy wywołać w montowanym połączeniu aby zapewnić jego szczelność na szerokości e .

Przedstawione rozwiązanie ma praktyczne znaczenie w przypadku, gdy na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych można dla panującego w instalacji ciśnienia oszacować wymaganą szerokość e (lub U_{cz} – rysunek 6) strefy

kontaktu. Do wykorzystania jest wówczas równanie (3) na wielkość nacisku q na powierzchni styku uszczelki z gniazdem, przy czym kąt γ jest określony zależnością (5). Dla zadanego e siła montażowa powinna być równa

$$F_{an} = \pi D_u \left[eq \cos^2 \alpha + \frac{1}{4} D_u p_o \right], \quad (7)$$

gdzie: $D_u = 2r_g + e \cos \alpha - 2f$ i została uwzględniona korekta w związku z odcieżeniem połączenia ciśnieniem p_o . Przemieszczenie a gniazda oraz wymiar f wylicza się odpowiednio z równań (4) i (6).

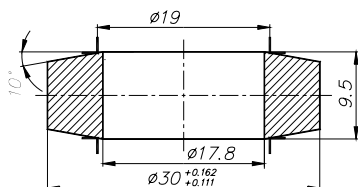
Należy zwrócić uwagę, że stosowane w praktyce uszczelki typu „2-delta” charakteryzują się małymi kątami α co powoduje, że kąt γ przyjmuje również niewielką wartość. W przykładowej uszczelce z rys. 1 kąt $\alpha = 0.1745$ rad co daje $\gamma = 0.0465$ rad. Wobec powyższego nacisk q liczony wzorem (3) tylko nieznacznie przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda.

Ocena poprawności dokonanych założeń upraszczających i ich wpływ na dokładność rozwiązania zostaną omówione oddzielnie.

6. WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Szczegółową numeryczną analizę wykonano dla uszczelki z rys. 1. Uszczelka współpracowała z gniazdami, dla których $r_g = 9.5$ mm i była umieszczona w korpusie 2. Średnica zewnętrzna uszczelki i otwór w korpusie były wykonane z tolerancjami. Tolerancje uszczelki zostały pokazane na rysunku 7, a otwór miał wymiar $\Phi 30^{+0.288}_{+0.238}$. Na zewnętrznej powierzchni uszczelki pojawił się luz o wartościach granicznych $L_{min} = 0.076$ mm i $L_{max} = 0.177$ mm. Największa wartość przemieszczenia promieniowego uszczelki na tej powierzchni występuje pod obciążeniem ciśnieniem $p_o = 280$ MPa i wynosi $w_{max} = 0.033$ mm, wobec czego obliczenia MES zarówno dla warunków montażowych jak i dla ciśnienia wykonano dla swobodnej powierzchni zewnętrznej.

Obliczenia numeryczne MES wykonano w pierwszej kolejności dla obciążenia montażowego $F_{pr} = 183935$ N, stosowanego praktycznie w rozważanym połączeniu. Dla ciśnienia $p = 0$ nacisk q na powierzchni roboczej uszczelki w funkcji współrzędnej s jest przedstawiony na rys. 8 linią cienką przerywaną, przy czym oś s pokrywa się z osią z (rysunek 6) lecz jej początek jest umiejscowiony w przecięciu z osią symetrii uszczelki.

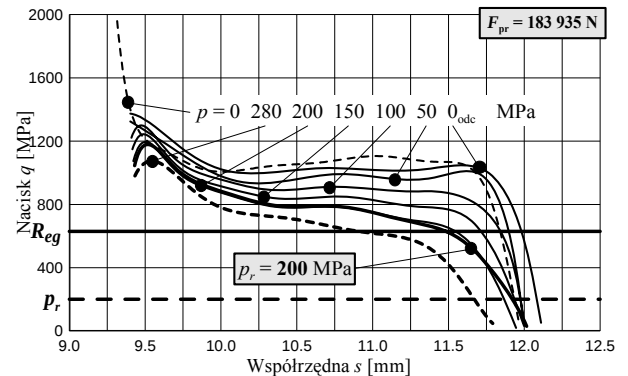


Rys. 7. Wymiary uszczelki

Nacisk rozkłada się zgodnie z przewidywaniem, wykazując nieliniowy spadek na szerokości strefy kontaktu od maksymalnej wartości na jej początku. Pod działaniem wyłącznie siły montażowej F_{pr} nacisk o największej wartości $q = 1968$ MPa występuje w punkcie $s = 9.3152$ mm,

zmniejszając się do $q = 630$ MPa w punkcie $s = 11.8300$ mm. Granica plastyczności R_{eg} materiału gniazda jest przekroczona na szerokości strefy kontaktu $U_{cz} = 2.5148$ mm. Nacisk spada do zera w punkcie $s = 11.9789$ mm.

Zastosowanie ciśnienia obliczeniowego $p_o = 280$ MPa powoduje spadek siły montażowej do $F_{pr} = 102648$ N. Zostaje również odcieżona powierzchnia kontaktu (rys. 8 – linia gruba przerywana), gdyż maksymalny nacisk zmniejszył się do $q_{max} = 1166$ MPa a miejsce jego występowania przesunęło się nieco do punktu $s = 9.5007$ mm. Czynna szerokość strefy kontaktu wynosi obecnie $U_{cz} = 1.5765$ mm. Całkowity zanik nacisku występuje w punkcie $s = 11.7890$ mm.



Rys. 8. Rozkład nacisku q na powierzchni kontaktu uszczelki z gniazdem dla obciążenia montażowego $F_{pr} = 183935$ N i różnych wartości ciśnienia p

W nawiązaniu do realnych warunków odbioru i rozruchu instalacji dalsze obliczenia przeprowadzono dla ciśnienia p malejącego stopniowo do zera (rysunek 8 – linie cienne). Obniżanie ciśnienia wywołuje wzrost szerokości strefy kontaktu U , co przedstawia rysunek 8. Okazuje się, że rozkład nacisku q po całkowitym odcieżeniu połączenia ($p = 0_{odc}$) jest nieco inny niż dla wstępnego obciążenia tylko siłą montażową $F_{pr}(p = 0)$, co wynika z pojawienia się odkształceń plastycznych na powierzchni kontaktu połączenia. Mimo niezmienną praktycznie siły montażowej maksymalny nacisk zmniejszył się po odcieżeniu do $q_{ma} = 1432$ MPa, natomiast szerokość strefy kontaktu jest nieco większa niż dla $p = 0$.

Kolejne obliczenia wykonano po ponownym obciążeniu połączenia do ciśnienia roboczego $p_r = 200$ MPa a wyniki przedstawia rysunek 8 – linia gruba. Siła montażowa w połączeniu wynosi obecnie $F_{pr} = 125528$ N. Rozkład nacisku jest zbliżony jak dla $p = 200$ MPa, przy czym nacisk maksymalny jest równy $q_{max} = 1222$ MPa i przesunął się do punktu $s = 9.4989$ mm. Czynna szerokość uszczelki $U_{cz} = 1.9951$ mm i jest nieznacznie mniejsza (o 4%) w porównaniu z wartością otrzymaną dla ciśnienia $p = 200$ MPa przy odcieżaniu. Nacisk spada do zera w punkcie $s = 12.0287$ mm.

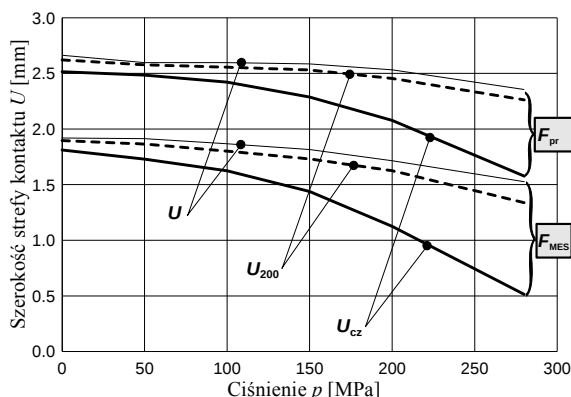
Drugą serię analogicznych obliczeń MES wykonano dla siły montażowej $F_{MES} = 128524$ N. Została ona tak dobrana, aby jej zastosowanie spowodowało wystąpienie dla ciśnienia $p_o = 280$ MPa strefy rzeczywistego plastycznego kontaktu o zalecanej dla tego połączenia szerokości 1.5 mm. Szczegółowe wartości podstawowych parametrów szczelności zestawiono w tabeli 2. Porównane zostały trzy najbardziej istotne przypadki: obciążenie tylko siłą montażową F , ob-

ciężenie dodatkowo ciśnieniem obliczeniowym p_o i ponowne obciążenie ciśnieniem roboczym p_r . Podano wartości maksymalnego nacisku $q_{\max}$ w złączu, rzeczywistej szerokości strefy kontaktu U , czynnej szerokości U_{cz} , oraz dodatkowo U_{200} , na której nacisk jest większy od ciśnienia roboczego p_r .

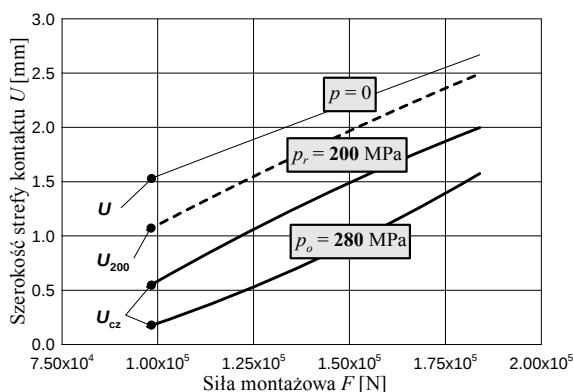
Tab. 2. Porównanie obliczeń MES dla sił montażowych F_{pr} i F_{MES}

Siła montażowa [N]	p [MPa]	Siła w złączu F [N]	$q_{\max}$ [MPa]	U [mm]	U_{200} [mm]	U_{cz} [mm]
183 935 (F_{pr})	0	183 935	1 968	2.6637	2.6224	2.5148
	280	102 648	1 166	2.3561	2.2625	1.5765
	200 _{rob}	125 528	1 222	2.5973	2.4962	1.9951
128 524 (F_{MES})	0	128 524	1 888	1.9203	1.8964	1.8117
	280	48 298	1 024	1.5000	1.3365	0.5942
	200 _{rob}	71 057	1 144	1.7158	1.6170	1.1163

Siła F_{MES} jest o 30% niższa od siły montażowej stosowanej praktycznie dla analizowanego połączenia. Na podstawie wyników obliczeń przedstawionych w tabeli 2, można stwierdzić, że mimo znacznego obniżenia siły montażowej maksymalny nacisk w złączu zmniejszył się niewiele. Bardziej istotne różnice występują w wartościach geometrycznych parametrów szczelności.



Rys. 9. Zależność szerokości strefy kontaktu od ciśnienia



Rys. 10. Zależność szerokości strefy kontaktu od siły montażowej

Wpływ ciśnienia na szerokość strefy kontaktu dla obydwu sił montażowych przedstawia rysunek 9. Wzrost ciśnienia powoduje nieliniowy spadek wartości wszystkich wprowadzonych geometrycznych parametrów szczelności, przy czym wpływ ciśnienia na wartość U_{cz} jest największy.

Interesująca okazuje się zależność różnie rozumianej szerokości strefy kontaktu od siły montażowej. Z przebiegów, przedstawionych na rys. 10 wynika, że niezależnie od definicji szerokość strefy kontaktu jest w przybliżeniu liniową funkcją siły montażowej.

Odształcenia plastyczne gniazda, pojawiające się podczas montażu, wpływają w znaczący sposób jedynie na rozkład nacisków q na powierzchni kontaktu dla połączenia nieobciążonego ciśnieniem. Mimo niezmienności siły występującej w złączu maksymalny nacisk w przypadku F_{pr} jak i F_{MES} zmniejszył się po odciążeniu ciśnieniem odpowiednio o 27% i 22% a miejsce jego występowania przesunęło się z początku strefy kontaktu. Po ponownym obciążeniu połączenia do ciśnienia roboczego p_r rozkłady nacisków praktycznie pokrywają się z otrzymanymi dla ciśnienia $p=200$ MPa w cyklu odciążania.

7. PORÓWNANIE OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH Z ROZWIĄZANIEM ANALITYCZNYM

Siła montażowa obliczona wzorem (7), otrzymanym w wyniku analitycznego rozwiązania strefy kontaktu uszczelki z gniazdem z uwzględnieniem odształceń plastycznych, jest równa $F_{an}=150475$ N. Porównanie wyników obliczeń MES dla tej siły z wynikami rozwiązania analitycznego jest przedstawione w tabeli 3.

Duże różnice wartości a i f , otrzymanych obiema metodami, są do wytłumaczenia inną schematyzacją krzywej rozciągania materiału gniazda w obu podejściach. W podejściu analitycznym wielkości: a , f oraz e są ponadto funkcjami jedynie geometrii połączenia i obciążenie zarówno montażowe jak i robocze nie ma wpływu na ich wartości. Inaczej jest w obliczeniach numerycznych, gdzie ciśnienie p powoduje ich zmniejszenie. Różnice wyników otrzymanych MES i metodą analityczną są również spowodowane przyjęciem w obliczeniach analitycznych współczynnika tarcia $\mu = 0$, co jest związane z założeniami w tym uproszczonym podejściu.

Tab. 3. Porównanie wyników obliczeń MES z analitycznym opisem kontaktu uszczelki z gniazdem

Obl.	p [MPa]	Siła w złączu F [N]	$q_{\max}$ [MPa]	U [mm]	U_{cz} [mm]	a [mm]	f [mm]
MES	0	150 475	1 935	2.2450	2.1058	0.7655	0.1649
	280	69 939	1 113	1.9199	0.9263	0.7174	0.0909
	200 _{rob}	92 742	1 206	2.0667	1.5043	0.7295	0.0941
An.	—	150 475	659	1.5000	1.5000	0.2302	0.1945

W warunkach pracy siła w złączu obliczona numerycznie spada do $F=92742$ N a maksymalny nacisk na powierzchni styku wynosi $q=1206$ MPa. Nacisk liczony wzo-

rem (3) jest niewiele większy od granicy plastyczności materiału gniazda i wynosi $q_{an}=659$ MPa.

O szczelności połączenia decyduje czynna szerokość U_{cz} strefy kontaktu, na której nacisk przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda. Dla obciążenia ciśnieniem roboczym obliczenia MES dają $U_{cz}=1.5043$ mm, czyli wartość zbliżoną do założonej w uproszczonych obliczeniach analitycznych.

8. UWAGI KOŃCOWE

Analizowane połączenie z metalową uszczelką typu „2-delta” jest w praktyce montowane z zastosowaniem siły $F_{pr}=183935$ N. Została ona określona w oparciu o arbitralnie przyjętą szerokość strefy kontaktu $U_{cz}=1.5$ mm dla ciśnienia obliczeniowego $p_o=280$ MPa. Obliczenia numeryczne wykonane dla F_{pr} wskazują, że dla p_o wymiar $U_{cz}=1.5765$ mm jest nieco większy od wymaganego. W warunkach pracy dla $p_r=200$ MPa wymiary strefy kontaktu wynoszą odpowiednio $U=2.5973$ mm i $U_{cz}=1.9951$ mm.

Postawiony praktycznie warunek szczelności spełnia połączenie, w którym wprowadzono siłę montażową $F_{MES}=128524$ N. Jest ona znacznie mniejsza od siły F_{pr} . W złączu obciążonym ponownie ciśnieniem roboczym p_r maksymalny nacisk zmniejszył się tylko o 6% a szerokości strefy kontaktu wynoszą $U=1.7158$ mm (spadek o 34%) i $U_{cz}=1.1163$ mm (spadek o 44%).

Maksymalny nacisk na powierzchni kontaktu uszczelki z gniazdem występuje od strony działania ciśnienia i ponadto prawie dwukrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda. Utrudnia to penetrację czynnika i w konsekwencji utratę szczelności. Jeżeli przyjąć, że szczelność w połączeniu zapewnia strefa kontaktu gdzie nacisk jest większy od ciśnienia roboczego 200 MPa, to warunek ten jest spełniony na szerokości $U_{200}=1.6170$ mm nieco większej od uznanej za praktycznie uzasadnioną.

W oparciu o otrzymane wyniki obliczeń numerycznych można stwierdzić, że stosowane praktycznie siły montażowe są zawyżone w stosunku do kryterium szczelności, opartego o wymaganą szerokość strefy kontaktu.

W przypadku projektowania instalacji wysokociśnieniowej z licznymi uszczelkami typu „2-delta” nie zawsze jest możliwe szybkie wykonanie pełnej numerycznej analizy szczelności wszystkich połączeń. Do wstępnych obliczeń może być wykorzystana zaproponowana metoda analityczna. Otrzymana na jej podstawie siła montażowa $F_{an}=150475$ N jest o 18% mniejsza od siły F_{pr} a maksymalny nacisk $q_{max}=1206$ MPa dla ciśnienia roboczego tylko nieznacznie mniejszy jak w przypadku dotychczas stosowanego obciążenia. Drugi podstawowy parametr szczelności, jakim jest szerokość strefy kontaktu, również spełnia postawione kryterium.

Opracowanie na podstawie przedstawionego analitycznego rozwiązania, procedury przydatnej w inżynierskich obliczeniach wysokociśnieniowych połączeń z metalową uszczelką typu „2-delta”, wymaga przeprowadzenia dalszych badań. W szczególności niezbędna jest eksperymentalna weryfikacja szczelności połączeń, w których wprowadzono siłę montażową mniejszą od stosowanej dotychczas. Potwierdzenie możliwości obniżenia sił montażowych

miałoby znaczące skutki ekonomiczne, związane z niższymi kosztami regeneracji gniazd przed ponownym montażem połączenia.

LITERATURA

1. **Bathe K. J.** (1982), *Finite element procedures in engineering analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
2. **Deininger J., Strohmeier K.** (2000), Metall dichtungen für hohe drücke, *Dichtungstechnik*, Heft 1, 31-35.
3. **Freeman A. R.** (1960), Gaskets for high-pressure vessels, Pressure Vessel and Piping Design, *Collected Papers*, 1927 – 1959, ASME, 165-168.
4. **Hill R.** (1949), The plastic yielding of notched bars under tension, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, Vol. 2.
5. **Hill R., Lee E. H., Tupper S. J.** (1947), The theory of wedge indentation of ductile materials, *Proc. Roy. Soc., London (A)* 188, 273-289.
6. **Hughes T. J. R.** (1987), *The finite element method. Linear static and dynamic finite element analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
7. **Krasiński M., Trojnecki A.** (2009), Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu „2-delta”, *Czasopismo Techniczne* (w druku).
8. **Prager W., Hodge P. G. Jr.** (1951), *Theory of perfectly plastic solids*, J. Wiley & Sons, Inc., N. York.
9. **Prandtl L.** (1920), *Über die Härte plastischer Körper*, Göttinger Nachrichten mat. - phys.
10. **Ryś J., Szybiński B., Trojnecki A.** (2006), Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu „B”, *Czasopismo Techniczne*, z. 11-M/2006, 63-87.
11. **Ryś J., Zieliński A.** (1977), Uszczelnianie zbiorników wysokociśnieniowych za pomocą tulei dwustożkowej, *Przegląd Mechaniczny*, z. 7/77, 224-229.
12. **Stein E.** (2003), *Error-controlled adaptive finite elements in solid mechanics*, JOHN WILEY & SONS, LTD, West Sussex.
13. **Szczepiński W.** (1964), *Teoria obróbki plastycznej metali*, PWN, Warszawa.
14. **Wriggers P.** (2002), *Computational contact mechanics*, JOHN WILEY & SONS, LTD, West Sussex.
15. **Zienkiewicz O. C.** (1972), *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa.
16. **ANSYS. Release 8.0.** (2003), Analysis System Inc., Swanson.
17. **Leksykon materiałoznawstwa.** T. I, T. II. (2002), Verlag Dashöfer, Warszawa.
18. **Raport TPP-5 Politechniki Krakowskiej.** (2000), Wykonanie dokumentacji technicznej reaktora 41/42 V-7 z instalacji polietylenu, Kraków.

NUMERICAL ANALYSIS OF LEAK TIGHTNESS OF METAL HIGH-PRESSURE „2-DELTA” GASKET

Abstract: The paper deals with the numerical analysis of leak tightness of the closure with metal high-pressure “2-delta” gasket. The compression at the contact surface between the hardened gasket and deformed edge of the seat and the width of this surface are adopted as the criteria of leak tightness. Certain practical procedures applied in projects and operation of high-pressure closures with “2-delta” gaskets are verified. The FEM results are compared with the results of the analytical approach based on the simplified computational model of the contact, which can be used in engineering calculations of the gaskets.

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego Nr 5 T07C 027 24, finansowanego ze środków Komitetu Badań Naukowych.

ANALIZA WPLYWU ŚREDNICY KÓŁ I PRZEKROJU PASA NA WARTOŚĆ WSKAŹNIKÓW PRZEKŁADNI Z PASAMI KLINOWYMI

Stanisław KRAWIEC*

*Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław

stanislaw.krawiec@pwr.wroc.pl

Streszczenie: Przedstawiono wyniki analizy wpływu cech geometrycznych kół pasowych na wartość czterech wskaźników przekładni pasowych z pasami klinowymi. Analizie poddano trzy przekroje pasków oznaczone literami A, B i C oraz średnicę koła czynnego która przyjmowała znormalizowane wartości w zakresie od 112 do 180 mm. Obliczenia konstrukcyjne analizowanej przekładni przeprowadzono wykorzystując autorski program komputerowy opisany w Krawiec (1991). Przedstawiono graficznie wyniki analizy oraz podano wnioski.

1. WPROWADZENIE

Tradycyjny napęd pasowy z pasem płaskim zaczął tracić stopniowo swe znaczenie z chwilą, gdy w przemyśle coraz częściej usuwano napędy zbiorowe i grupowe, a zastępowano je napędami indywidualnymi z użyciem silników elektrycznych. Liczne zalety napędu z wynalezionym w tych czasach pasem gumowym klinowym sprawiły, że zaczął

on z powodzeniem konkurować z napędami innego rodzaju. Z zasady napęd z pasem klinowym jest budowany w układach wielokrotnych, tj. na wspólnych kołach pasowych pracuje jednocześnie kilka pasów klinowych. Pozostaje to w związku z kształtem przekroju poprzecznego pasa i z wielkością pola tego przekroju. Jak wiadomo, wielkość przekroju poprzecznego pasa, który ma kształt klina musi być ograniczona z uwagi na wartość dopuszczalnego naprężenia zginającego. Naprężenie to ma zapewnić pasowi łatwe przechodzenie przez koła pasowe o niewielkich średnicach, a liczbowo jest ono odwrotnie proporcjonalne do średnicy koła pasowego.

Jednymi z bardziej interesujących wielkości, które pozwalają ocenić każdą przekładnię mechaniczną, w tym również pasową są: suma kosztów wykonania i eksploatacji, ciężar przekładni oraz kształt i wymiary zajmowanej przez nią przestrzeni. Kształt i wymiary przekładni zależne są od średnic kół, rozstawu ich osi i wielkości przekroju pasa. Na ciężar całkowity przekładni składa się ciężar poszczególnych jej elementów, tj. kół, pasa, osłony itp.

Jakkolwiek dokładne obliczenie wszystkich tych wielkości jest na ogół niemożliwe z powodu braku odpowiednich danych, złożoności zagadnień gospodarczych i różnorodności wymagań konstrukcyjnych, to pewną orientację odnośnie tych wielkości można uzyskać na podstawie odpowiednio dobranych wskaźników. Według Dietrich i innych (1971) są to cztery następujące wskaźniki: obciążalność przekroju pasa, koszt pasów, koszt kół i objętość

przekładni.

Metodycznie najprostszym sposobem zrobienia konstrukcji zbliżonej do „idealnej” jest działanie polegające na wielokrotnym obliczaniu wpływu zmian parametrów swobodnych na wielkości weryfikujące konstrukcję i wybór wartości najwłaściwszych w świetle przyjętych kryteriów. W artykule przedstawiono wyniki analizy wpływu średnicy kół pasowych i przekroju pasa klinowego na wartość wymienionych czterech wskaźników przekładni z pasami klinowymi. Analizę tę przeprowadzono wykorzystując autorski program komputerowy wspomagający projektowanie przekładni z pasami klinowymi, opisany w Krawiec (1991).

2. WSKAŹNIKI PRZEKŁADNI Z PASAMI KLINOWYMI

Dopuszczalne użyteczne obciążenie jednostkowe przekroju pasa w danych warunkach pracy określa wskaźnik obciążalności przekroju pasa. Wartość tego wskaźnika oblicza się z zależności:

$$W_{op} = \frac{F}{A_p} = k_0 C_k C_0, \quad (1)$$

gdzie: F – dopuszczalna siła obwodowa, A_p – przekrój pasa, k_0 – dopuszczalne użyteczne obciążenie jednostkowe przekroju pasa w warunkach wzorcowych, $C_k = CaC/L$ – współczynnik konstrukcyjny, Ca – współczynnik kąta opasania, Cv/L – współczynnik wykorzystania pasa, $C_0 = C_1C_2C_3C_4C_5$ – współczynnik zewnętrznych warunków pracy przekładni, C_1 – współczynnik statyczności obciążenia, C_2 – współczynnik środowiska pracy, C_3 – współczynnik regulacji napięcia pasa, C_4 – współczynnik średnicy małego koła, C_5 – współczynnik liczby pasów klinowych.

Następny wskaźnik, tj. wskaźnik kosztu pasów wyrażo-

ny jest wzorem:

$$W_{kp} = \frac{M_b}{K_p} = \frac{1}{2\pi} \frac{k_0}{c} \frac{D_{\min}}{D_1} C_{Lp} C_0, \quad (2)$$

M_b – moment na kole biernym, $K_p = V_p c$ – koszt pasów w zł, V_p – objętość pasa w dcm^3 , C – cena 1 dcm^3 pasa w zł/ dcm^3 , k_0/c – współczynnik przekroju pasa wskaźnika kosztu pasów, $D_{\min}$ – najmniejsza średnica koła zalecana dla danego przekroju pasa, D_1 – średnica koła małego, C_{Lp} – współczynnik długości pasów wskaźnika ich kosztu.

Przy ustalaniu zależności na wskaźnik kosztu kół zakłada się, że koszt kół jest proporcjonalny do iloczynu $j \cdot t \cdot D$, tj. liczby pasów w przekładni (j), podziałki rozstawu osi pasów (t) i średnicy koła pasowego czynnego (D). Wskaźnik ten określony jest wzorem:

$$W_{kk} = \frac{M_b}{K_k} = \text{const} \left(k_0 \frac{A}{t} \right) C_k C_0, \quad (3)$$

Wartość wskaźnika objętości przekładni można obliczyć z wzoru:

$$W_v = \frac{M_b}{V} = \frac{2}{\pi} C_{AV} \left(\frac{D_{\min}}{D_1} \right) \frac{1}{i} C_{LV} C_0, \quad (4)$$

gdzie: V – objętość obrysu przekładni, C_{AV} – współczynnik przekroju pasów klinowych wskaźnika objętości, C_{LV} – współczynnik długości pasów klinowych wskaźnika objętości.

3. METODA I WYNIKI BADAŃ

Przedmiotową analizę wpływu średnicy kół i przekroju pasa na wartość wymienionych czterech wskaźników przekładni pasowej klinowej przeprowadzono na przykładzie zadania konstrukcyjnego obejmującego dobranie cech konstrukcyjnych przekładni ciernej klinowej, napędzającej przenośnik łańcuchowy. Przekładnia ma przełożenie 2,5 i jest napędzana silnikiem o mocy $P=8\text{kW}$ i prędkości $n=1410\text{ obr/min}$. Ponadto stawia się wymóg, aby projektowany napęd spełniał dwa następujące warunki:

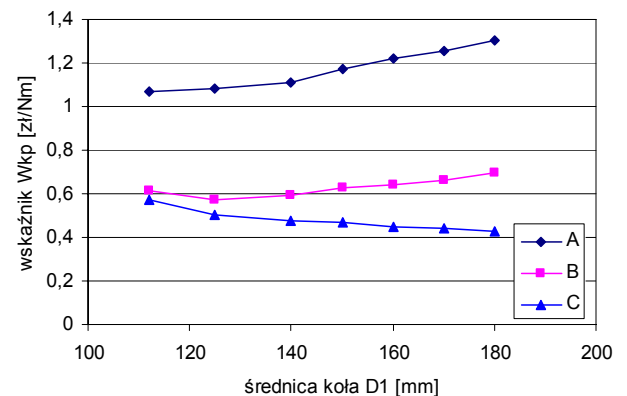
- projektowana przekładnia ma zapewnić przeniesienie mocy nominalnej z nadwyżką nie przekraczającą 20%, tj. aby stosunek mocy przenoszanej przez zespół pasów P_z (obliczeniowej) do mocy zadanej P zawierał się w przedziale 1 do 1,2;
- objętość i koszty wykonania przekładni powinny być minimalne.

Rozwiązując zadanie przyjęto jako wielkości stałe: długość pasa $L=1900\text{mm}$, napinanie pasa – zewnętrzna rolka napinająca, liczba godzin pracy na dobę – 16h. Wielkościami zmiennymi w analizie były: średnica kół pasowych (wartości znormalizowane) oraz przekrój pasa. Optymalnego wariantu rozwiązania poszukiwano w zakresie średnic koła czynnego $D_1=112$ do 180mm oraz trzech przekrojów pasa oznaczonych literami A , B i C . Uwzględnienie w analizie innych przekrojów było niemożliwe z powodu braku w normie PN/M- 85203 wartości współczynnika k_L uwzględniającego liczbę okresów zmian obciążenia pasa

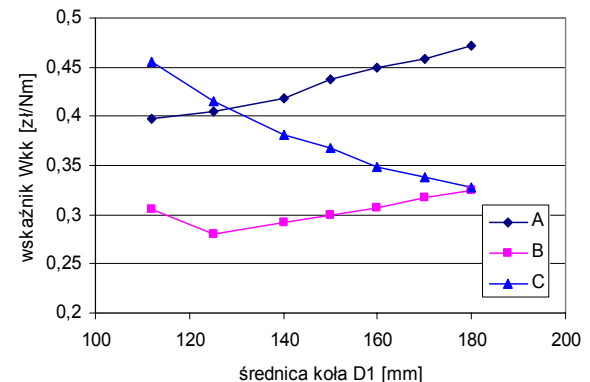
w jednostce czasu. Wyniki analizy przedstawiono w tablicy 1 oraz na rysunkach 1,2,3,4. W tablicy 1 zestawiono liczby pasów typu A , B , C , konieczne do przeniesienia wymaganej mocy w zależności od średnicy koła napędzającego. Natomiast na kolejnych rysunkach pokazano graficznie wpływ średnicy tego koła na wartość wskaźników: kosztu pasów, kosztu kół, obciążenia przekroju pasa oraz objętości przekładni.

Tab. 1. Liczba pasów konieczna do przeniesienia wymaganej mocy w zależności od średnicy koła D_1

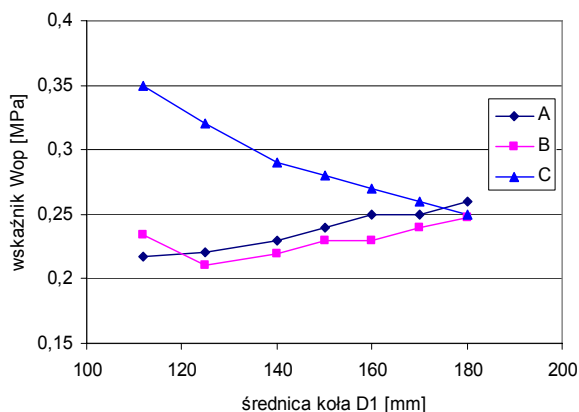
D_1	112			125			140		
D_2	280			315			355		
A_p	A	B	C	A	B	C	A	B	C
j	6	5	15	6	4	7	5	4	4
P_z/P	1,06	1,00	1,02	1,14	1,00	1,08	1,02	1,22	0,99
D_1	150			160			170		
D_2	375			400			420		
A_p	A	B	C	A	B	C	A	B	C
j	5	3	4	5	3	3	5	3	3
P_z/P	1,07	1,02	1,24	1,11	1,10	1,11	1,1	1,1	1,2
D_1	180								
D_2	450								
A_p	A	B	C						
j	5	3	3						
P_z/P	1,1	1,1	1,4						



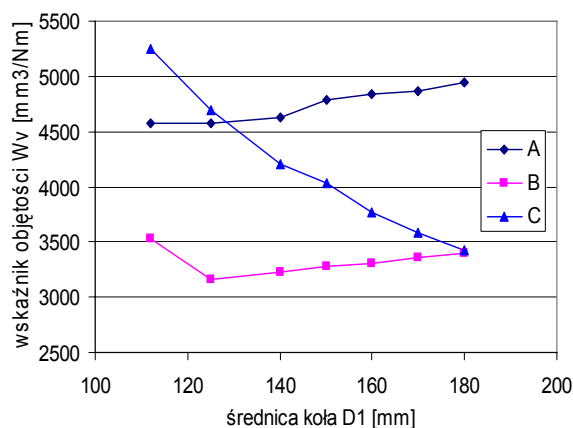
Rys. 1. Zależność wskaźnika kosztu pasów W_{kp} od średnicy koła czynnego D_1 dla pasów typu A , B , C



Rys. 2. Zależność wskaźnika kosztu kół W_{kk} od średnicy koła czynnego D_1 dla pasów typu A , B , C



Rys. 3. Zależność wskaźnika obciążalności przekroju pasa W_{op} od średnicy koła czynnego D_1 dla pasów typu A, B, C



Rys. 4. Zależność wskaźnika objętości przekładni W_v od średnicy koła czynnego D_1 dla pasów typu A, B, C

Analizując otrzymane krzywe widać, że różnią się one wyraźnie charakterem zmian. Dla pasów typu A są one funkcją monotonicznie rosnącą, dla pasów C – monotonicznie malejącą, a dla przekroju B funkcją posiadającą ekstremum, które występuje przy średnicy koła aktywnego $D_1=125$ mm. Oceniając stopień wzrostu lub spadku wartości liczonych wskaźników to jest on co najmniej o ok. 10% większy dla pasów typu C od występującego przy pozostałych przekrojach. Przykładowo, zmiana średnicy koła czynnego z wartości 112mm do 180mm wywołuje zmianę wskaźnika kosztu kół W_{kk} o 28% dla pasów o przekroju C, a dla przekrojów A i B odpowiednio o 18% i 15%.

4. WNIOSKI

1. Zmiana średnicy koła pasowego czynnego ma istotny wpływ na wartość wskaźników projektowanej przekładni pasowej. W analizowanym zadaniu konstrukcyjnym zwiększenie średnicy D_1 z 112 do 180mm spowodowało zmianę wartości rozpatrywanych wskaźników w przedziale od 10 do 35%.
2. Analiza wpływu średnicy koła czynnego na wartość wskaźników przekładni pasowej umożliwia optymalnie dobrać jej cechy konstrukcyjne. Do przedmiotowego przenośnika łańcuchowego napędem optymalnym w świetle przyjętych kryteriów, tj. żądanej wartości stosunku mocy obliczonej do zadanej oraz minimalnej objętości i kosztów wykonania jest przekładnia o średnicy koła czynnego $D_1=125$ mm i czterech paskach typu B.

LITERATURA

1. Dietrych J., Korewa W., Kornberger Z., Zygmunt K. (1971), *Podstawy Konstrukcji Maszyn*, cz. III, WNT, Warszawa.
2. Krawiec S. (1991), *Obliczenia konstrukcyjne przekładni pasowych i zębatych wspomagane mikrokomputerem*, Skrypt PWr, Wrocław.
3. Pronin B. A. (1960), *Klinoremennyye frikcionnye peredači i variatory*, Mašgiz, Moskwa.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF PULLEY DIAMETER AND BELT SECTION ON THE VALUES OF INDEXES CHARACTERIZING V-BELT TRANSMISSIONS

Abstract: In the paper the results of analysis of the influence of geometrical features of belt pulley on the value of four indexes characterizing v-belt transmissions were presented. Three different v-belts denoted as A, B and C and the driving wheel diameter with standardized values within the range 112 – 180 mm were analyzed. Structural calculations of the v-belt transmissions were carried out using computer program described in Krawiec (1991). Graphical results of the analysis and conclusions were presented.

ROZKŁAD OBCIĄŻENIA WEWNĘTRZNEGO W DWURZĘDOWYM KULKOWYM ŁOŻYSKU WIĘNCOWYM

Eugeniusz MAZANEK*, Marek KRYNKE*

*Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki,
Politechnika Częstochowska, ul. J.H. Dąbrowskiego 69, 42-200 Częstochowa

mazanek@imipkm.pcz.czyst.pl, krynke@imipkm.pcz.czyst.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono numeryczną metodę wyznaczania rozkładu obciążenia wewnętrznego w rzędach obliczeniowych łożyska, a także dystrybucji sił w śrubach mocujących łożysko do struktur zabudowy. W rozważaniach uwzględniono różne podatności dźwigara pierścieniowego otwartego z lokalnymi usztywnieniami wynikającymi z jego posadowienia na wiotkich konstrukcjach wsporczych.

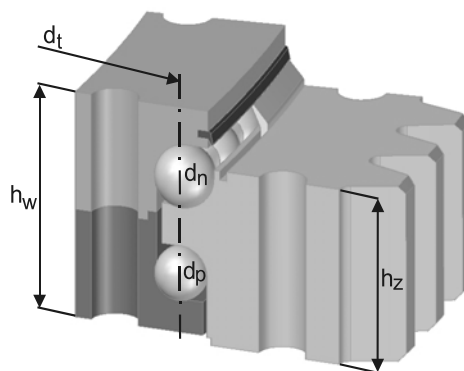
1. WSTĘP

Łożyska wieńcowe, stosowane w maszynach roboczych jako węzły obrotu maszyny, służą do przenoszenia obciążenia pochodzącego od nadwozia na podwozie. W strefie styku między elementami tocznymi a bieżniami powstają wysokie naprężenia naprzemienne, które mogą prowadzić do zmian wymiarów i kształtu łożyska. Niejednokrotnie są posadowione na wiotkich dźwigarach pierścieniowych. W wyniku tego dystrybucja obciążenia wzdłuż bieżni łożyska jest nierównomierna. Rozkłady te zależą od typu łożyska, jego parametrów geometrycznych, sztywności konstrukcji wsporczych w miejscach osadzenia łożyska, ich położenia względem siebie oraz imperfekcji wynikających z błędów wykonania i zużycia. Bez znajomości rozkładu obciążenia wewnętrznego łożyska nie jest możliwe poprawne obliczenie jego rzeczywistej nośności oraz poprawne oszacowanie trwałości łożyska. Zatem należy dążyć do wyznaczenia rzeczywistego rozkładu obciążenia wewnętrznego w łożysku, uwzględniając jego geometrię, sposób mocowania, rodzaj obciążenia zewnętrznego a także sztywność konstrukcji wsporczych z uwzględnieniem nieliniowych warunków kontaktu elementów składowych łożyska i jego zabudowy. Łożyska kulkowe dwurzędowe posiadają jeden pierścień dzielony. Taka konstrukcja powoduje większą podatność łożyska, a tym samym wpływa na dystrybucję obciążenia poszczególnych części tocznych i obciążenie śrub mocujących. Zmiana kąta działania elementów tocznych, który podczas ekstremalnych obciążeń sięga nawet kilkudziesięciu stopni, również w dużym stopniu wpływa na rozkład sił wewnętrznych w łożysku. Opracowanie modeli określających rozkład nacisków na styku poszczególnych elementów tocznych i bieżni łożyska dla różnych obciążeń oraz różnych usztywnień struktur wsporczych, pozwala na bardziej świadomy dobór łożyska.

W artykule zostanie zaprezentowany taki model oraz sposoby realizacji niektórych jego elementów.

2. MODEL DYSKRETNY ŁOŻYSKA KULKOWEGO DWURZĘDOWEGO

Zbudowano model łożyska wieńcowego wraz z konstrukcjami wsporczymi w postaci dźwigarów pierścieniowych posadowionych na sprężynach o różnej sztywności. Poprzez zmianę sztywności wybranych sprężyn, można symulować wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na rozkład obciążenia wewnętrznego w łożysku. Sztywność sprężyn dobierano tak, by przy maksymalnym obciążeniu łożyska nie przekroczyć dopuszczalnych wartości ugięcia powierzchni przyłączeniowej. Dla analizowanego łożyska przedstawionego na rysunku 1 dopuszcza się ugięcie powierzchni mocowania łożyska na poziomie 0,8 mm.



Rys. 1. Parametry analizowanego łożyska kulkowego dwurzędowego, $d_t=1400$ mm, $d_n=30$ mm, $d_p=25$ mm, $h_w=11$ mm, $h_z=91$ mm, liczba elementów tocznych: 128/150; śruby mocujące: 32 śruby M24 w każdym pierścieniu; twardość bieżni: 54 HRC, nominalny kąt działania: 45°

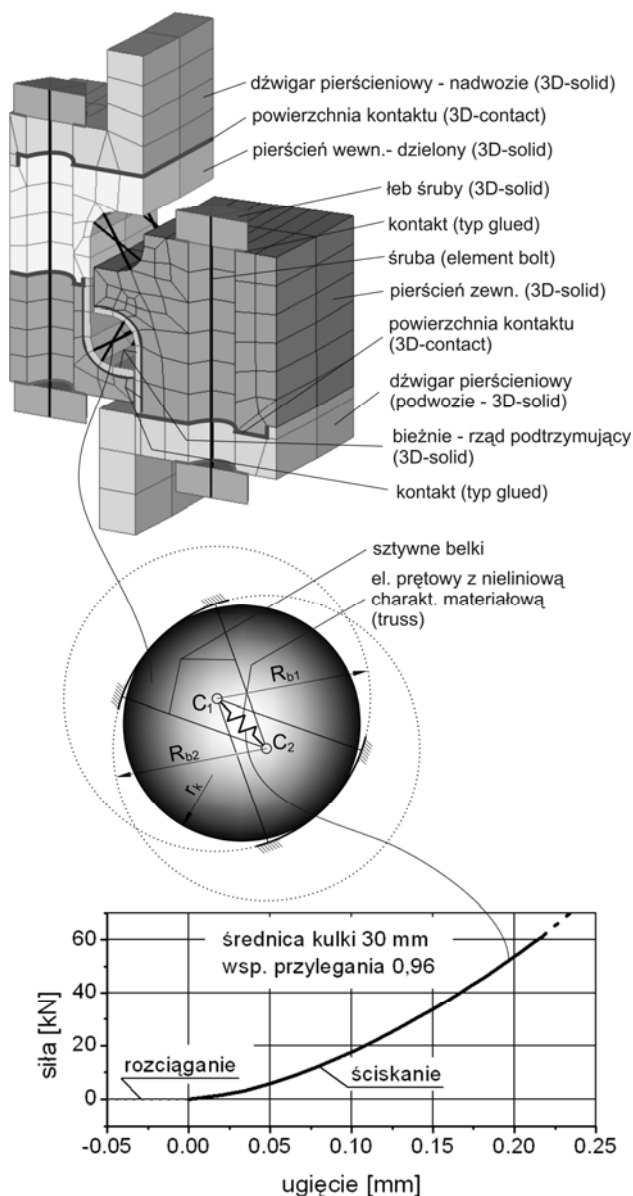
Elementy toczne zostały zamodelowane przez superelementy bieżnia – element toczny – bieżnia (Smolnicki, 2002), a śruby przez specjalne elementy belkowe (Bolt) z napięciem wstępnym. Charakterystyka zastępcza elementów tocznych została skorygowana przez uwzględnienie

podatności elementów skończonych w modelu bieźni (Kania, 2005), mając na uwadze, by sztywność superelementu odpowiadała zależności pomiędzy obciążeniem kulki a jej odkształceniem, a właściwie wzajemnym zbliżeniem bieźni łożyska (wykres na rysunku 2).

Wykorzystując zależności empiryczne (Eschmann i inni, 1978) pozwalające na dopuszczanie niewielkich odkształceń plastycznych w miejscach styku elementów tocznych i bieźni (przyjmowane 0,0002) oraz współczynnik twardości f_H (Kania, 2005) przyjęto, że wywierane na kulkę maksymalne obciążenie może wynosić:

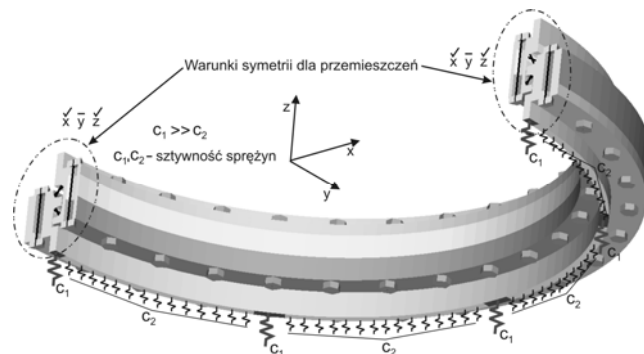
$$P_{dop} = \frac{9,9626 \cdot 10^7 f_H d^2}{c_p^2} \text{ [N]} \quad (1)$$

gdzie: d [mm] – średnica kulki, c_p [$\text{MPa}^{2/3}$] – stała nacisku w strefie styku punktowego.



Rys. 2. Siatka MES połowy sektora elementarnego łożyska z wyodrębnionym superelementem i jego nieliniową charakterystyką

Model dyskretny łożyska jest zredukowany do połowy łożyska zgodnie z geometryczną symetrią. Dlatego warunki symetrii są określone przez ograniczenie powierzchni (rysunek 3). Definicja nieliniowych elementów prętowych jest zgodna ze wszystkimi zasadami MES – prawo zachowania elementów prętowych jest zdefiniowane zgodnie z kierunkiem przez tabelę *odkształcenie – naprężenie*. W celu zabezpieczenia zbieżności analiz zaleca się zdefiniować większy margines punktów funkcjonalnych.

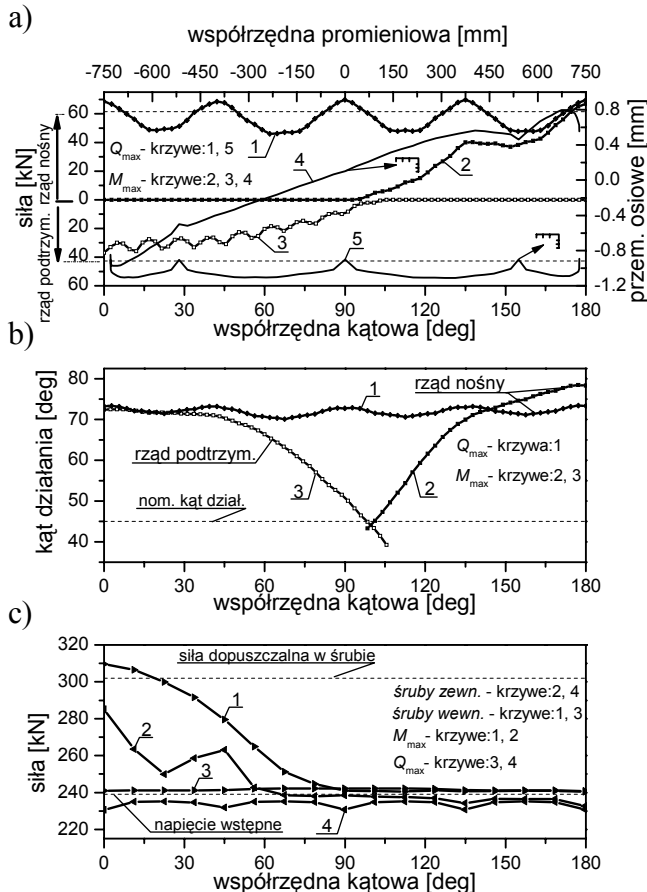


Rys. 3. Warunki brzegowe

Ponadto, w celu zachowania pewnych cech sprężystych bieźni łożyska zależnych od gęstości siatki w przestrzeniach styku, pierścienie muszą być podzielone wzdłuż obwodu zgodnie z podziałką rozmieszczenia elementów tocznych. Dyskretyzując pierścienie łożyska dwurzędowego, w którym występuje różna liczba części tocznych w obu rzędach, a także uwzględniając otwory w pierścieniach na śruby mocujące, trudno otrzymać regularną siatkę MES w poszczególnych segmentach pierścieni po obwodzie łożyska. W niniejszej pracy zaproponowano, by pierścienie łożyska wzdłuż obwodu podzielić zgodnie z podziałką rozmieszczenia części tocznych rzędu nośnego. W celu połączenia superelementów z pierścieniami łożyska w rzędzie podtrzymującym, wydzielono z obu pierścieni bieźnie o niewielkiej grubości. Bieźnie te wzdłuż obwodu zostały podzielone zgodnie z kryterium rozmieszczenia elementów tocznych w rzędzie podtrzymującym. Na powierzchniach składowych tych brył wykorzystano mechanizm sklejanie siatki (*mesh glueing*) dostępny w zaawansowanych programach MES. Umożliwia on generowanie siatki o różnej gęstości w poszczególnych segmentach modelowanej bryły (lub użycie do ich dyskretyzacji elementów o różnej liczbie węzłów). W podobny sposób zostały połączone węzły na powierzchniach składowych łbów śrub z pierścieniami łożyska i kołnierzami dźwigarów pierścieniowych zabudowy. Ostatecznie należy zaznaczyć, że ustalenie modelu MES jest trudnym zadaniem zależnym od wpływu kilku parametrów, m.in. takich jak: liczba elementów tocznych, rozmiary pierścieni z uwzględnieniem otworów pod śruby mocujące, definicji superelementów oraz nieliniowej charakterystyki elementów prętowych. Optymalnym rozwiązaniem dla uniknięcia błędów jest meszowanie jednego sektora elementarnego, tworząc pierścieniowe wzorce równe liczbie śrub mocujących pierścień łożyska jak przedstawiono na rysunku 2, oraz połączenie pokrywających się węzłów.

3. IDENTYFIKACJA ROZKŁADU OBCIĄŻENIA WEWNĘTRZNEGO

Za pomocą zbudowanego modelu przeprowadzono analizę rozkładu sił na elementy toczone dla łożyska wieńcowego obciążonego maksymalnym momentem wywrotnym $M_{\max}=2000\text{kNm}$ i maksymalną siłą osiową $Q_{\max}=7000\text{kN}$. Na rysunku 4 pokazano przykładowe rozkłady sił na poszczególne kulki wzdłuż obwodu łożyska (krzywe 1, 2, 3 – rysunek 4a).



Rys. 4. Rozkład obciążenia wewnętrznego w łożysku z naniesionymi charakterystykami przemieszczeń posoiowych dolnej powierzchni dźwigara pierścieniowego (a), zmiana kątów działania poszczególnych elementów toczych (b) i dystrybucja sił w śrubach mocujących pierścienie łożyska (c)

Na wykresy zostały naniesione dodatkowo krzywe obrazujące rozkład sił na poszczególnych śrubach mocujących (krzywe 1, 2, 3, 4 – rysunek 4c), a także przemieszczenie posoiowe dolnej powierzchni dźwigara pierścieniowego (krzywe 4, 5 – rysunek 4a) i zmiana kąta działania elementów toczych (krzywe 1, 2, 3 – rysunek 4b). Analizując otrzymane wyniki stwierdzono istotny wpływ sposobu podparcia dźwigara pierścieniowego na rozdział obciążenia na elementy toczone, a także istotny wpływ zacisku wstępnego śrub na rozkład obciążenia w rzędzie podtrzymującym. Dla rzędu nośnego oddziaływanie śrub jest niewielkie. Wynika to z rozplywu siły od łba śruby, która oddziałuje na rząd dolny poprzez kołnierz o mniejszej grubości niż w rzędzie górnym, gdzie łby śrub umieszczone są na kołnierzu dźwigara pierścieniowego.

4. UWAGI KOŃCOWE

Przeprowadzona analiza łożyska kulkowego dwurzędowego, dzięki zastosowaniu metody elementów skończonych i modeli opartych na superelemencie tocznym pozwoliła określić, które elementy toczone i w jakim stopniu uczestniczą w przenoszeniu obciążeń. Posadowienie dźwigara pierścieniowego na sprężystym podłożu z możliwością zmiany jego sztywności pozwala określić wpływ odkształcalności konstrukcji wsporczych i nierówności ich podatności na obciążenie elementów toczych w łożysku.

LITERATURA

1. Eschmann P., Hasbergen L., Weigand K. (1978), *Die Wälzlagerpraxis*, Oldenburg Verlag, München.
2. Kania L. (2005), *Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach toczych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej*, Monografie, nr 111, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa.
3. Smolnicki T. (2002), *Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk toczych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.

DISTRIBUTION OF INTERNAL LOAD IN THE DOUBLE-ROW BALL BEARING SLEWING RINGS

Abstract: The article describes the numerical method to define distribution of internal bearing load. It also presents forces distribution of the bolts used to mount the bearing to support components. In this solution various flexibility of the open ring girder with local stiffening which result from its fixing on flexible support structure were taken into consideration.

GĘSTOŚĆ PRACY TARCIA ORAZ INTENSYWNOŚĆ ZUŻYCIA MATERIAŁU PANEWEK ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH

Edward MURDZIA*, Ryszard WÓJCICKI*

*Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Łódzkiej, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź

edward.murdzia@p.lodz.pl, ryszard.wojcicki@p.lodz.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki badań liniowej intensywności zużycia I_h oraz gęstości pracy (energii) tarcia e^*_R [J/m³] wyznaczonych metodą analityczno-doświadczalną. Badania przeprowadzono dla różnych materiałów panewek. Pomiar zużycia dokonywany był poprzez pomiar okrągłości w czterech przekrojach panewki oraz przez pomiar masy przed i po pracy w warunkach tarcia mieszanego. Wyniki przedstawiono w postaci tabel i wykresów.

1. WSTĘP

Istnieje wiele modeli opisujących proces zużycia (Fleischer i inni, 1980; Kragielski i inni, 1982; Szkurlat i inni, 2006). Wynika z nich, iż podstawowymi wielkościami opisującymi zużycie w skali makroskopowej są liniowa intensywność zużycia I_h oraz szybkość zużycia V_z . Duża złożoność zależności determinujących liniową intensywność zużycia w tych modelach oraz brak danych dla materiałów warstwy wierzchniej elementów łożysk ślizgowych są przyczyną małej przydatności tych wzorów w obliczaniu ich zużycia podczas pracy w warunkach tarcia mieszanego. Na uwagę, w przeprowadzonych badaniach, liniową intensywność zużycia oraz gęstość pracy (energii) tarcia e^*_R [J/m³] (występującą w modelu Fleischera) wyznaczano metodą analityczno-doświadczalną.

2. PRZEDMIOT I WARUNKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Badania przeprowadzono na łożyskach ślizgowych gdzie pary cierne stanowiły skojarzenia:

- stalowy czop – panewka wylana stopem łożyskowym Ł16 (PbSb15Sn10 wg PN-ISO 4381:1997);
- stalowy czop – panewka wylana stopem łożyskowym Ł83 (SnSb12Cu6Pb wg PN-ISO 4381:1997);
- stalowy czop – panewka wylana brązem CuPb24Sn2;
- stalowy czop – panewka również wykonana ze stali oraz azotonasiarczana.

Materiał bazowy panewek wylewanych stopem łożyskowym stanowiła stal stopowa o podwyższonej wytrzymałości 18G2A wg PN-86/H-84018. Średnica wewnętrzna panewki wynosiła $\varnothing$ 40 mm, w tym grubość warstwy wylania stopem wynosiła 1.0 mm. Stosunek długości panewki do średnicy wynosił $l/d=0,25$. Badano zestawy łożyskowe panewek z luzem względnym 1‰ do 3‰.

Na panewki azotonasiarczane zastosowano stal konstrukcyjną stopową do azotowania 38HMJ wg PN-89/H-

84030/03. Panewki przed procesem azotonasiarczania poddawane były hartowaniu w temperaturze 950 °C a następnie odpuszczaniu w temperaturze 600 °C. Czop wykonano ze stali konstrukcyjnej stopowej do ulepszania cieplnego i hartowania powierzchniowego- 40H wg PN-89/H-84030/04 i zahartowano do twardości około 55 HRC (rysunek 1). Powierzchnię roboczą czopa szlifowano, uzyskując parametr chropowatości $Ra=0,2\pm0,3\mu m$ (chropowatość powierzchni pracującej panewki $Ra=0,4\pm0,7\mu m$).

Jako czynnik smarujący w badaniach zastosowano olej maszynowy VELOL 9 wg ZN-RNJe 4/98.

Dla badań zestawów czop panewka przyjęto następujący zakres wielkości zadawanych:

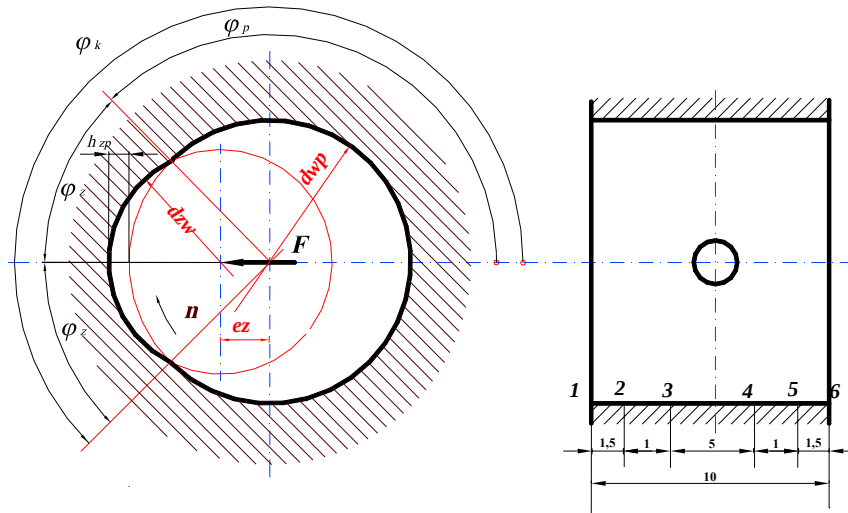
- prędkość obrotowa czopa zmieniała się w czasie jednego cyklu trwającego 60 sekund w zakresie od 0÷350 obr./min według przebiegu – 20 sekund trwał okres rozruchu, 20 sekund utrzymywano stałą prędkość obrotową oraz 20 sekund proces zatrzymywania,
- wartość obciążenia zapewniała naciski średnie w łożysku 3 MPa÷5MPa,
- temperatura oleju zasilającego wahała się w granicach 20÷21°C,
- ciśnienie oleju zasilającego ustalono około 0,05MPa.

3. POMIAR PARAMETRÓW ZUŻYCIA PANEWEK

W celu opracowania eksperymentalnych wyników pomiarów zużycia badanych panewek został wykonany program komputerowy RYS, którego zasadnicze elementy opisano poniżej.

Pomiar zużycia (okrągłości) dokonywany był w czterech przekrojach panewki (2, 3, 4, 5) w odległościach przedstawionych na rysunku 1.

Wartości odchyłek okrągłości na brzegach panewki były przyjmowane w oparciu o jeden z wariantów interpolacji z wartości zmierzonych.



Rys. 1. Szkic zarysu panewki zużytej

Do obliczeń z pomocą programu przyjmowane były następujące parametry:

- numer danych;
- oznaczenie danych;
- obciążenie łożyska – F [N];
- zmierzona średnica powierzchni ślizgowej panewki – d_{wp} [mm];
- zmierzona średnica powierzchni ślizgowej czopa – d_{zw} [mm];
- długość panewki łożyska – L [mm];
- nazwa materiału warstwy ślizgowej panewki;
- gęstość materiału warstwy ślizgowej panewki – ρ_p [g/mm³];
- sumaryczna liczba wykonanych obrotów przy tarcu mieszanym – Σn [-];
- zużyta masa warstwy ślizgowej panewki (z pomiaru masy) – Δm [g];
- numer metody interpolacji zużycia na brzegach panewki (1,2,3,4);
- wielkość zużycia pominięta na brzegach Δh [%].

Z kolei obliczane były następujące parametry z wykorzystaniem przedstawionych zależności:

- zużyta masa panewki obliczona m_{zp} [g]

$$m_{zp} = V_{pz} * \rho_p, \quad (1)$$

- średnia cięciwa łuku zużycia L_z [mm]

$$L_z = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 * r_2 * \cos(\varphi_k - \varphi_p)}, \quad (2)$$

- średni kąt zużycia panewki φ_{zp} [0]

$$\varphi_{zp} = \varphi_k - \varphi_p, \quad (3)$$

- średni półkąt zużycia panewki φ_z [rad]

$$\varphi_z = \frac{\varphi_{zp} * \pi}{360}, \quad (4)$$

- liniowa intensywność zużycia materiału panewki I_{hz} [-]

$$I_{hz} = \frac{V_{pz}}{\pi * d_{wp} * d_{zw} * \Sigma n * L * \varphi_z}, \quad (5)$$

4. GĘSTOŚĆ PRACY TARCIA

Gęstość pracy tarcia e^*_R [J/m³] określano z zależności:

$$e^*_R = \frac{2 * M_t * \Delta_S}{d_{zw} * V_z}, \quad (6)$$

gdzie: M_t [Nm] – zmierzony na stanowisku badawczym moment tarcia na styku czopa z panewką podczas pracy przy tarcu mieszanym, d_{zw} [m] – zmierzona średnica walca wierzchołków czopa badanego łożyska, Δ_S [m] – zmierzona i zarejestrowana podczas badań droga tarcia, V_z [m³] – obliczona objętość zużycia = zmierzona masa zużycia / zmierzona gęstość materiału warstwy ślizgowej panewki.

Wielkości zmierzone występujące we wzorach (5) i (6) wykorzystane do ustalenia I_{hz} oraz e^*_R ograniczają stosowność tak obliczonych wartości tylko do łożysk badanych na stanowisku w Zakładzie PKM PŁ (Wójcicki i Strzelecki, 1999). Przeniesienie otrzymanych w taki sposób wyników na inne łożyska byłoby możliwe wtedy, gdyby zostały odwzorowane warunki panujące w obiekcie rzeczywistym.

W wyniku generowanego zużycia warstwy ślizgowej panewki łożyska, podczas jego pracy w stacjonarnych warunkach tarcia mieszanego, zmienia się geometria (kształt i wymiary) jej powierzchni roboczej. Zmieniają się także wymiary i kształt nominalnej powierzchni styku oraz rozkład ciśnień stykowych, a to wpływa na intensywność zużywania.

Badania te potwierdziły także postawioną hipotezę, iż zarys makroobszaru zużycia panewki podczas pracy łożyska w warunkach tarcia mieszanego wynika z krzywizny powierzchni ślizgowej czopa, a jego największa głębokość znajduje się na prostej łączącej środek zarysu panewki ze środkiem zarysu czopa.

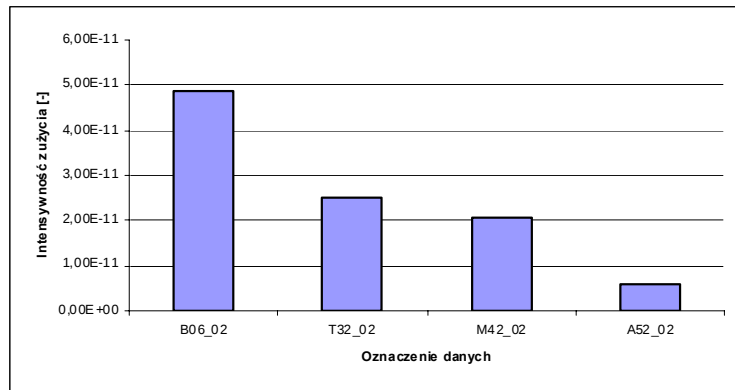
5. WYNIKI POMIARÓW

Tab. 1. Dane i wyniki obliczeń do rysunków 2 i 3

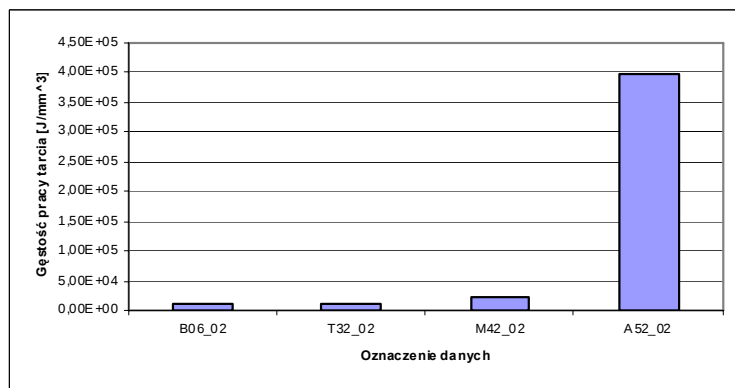
		B06_02	T32_02	M42_02	A52_02
m_{zp}	[g]	5,09E-02	2,78E-02	1,65E-02	2,66E-03
I_{hz}	[-]	4,85E-11	2,49E-11	2,08E-11	6,01E-12
M_t	[Nm]	0,280	0,117	0,210	0,574
e_R^*	[J/mm ³]	1,20E+04	9,52E+03	2,20E+04	3,97E+05

Tab. 2. Dane i wyniki obliczeń do rysunków 4 i 5

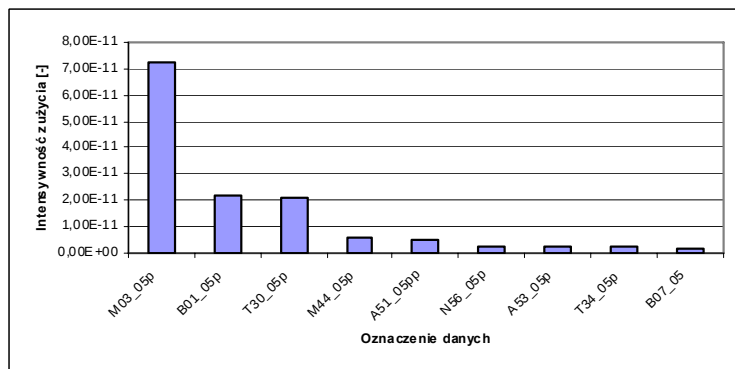
	M03_05p	B01_05p	T30_05p	M44_05p	A51_05pp	N56_05p	A53_05p	T34_05p
m_{zp}	3,16E-01	4,46E-02	7,58E-02	2,15E-02	1,44E-02	7,44E-03	7,40E-03	1,18E-02
I_{hz}	7,25E-11	2,17E-11	2,10E-11	6,14E-12	4,87E-12	2,97E-12	2,95E-12	2,56E-12
M_t	0,123	0,098	0,084	0,086	0,684	0,532	0,465	0,064
e_R^*	1,87E+03	7,92E+03	6,99E+03	1,90E+04	2,43E+05	3,63E+05	3,39E+05	3,62E+04



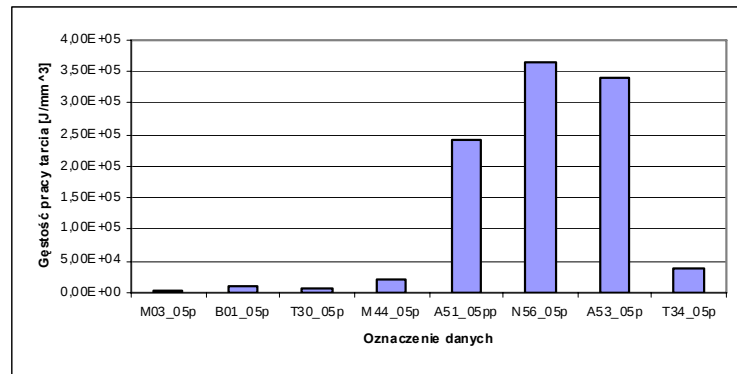
Rys. 2. Liniowa intensywność zużycia panewek obciążonych siłą 400[N] po 2 godzinach pracy



Rys. 4. Gęstość pracy tarcia panewek obciążonych siłą 400[N] po 2 godzinach pracy



Rys. 5. Liniowa intensywność zużycia panewek obciążonych siłą 800[N] po 5 godzinach pracy



Rys. 6. Gęstość pracy tarcia panewek obciążonych siłą 800[N] po 5 godzinach pracy

5. WNIOSKI

1. Z rysunku 2 widać, że obliczoną intensywność zużycia (malejąco) dla tych warunków można uszeregować następująco: brąz (B06), stop Ł16 (T32), stop Ł83 (M42), stal azotonasiarczana (A52).
2. Na rysunku 3 można zauważyć, że gęstość pracy tarcia jest porównywalna dla panewek wykonanych z brązu oraz stopów łożyskowych Ł16 i Ł83, natomiast zdecydowanie większa dla panewki stalowej azotonasiarczanej (A52) – co wynika głównie ze znacznie większego momentu tarcia.
3. Na rysunku 4 zestawiono obliczoną intensywność zużycia panewek badanych pod obciążeniem 800N po 5 godzinach pracy. Panewki uszeregowano zgodnie z malejącą wartością obliczonej intensywności zużycia. Można zauważyć, że największa intensywność zużycia (również masa zużytego materiału) była dla zestawu z panewką oznaczoną M03 wykonaną ze stopu Ł83. Nieco mniejsza dla panewki z brązu (B01) oraz w kolejności ze stopu Ł16 (T30). Pozostałe badane zestawy charakteryzowały się znacznie mniejszą intensywnością zużycia.
4. Na rysunku 5 widać, że gęstość pracy tarcia jest także porównywalna dla panewek wykonanych z brązu (B01) oraz stopów łożyskowych Ł16 (T30, T34) i Ł83 (M44), natomiast największa dla panewki stalowej ulepszonej cieplnie (N56) i tylko nieco mniejsza dla stalowych azotonasiarczanych (A51 i A53) – co wynika głównie ze znacznie większego momentu tarcia.

LITERATURA

1. **Fleischer G. i inni** (1980), *Verschleiß und Zuverlässigkeit*, VEB Verlag Technik, Berlin.
2. **Kragielski I. W. i inni** (1982), *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß*, VEB Verlag Technik, Berlin.
3. **Szkurlat J., Wójcicki R., Murdzia E.** (2006), Teoretyczne i eksperymentalne badania hydrodynamicznych łożysk ślizgowych w stacjonarnych warunkach tarcia mieszanego, *Proceedings of the International Conference „Friction 2006”*, Warsaw University of Technology, Warsaw.
4. **Wójcicki R., Strzelecki S.** (1999), Measurements of Tribological Characteristics in the Research of Journal Bearing Materials, *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, No. 6, Vol. 55.

THE WORK DENSITY OF THE FRICTION AND THE WEAR OF JOURNAL BEARING SLEEVE MATERIAL

Abstract: This paper presents the results of investigation into the wear linear intensity I_h and the density (energy) of friction e_R^* [J/m³] that were determined by means of experimental-analytical method. The investigations were carried out for different materials of sleeves. Two methods were applied to the wear measurement, i.e. by measuring the roundness in four cross-sections of sleeve as well as by the measurement of the mass before and after the operation in the conditions of mixed friction. The results are given in the form of tables and diagrams.

ZASTOSOWANIE METOD KOMPUTEROWYCH PRZY PROJEKTOWANIU RAM NOŚNYCH REPLIK SAMOCHODÓW – OBLICZENIA DYNAMICZNE

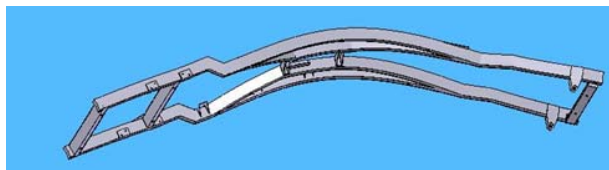
Jerzy NACHIMOWICZ*, Rafał PIESIECKI*

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

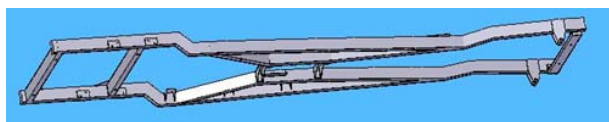
nachim@pb.edu.pl, rafalpie.ha@wp.pl

Streszczenie: Przy projektowaniu ram nośnych bardzo ważną rolę odgrywają badania dynamiczne, a w szczególności analiza drgań własnych ramy i symulacje Crash-testów. Drgania własne ramy są istotnym elementem, który należy przeanalizować podczas jej konstruowania. Zależą one od cech konstrukcyjnych ramy, więc po wyznaczeniu modelu geometrycznego i analizie statycznej, należy przeprowadzić obliczenia drgań własnych. Konstrukcja powinna być projektowana tak, aby drgania własne ramy nie wchodziły w zakres częstości wymuszeń pochodzących w szczególności od silnika i wału napędowego. W przypadku, gdy częstość drgań własnych ramy będzie zbliżona do częstości wymuszeń może dojść do zjawiska rezonansu, czyli gwałtownego wzrostu amplitudy, wynikiem czego może być nawet uszkodzenie konstrukcji. Komputerowe symulacje Crash-testów modelu ramy przeprowadzane są w celu oceny odporności samochodu na kolizję i zdolności pojazdu do zapewnienia ochrony pasażerom. Dzięki informacjom uzyskanych z badań, można odnaleźć słabe punkty konstrukcji i zmodyfikować ją w taki sposób, aby podnieść bezpieczeństwo pasażerów podczas zderzenia (Mischke, 1989).

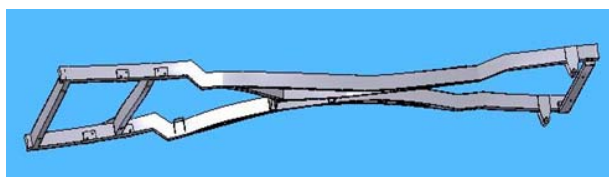
1. ANALIZA DRGAŃ WŁASNYCH RAMY



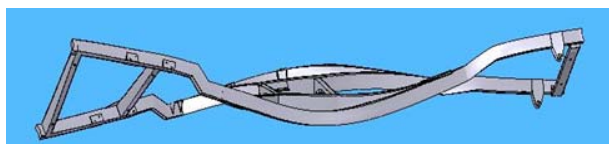
Rys. 1. Pierwsza postać drgań własnych ramy



Rys. 2. Druga postać drgań własnych ramy



Rys. 3. Trzecia postać drgań własnych ramy



Rys. 4. Czwarta postać drgań własnych ramy



Rys. 5. Piąta postać drgań własnych ramy

Tab. 1. Częstości drgań własnych ramy [Hz]

f_1	9,8
f_2	14,8
f_3	17,8
f_4	22,6
f_5	23,1

Częstości obrotów silnika w pełnym zakresie:

Do obliczeń zastosowany silnik o pojemności 5700cm³ RPO L48 V8 od samochodu Chevrolet Corvette.

820-5000 [obr/min] 16,7 – 83,5 [Hz]

Częstości drgań skrętnych wału napędowego na poszczególnych biegach:

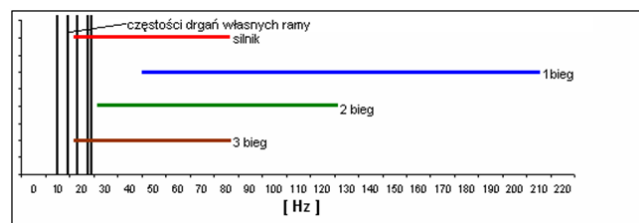
Do obliczeń zastosowana trzystopniowa automatyczna skrzynia biegów TH700.

Przełożenia skrzyni na poszczególnych biegach:

1bieg = 2,52:1 42 - 210 [Hz]

2bieg = 1,52:1 25,4 - 126,9 [Hz]

3bieg = 1,00:1 16,7 - 83,5 [Hz]



Rys. 6. Częstości drgań silnika, wału napędowego na poszczególnych biegach i częstości drgań własnych ramy

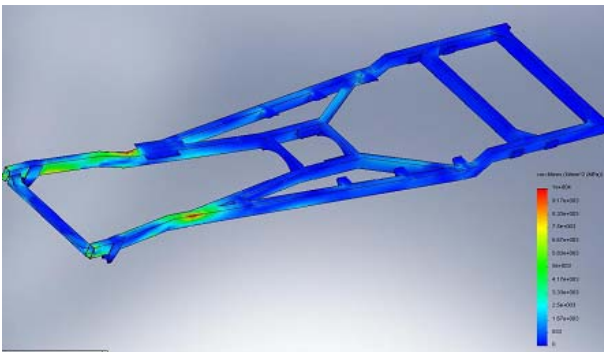
Z obliczeń wynika, że częstości obrotów silnika i wału napędowego na trzecim biegu wchodzi w zakres drgań własnych ramy (rysunek 6). Aby uniknąć zjawiska rezonansu drgań, należy stosować elementy podatne w miej-

scach zawieszenia silnika i wału napędowego do ramy, które są odpowiedzialne za tłumienie drgań pochodzących od wymuszeń (Rusiński, 2002).

2. PODDANIE RAMY SYMULACJOM ZDERZEŃ CZOŁOWYCH (CRASH-TESTÓW)

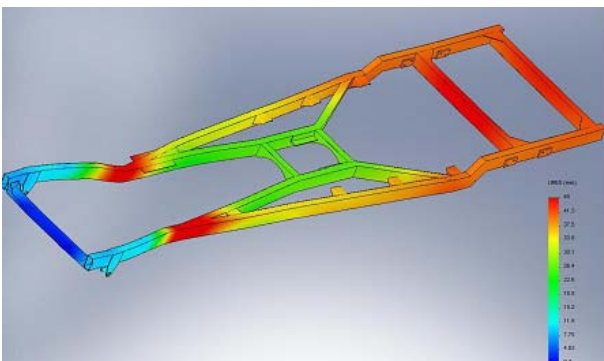
2.1. Uderzenie czołowe samochodu w sztywną nieodkształcalną przeszkodę z prędkością 50 km/h, czas analizy 0,003 sekundy

Dane dotyczące warunków brzegowych zawarte zostały w artykule: „Zastosowanie metod komputerowych przy projektowaniu ram nośnych replik samochodów-obliczenia statyczne”.



Rys. 7. Schemat rozkładu naprężeń (MPa)

Maksymalne naprężenia (rysunek 7) występujące w przednich węzłach ramy wynoszą 10000 MPa. Znacznie przekraczają one wartość granicy wytrzymałości dla danego materiału i w tych miejscach rama ulegnie zniszczeniu.

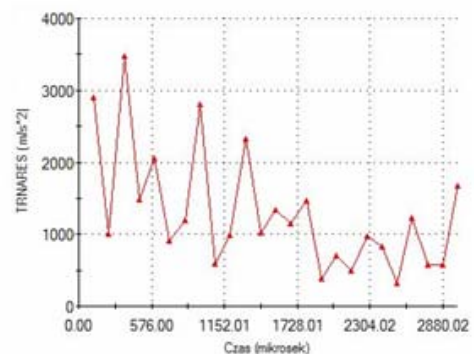


Rys. 8. Schemat rozkładu przemieszczeń (MPa)

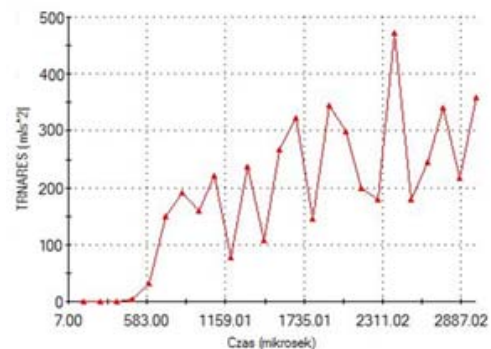
Maksymalne przemieszczenia (rysunek 8) w przednich węzłach ramy wynoszą 45 mm. Podłużnice odkształciły się ku środkowi, lecz nie doszło do utraty spójności materiału.

Na poniższych wykresach widoczne są zmiany przyspieszeń w przedniej części ramy (rysunek 9) i w miejscu, gdzie znajduje się kierowca (rysunek 10) podczas zderzenia samochodu w sztywną przeszkodę. Można wnioskować, że w przedniej części ramy przyspieszenia osiągają bardzo wysokie wartości wynoszące do 3500 m/s². W miejscu przedziału kierowcy maksymalne przyspieszenie osiąga 480 m/s² i jest to wartość zbyt duża, dlatego też w modelu

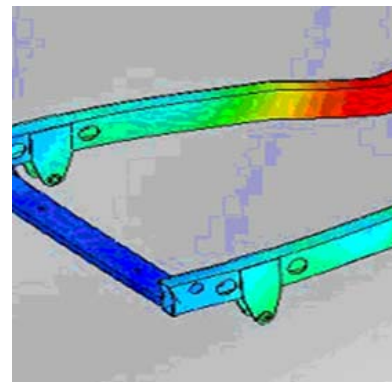
geometrycznym zastosowana została strefa kontrolowanego zgniotu poprzez wykonanie trzech przelotowych otworów w dwóch podłużnicach w przedniej części ramy (rysunek 11).



Rys. 9. Przebieg przyspieszenia dla punktu znajdującego się w przedniej części ramy



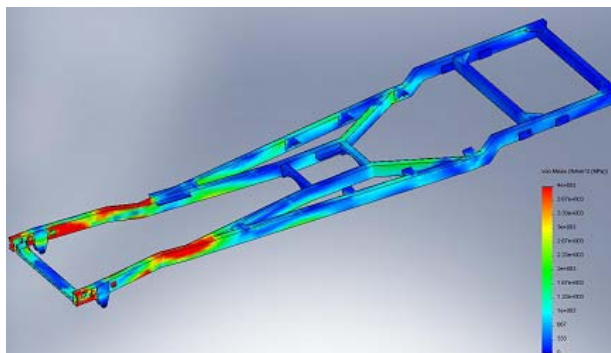
Rys. 10. Przebieg przyspieszenia dla punktu znajdującego się w przedziale kierowcy



Rys. 11. Strefa kontrolowanego zgniotu w przedniej części ramy

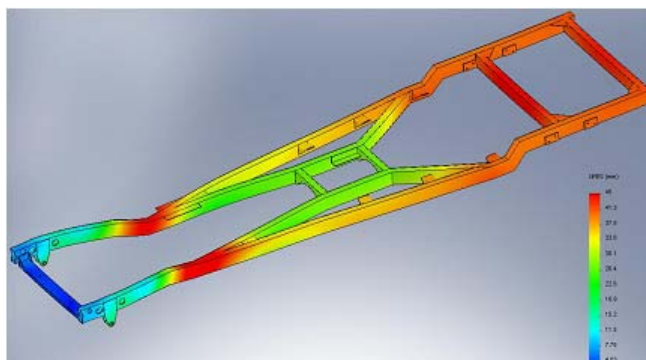
2.2. Uderzenie czołowe w sztywną nieodkształcalną przeszkodę z prędkością 50 km/h z uwzględnioną strefą kontrolowanego zgniotu

Do symulacji zderzenia czołowego wykorzystany został model dyskretny ramy z uwzględnioną strefą kontrolowanego zgniotu i sztywna ściana symulująca przeszkodę. Warunki brzegowe analizy są takie same jak w poprzednim badaniu.



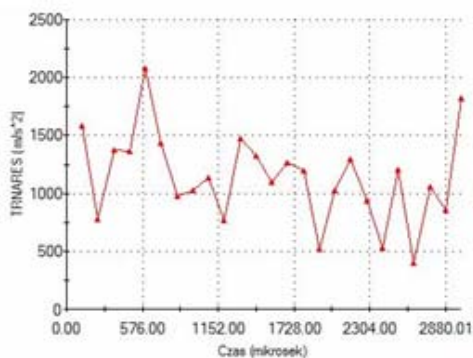
Rys. 12. Schemat rozkładu naprężeń w konstrukcji z uwzględnioną strefą kontrolowanego zgniotu (MPa)

W porównaniu z badaniem poprzednim naprężenia w przedniej części podłużnic są bardziej równomiernie rozłożone, a wartości maksymalne są znacznie mniejsze i wynoszą 4000 MPa. Przekraczają one jednak wartość granicy wytrzymałości dla danego materiału i w tych miejscach rama ulegnie trwałemu odkształceniu. Wokół wykonanych otworów kontrolowanego zgniotu skumulowane są naprężenia, więc w tych miejscach podłużnice odkształcone zostaną w sposób zamierzony (rysunek 12).

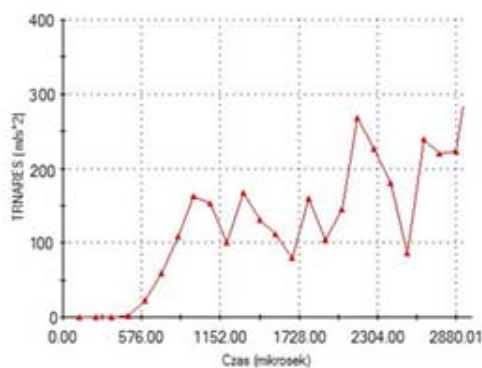


Rys. 13. Schemat rozkładu przemieszczeń w konstrukcji z uwzględnioną strefą kontrolowanego zgniotu (mm)

Maksymalne przemieszczenia (rysunek 13) w przednich węzłach ramy wynoszą 45 mm. Podłużnice odkształciły się ku środkowi, lecz nie doszło do utraty spójności materiału.



Rys. 14. Wykres przyspieszenia dla punktu znajdującego się w przedniej części ramy



Rys. 15. Wykres przyspieszenia dla punktu znajdującego się w przedziale kierowcy

Na powyższych wykresach widoczne są przebiegi przyspieszeń w przedniej części ramy (rysunek 14) oraz w miejscu, gdzie znajduje się kierowca (rysunek 15). Maksymalna wartość przyspieszenia w przedniej części ramy przed strefą kontrolowanego zgniotu wyniosła 2100 m/s². W miejscu przedziału kierowcy maksymalne przyspieszenie wynosi 280 m/s² i wartość ta jest o 200 m/s² mniejsza niż w przypadku badania bez kontrolowanej strefy zgniotu. Wykonana strefa zgniotu spowodowała plastyczne odkształcenie się podłużnic w miejscach kontrolowanych i w znacznym stopniu pochłonęła energię zderzenia. Przyczyniłoby się to do umiarkowanego wyhamowania samochodu podczas zderzenia, a co za tym idzie zmniejszenia przyspieszeń. W zaproponowanym modelu nie został uwzględniony przedni zderzak i najbardziej wysunięte elementy nadwozia, które dodatkowo pochłonęłyby energię podczas zderzenia.

LITERATURA

1. **Mischke M.** (1989), *Dynamika samochodu*, Drgania, Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa.
2. **Pawłowski J.** (1964), *Nadwozia samochodowe*, Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa.
3. **Rusiński E.** (2002), *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.

APPLYING COMPUTER METHODS TO DESIGN FRAMES OF REPLICAS OF CARS – DYNAMIC CALCULATIONS

Abstract: Very important thing at the frames design are dynamic tests, particularly analysis of own oscillations of the frame and simulations Crash-tests. Own oscillations of the frame is an essential element, which one should be analyse while constructing. Own oscillation depends on design features of the frame. Computer simulations of Crash-tests are being conducted to the purpose evaluations of the resistance of the car to the collision and abilities of the vehicle to protect passengers. Thanks to informations get from research, it is possible to find weak points of the structure and modify to raise the safety of passengers while confronting.

ZASTOSOWANIE METOD KOMPUTEROWYCH DO PROJEKTOWANIA RAM NOŚNYCH REPLIK SAMOCHODÓW – OBLICZENIA STATYCZNE

Jerzy NACHIMOWICZ*, Rafał PIESIECKI*

*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

nachim@pb.edu.pl, rafalpie.ha@wp.pl

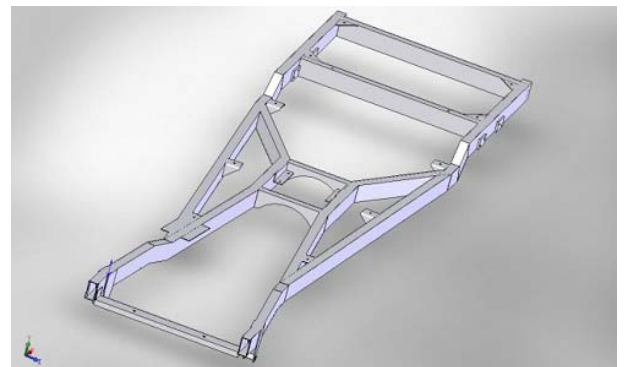
Streszczenie: Rama nośna jest jednym z najważniejszych elementów budowy replik, na której osadzone jest zwykle nieniosące nadwozie wykonane z kompozytów na bazie tworzyw sztucznych. Odpowiedzialna jest ona za przenoszenie wszystkich obciążeń oraz za bezpieczeństwo bierne użytkowników samochodu. Opracowanie w procesie projektowania konstrukcji, spełniającej wymagane kryteria wytrzymałości doraźnej, zmęczeniowej oraz oceny bezpieczeństwa biernego jest podstawą do poprawnego funkcjonowania całego pojazdu. Model geometryczny ramy, zawarty w artykule, został dyskretyzowany, przez zastosowanie powłokowych elementów skończonych, a przyłożone do niego siły, odzwierciedlają rzeczywiste obciążenia działające na ramę. Dla danego modelu przeprowadzone zostały obliczenia wytrzymałościowe przy obciążeniach statycznych oraz dla obciążeń wynikających z eksploatacji pojazdu.

1. OPRACOWANIE MODELU GEOMETRYCZNEGO RAMY I ANALIZA PRZYŁOŻONYCH OBCIĄŻEŃ

Pierwszym etapem projektowania ramy nośnej jest stworzenie jej modelu geometrycznego, spełniającego wymagania pod względem praktycznym i ekonomicznym dla danego samochodu. Dalsze obliczenia posłużą do sprawdzenia czy model konstrukcji nośnej spełniał będzie kryteria wytrzymałości doraźnej, zmęczeniowej oraz bezpieczeństwa biernego, a jeśli nie to konieczna będzie modyfikacja danego modelu. Rozpatrywany model składa się z dwóch podłużnic, które są związane ze sobą poprzeczkami oraz wzmocnieniem środkowym, który zasadniczo usztywnia ramę i dodatkowo spełnia rolę wspornika wału napędowego. W modelu tym zostały uwzględnione także wszystkie elementy odpowiedzialne za zamocowanie do ramy nadwozia oraz wszystkich podzespołów samochodu (rysunek 1). Są to elementy bardzo istotne, dzięki którym można w dokładniejszy sposób odzwierciedlić obciążenia działające na ramę w warunkach rzeczywistych. Następnie rama została obciążona siłami ciężkości, mocowanych do niej zespołów oraz nadwozia w sposób odpowiadający rzeczywistemu ich rozmieszczeniu, w samochodzie i równoważone są przez reakcje pionowe działające na ramę od strony jezdni, w miejscach mocowania zawieszek (rysunek 2) (Rusiński, 2002; Pawłowski, 1964).

Tab. 1. Charakterystyka ramy

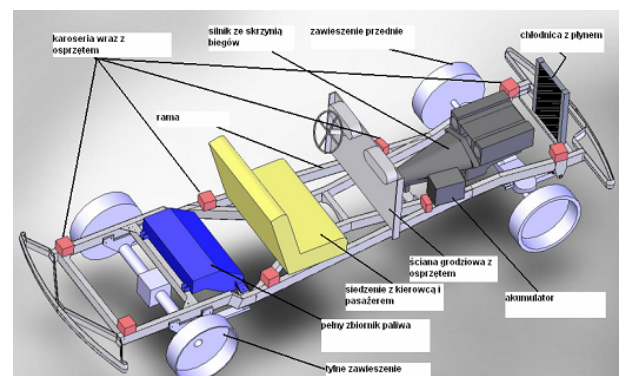
Element	Materiał	Podstawowe wymiary
podłużnice wzmocnienie środkowe tylna poprzeczka zamykająca	Profil gorąco walcowany S355J2H	Profil rurowy o przekroju prostokątnym 100x50x3 mm
przednia poprzeczka	Profil gorąco walcowany S355J2H	Profil rurowy o przekroju prostokątnym 80x30x3 mm



Rys. 1. Model geometryczny ramy

Tab. 2. Wartości dopuszczalnych naprężeń dla wybranej stali

Materiał	Re [MPa]	Rm [MPa]
S355J2H	355	490



Rys. 2. Schemat obciążenia ramy siłami statycznymi

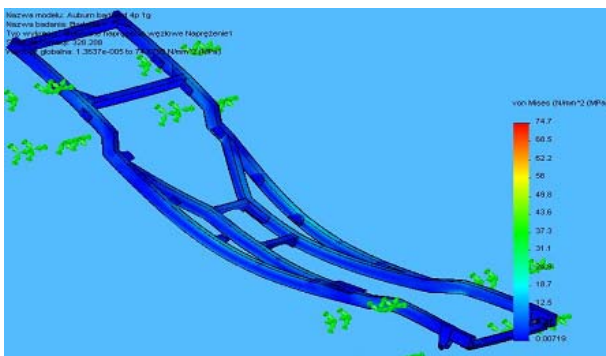
Model dyskretny ramy (rysunek 3) zbudowany jest z 7604 powłokowych elementów skończonych i 22450 węzłów.



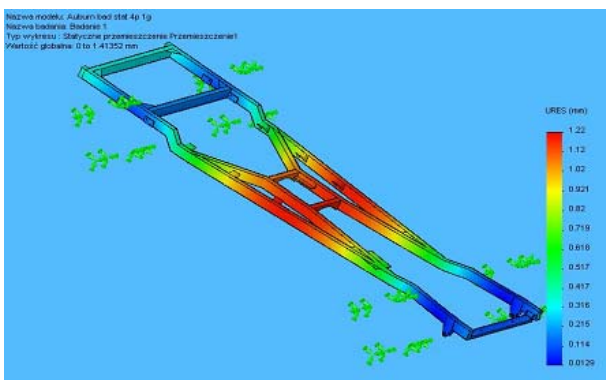
Rys. 3. Model dyskretny ramy

2. ANALIZA STATYCZNA

Po opracowaniu modelu geometrycznego ramy, jej dyskretyzacji oraz analizie sił do niej przyłożonych, przeprowadzone zostały obliczenia dla obciążeń statycznych. Jest to czynność priorytetowa, która ma na celu ocenę konstrukcji pod względem wytrzymałości z jednoczesnym zachowaniem kryterium lekkości oraz pewności działania. W przypadku tym, rama podparta została w czterech punktach i obciążona siłami odpowiadającymi rozmieszczeniu wszystkich zespołów samochodu stojącego na poziomej drodze, przy maksymalnym dopuszczalnym obciążeniu. Rama poddana jest statycznemu zginaniu (Rusiński, 2002).



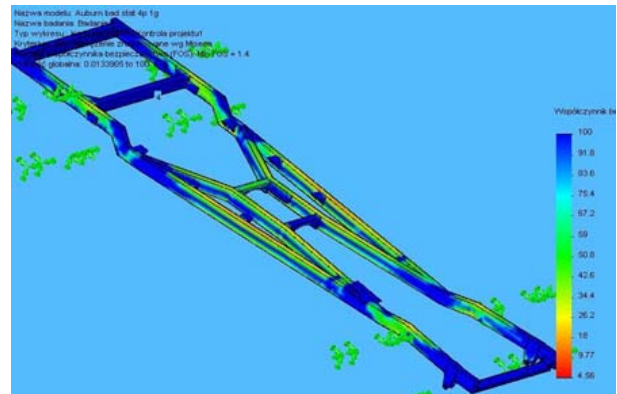
Rys. 4. Schemat rozkładu naprężeń (MPa)



Rys. 5. Schemat rozkładu przemieszczeń (mm)

Rama obciążona siłami statycznymi jest nieznacznie wyężona w środkowej części. Średnie naprężenia tam występujące wynoszą 40MPa, a maksymalne, występujące

lokalnie, sięgają wartości 74,7MPa (rysunek4). Maksymalne przemieszczenia pionowe, występujące w środkowej części ramy wyniosły 1,22mm (rysunek 5) i są to wartości porównywalne do wartości ugięć pionowych dla samochodów osobowych produkowanych seryjnie. W przypadku tego badania, współczynnik bezpieczeństwa (rysunek 6) jest duży, a co za tym idzie rama ma duży zapas wytrzymałości.



Rys. 6. Schemat rozkładu współczynnika bezpieczeństwa

3. ANALIZA DLA OBCIĄŻEŃ WYNIKAJĄCYCH Z EKSPLOATACJI POJAZDU

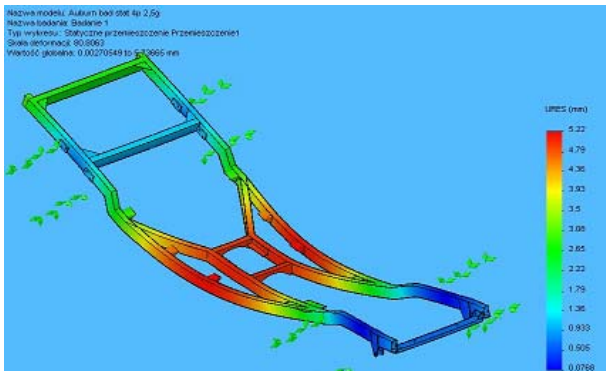
Analiza dla obciążeń wynikających z eksploatacji pojazdu, polega na zastosowaniu złożonych obciążeń jakie występują podczas jazdy. Stosowana jest dla obciążeń pionowych niesymetrycznych oraz pionowych symetrycznych (w ekstremalnych warunkach) i przy uwzględnieniu sił wzdłużnych, bocznych, a także ich wzajemnej kombinacji. Zastosowanie w konstrukcji złożonych obciążeń obliczeniowych nie może wywołać trwałych odkształceń ani uszkodzeń. Współczynnik bezpieczeństwa powinien przyjmować wartość większą od 2 (Pawłowski, 1964; Studziński, 1980).

3.1. Analiza wyężenia dla pionowych symetrycznych przyspieszeń równych 2,5g

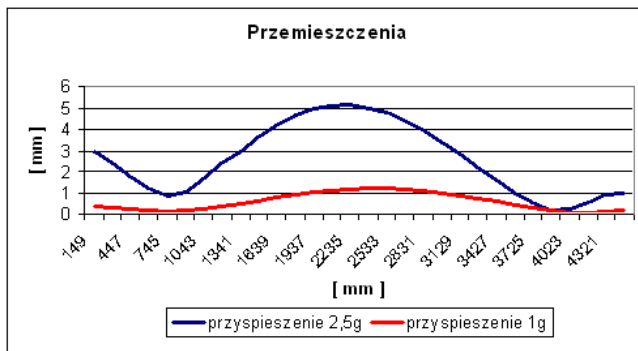


Rys. 7. Schemat rozkładu naprężeń (MPa)

Rama została podparta w czterech punktach i jest obciążona podczas ruchu samochodu siłami bezwładności mas proporcjonalnych do masy całkowitego obciążenia własnego i przyspieszeń pionowych – w tym przypadku wartość symetrycznych przyspieszeń pionowych wynosi 2,5 g.



Rys. 8. Schemat rozkładu przemieszczeń (mm)



Rys. 9. Przemieszczenia ramy przy pionowych symetrycznych przyspieszeniach 1g i 2,5g



Rys. 10. Schemat rozkładu współczynnika bezpieczeństwa

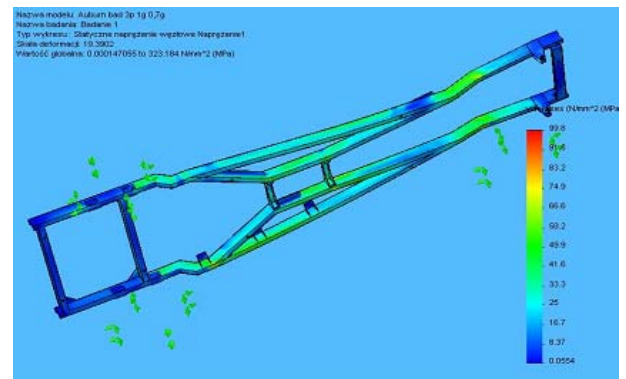
W przypadku symulacji najechania samochodem, z dużą prędkością, na gwałtowne wzniesienie, średnie naprężenia w konstrukcji wynoszą ok. 56MPa, a maksymalne, występujące lokalnie w węzłach oraz w środkowej części ramy, gdzie działa największy moment, osiągają wartości 114MPa (rysunek 7).

Maksymalne przemieszczenia wystąpiły w środkowej części ramy, które wyniosły 5,22mm (rysunek 8) i są to wartości prawie czterokrotnie większe niż w przypadku badania statycznego (rysunek 9). W porównaniu do całkowitej długości ramy wynoszącej 4500mm można stwier-

dzić, że pionowe ugięcie ramy, nie zakłuci poprawnej pracy pojazdu. Rozkład współczynnika bezpieczeństwa jest równomiernie rozłożony, a minimalna jego wartość występuje w miejscach działania maksymalnych naprężeń i wynosi 3,09 (rysunek 10).

3.2. Analiza nieswobodnego skręcania ramy

Rama podparta w trzech punktach (usunięta jedna przednia podpora). Na ramę działają siły wynikające z najechania jednym kołem na wyrwę w drodze, w czasie skrętu samochodu, z przyspieszeniem odśrodkowym $a_o=7m/s^2$ (Pawłowski, 1964).



Rys. 11. Schemat rozkładu naprężeń (MPa)



Rys. 12. Schemat rozkładu przemieszczeń (mm)



Rys. 13. Schemat rozkładu współczynnika bezpieczeństwa

W przypadku symulacji najechania prawym kołem na wyrwę w drodze, podczas jazdy samochodu na zakręcie, w lewą stronę, średnie naprężenia w konstrukcji wynoszą 50MPa, a maksymalne występujące lokalnie w węzłach, sięgają wartości 99,8MPa (rysunek 11). Maksymalne przemieszczenia występujące w przednim prawym końcu ramy wyniosły 17,4mm (rysunek 12), a tym samym kąt skrętu ramy jest równy $1,5^\circ$. W przypadku tego badania rozkład współczynnika bezpieczeństwa jest względnie równomier-ny, a minimalna jego wartość wynosi 3,52 (rysunek 13).

LITERATURA

1. **Orzelowski S.** (1999), *Budowa podwozi i nadwozi samochodowych*, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa.
2. **Pawłowski J.** (1964), *Nadwozia samochodowe*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
3. **Reimpell J., Betzler J.** (2004), *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
4. **Rusiński E.** (2002), *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
5. **Rusiński E.** (2002), *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
6. **Studziński K.** (1980), *Samochód. Teoria, konstrukcje i obliczanie*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.

APPLYING COMPUTER METHODS TO DESIGN FRAMES OF REPLICAS OF CARS - STATIC CALCULATIONS

Abstract: The frame is one of the most important components of the structure of replicas, on which is usually made up of bodywork made of composites. Frames is responsible for transferring all charges and the passive safety of users of the car. The basics to correct functioning of the entire vehicle is correct designing the frame. The method which was used to calculations is MES. For this model, endurance calculations were conducted with static loads and loads which are a result of exploitation the vehicle.

OGRANICZENIA W STOSOWANIU WZORÓW EMPIRYCZNYCH W OBLICZENIACH PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWYCH

Henryk G. SABINIĄK*, Robert CICHOWICZ*

*Katedra Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej, Wydział Budownictwa, Architektury i Inżynierii Środowiska,
Politechnika Łódzka, Al. Politechniki 6, 90-924 Łódź

sabiniak@p.lodz.pl, Robert.Cichowicz@p.lodz.pl

Streszczenie: Przekładnie ślimakowe zawdzięczają swoją popularność dzięki zwartości konstrukcji, dużemu przełożeniu na jednym stopniu, cichobieżności, płynnemu przenoszeniu napędu i względnie dużej trwałości. Dodatkową ich zaletą jest jeszcze to, że mogą pełnić jednocześnie rolę hamulca w ruchu nawrotnym, przekazując ruch tylko w jedną stronę. Wszystkie te zalety odnoszą się do przekładni ślimakowych pracujących jako reduktory. Przekładnie ślimakowe pracujące jako multiplikatory spotyka się niezwykle rzadko. Służą one wtedy z reguły tylko do przekazywania ruchu, jako elementy kinematyki.

1. WSTĘP

Obliczenia przekładni ślimakowych można podzielić na dwie części. Pierwsza, to konieczność poczynienia niezbędnych założeń, aby móc przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe i trwałościowe na bazie których to obliczeń otrzymuje się podstawowe wielkości geometryczne projektowanej przekładni ślimakowej. Druga część obliczeń dotyczy zależności wynikających z geometrii zazębienia i przenieszonego ruchu.

2. ZAŁOŻENIA I OGRANICZENIA

Z doświadczeń nabytych podczas projektowania, a następnie w eksploatacji przekładni ślimakowych, wynikają ograniczenia w przyjmowanych założeniach dla niektórych wielkości zazębienia ślimakowego, a to celem otrzymywania z wzorów (Niemann i Winter, 1983; Sabiniak, 1993; Woźniak i Sabiniak, 1989), logicznych wartości liczbowych obliczanych wielkości. Wzory empiryczne (Niemann i Winter, 1983; Woźniak i Sabiniak, 1989; Sabiniak, 2007b) nie umożliwiają przeprowadzenia obliczeń projektowych dla dowolnych przekładni ślimakowych. Nie są one na tyle uniwersalne. Projektowanie przekładni ślimakowych wykraczających wartościami liczbowymi poza którykolwiek z podanych zakresów omawianych dalej wielkości przekładni ślimakowej wymaga specjalistycznego podejścia i nie mieści się w zakresie niniejszego opracowania. Rozpoczynając projektowanie przekładni ślimakowej należy uzyskać jak najwięcej informacji o przyszłej jej funkcji. Do informacji tych w szczególności należą: trwałość, czyli czas przez jaki będzie przekładnia ślimakowa eksploatowana, wielkość przenoszonego obciążenia, rodzaj przenoszonego obciążenia stałe, zmienne - jeżeli zmienne to w jaki sposób, charakter pracy, prędkość obrotowa ślimaka, przełożenie.

Trwałość przekładni ślimakowej L_h [h] należy przyjmować w granicach od 5.000 ÷ 30.000 h.

Projektowanie i wykonanie na krótszy czas eksploatacji przekładni niż 5.000h jest nieekonomiczne (Sabiniak, 2007b). Z kolei większą liczbę godzin pracy przyjmuje się w szczególnych przypadkach, jednak nie powinna ona przekroczyć granicy 50.000h.

Obciążalność przekładni ślimakowej określa moc nominalna, jaką będzie ona przenosiła. Wzory umożliwiają określenie wymiarów geometrycznych przekładni ślimakowych obciążanych mocą od 1÷200kW. Wzory (Niemann i Winter, 1983; Woźniak i Sabiniak, 1989; Sabiniak, 2007b), mogą być także pomocne, gdy przekładnia będzie projektowana na moc ułamkową, ale nie mniejszą niż 0,1kW. Mogą być one również pomocne w przypadkach, gdy obciążenie przekładni będzie wynosiło nawet 250kW.

Bardzo istotnym elementem wpływającym na rozmiar przekładni ślimakowych jest jej przyszły dynamiczny charakter pracy. Warunki przeciążeń dynamicznych przekładni ślimakowych są uwzględniane w obliczeniach poprzez przyjęcie wartości współczynnika K_A (tabela 1).

Tab. 1. Współczynnik przeciążeń dynamicznych K_A

Charakterystyka pracy urządzenia napędzającego	Charakterystyka pracy maszyny napędzanej			
	Obciążenia równomierne	Niewielkie zmiany obciążenia	Średnie zmiany obciążenia	Silne uderzenia
Obciążenia równomierne	1,00	1,25	1,50	1,75
Niewielkie zmiany obciążenia	1,10	1,35	1,60	1,87
Wyraźne zmiany obciążenia	1,25	1,50	1,75	2,00–3,00
Silne uderzenia	1,50	1,75	2,00	2,25–3,00

Przekładnia ślimakowa nie zawsze jest pierwszym elementem lub stopniem w redukcji prędkości obrotowej. Do rozważań obliczeń wytrzymałościowych można brać pod uwagę prędkości obrotowe wału ślimaka od $n_1=100\div 3000$ obr/min.

Następne ograniczenie w obliczeniach związane jest z wartością przełożenia stopnia ślimakowego. Przełożenie nie powinno być mniejsze niż $u=7,5$, co wynika z wymagań dotyczących minimalnej liczby zębów koła ślimakowego, które powinno spełniać warunek $z_2 \geq 30$. Górna granica przełożenia na jednym stopniu reduktora ślimakowego nie powinna przekroczyć $u=70$, co z kolei wynika z warunków wytrzymałościowych stopy zęba koła ślimakowego.

Jedną z trudniejszych do definiowania wielkości i jednocześnie odgrywającą istotną rolę jest dobór materiałów na współpracujące elementy, jakimi są ślimak i koło ślimakowe. Skojarzenie pary materiałowej ślimak – koło ślimakowe, charakteryzuje współczynnik materiałowy C_{HE} (Sabiniak, 1996, 2007b). Dobór materiałów powinien być oparty na kryterium strat mocy w zazębieniu. Najmniejsze wartości współczynników tarcia (Sabiniak, 1984) uzyskuje się wówczas, gdy ślimak wykonany jest ze stali do nawęglania

i hartowania, a koło ślimakowe z brązu cynowego odlewane metodą odśrodkową. Przy jednoczesnym prawidłowym doborze środka smarowego (Sabiniak, 2006). Takie skojarzenie materiałowe zazębienia ślimakowego zapewnia jednocześnie dobre odprowadzenie ciepła ze strefy styku. Przy małych prędkościach poślizgu w zazębieniu (przekładnie wolnoobrotowe) można stosować ślimaki wykonane

ze stali i ulepszone cieplnie, czy nawet z żeliwa stopowego o twardości powyżej 350HB. Stali i żeliw na koła ślimakowe nie stosuje się (Sabiniak, 1985), jedynie w reduktorach z napędem ręcznym. W tabeli 2 zamieszczono wartości współczynnika C_{HE} .

Tab. 2. Współczynnik materiałowy $C_{HE} [\sqrt[3]{mm^2 / N}]$

Materiał ślimaka	Materiał koła ślimakowego*						
	B101K	B101P	B102	B102P	BA1044	Zcp 55005	Zcp 70022
Stale stopowe do nawęglania	4,9	6,8	5,0	5,7	4,0	5,7	5,2
Stale do ulepszania cieplnego	6,0	8,2	6,1	7,0	4,8	7,0	6,3
Żeliwa stopowe o twardości HB>350	7,8	10,7	7,9	9,1	6,3	9,1	8,2

* K – odlew kokilowy odśrodkowy, P – odlew piaskowy.

Zalecanym zestawem materiałowym na węzeł tarcia, jakim jest zazębienie ślimakowe jest zespół składający się ze stalowego ślimaka z nawęglonymi powierzchniowo, zahartowanymi i szlifowanymi zębami oraz wieniec koła ślimakowego wykonany z odlewanej odśrodkowo brązu cynowego.

Stosunek średniej średnicy ślimaka do odległości osi przekładni dm_1/a jest wielkością, której przyjęcie wartości

liczbowej do obliczeń zależy tylko od osoby projektującej przekładnię ślimakową. Jest to jedno z trudniejszych założeń (Niemann i Winter, 1983; Woźniak i Sabiniak, 1989). We wstępnych obliczeniach projektowych wygodnym jest posłużenie się wartościami zamieszczonymi w tabeli 3.

Tab. 3. Wskaźnik sztywności zazębienia dm_1/a

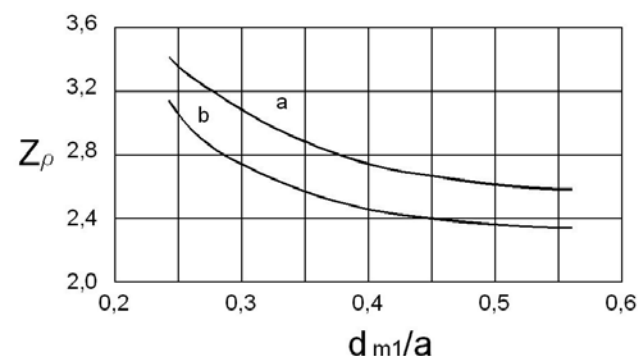
Przełożenie	7,5÷10	10÷14	14÷20	20÷30	30÷50	50÷70
dm_1/a	0,34÷0,48	0,33÷0,45	0,31÷0,42	0,29÷0,40	0,27÷0,38	0,27÷0,36

Wielkość ta ma wpływ dwukierunkowy. Ze wzrostem średnicy d_{m1} zwiększa się sztywność ślimaka, a tym samym i jego wytrzymałość (Sabiniak, 2000, 2001). Wraz ze wzrostem ilorazu dm_1/a zwiększają się równocześnie prędkości poślizgów w zazębieniu, wzrastają tym samym i straty mocy, czyli pogarszają się warunki eksploatacyjne przekładni. Dlatego zaleca się dobieranie jak najmniejszej wartości ilorazu dm_1/a , na ile tylko pozwala warunek granicznego ugięcia wału ślimaka (Sabiniak 2000, 2001, 2007b).

Z kolei zarys roboczy powierzchni zębów ślimaka wpływa na warunki tworzenia i utrzymywania się filmu olejowego w zazębieniu. Ma również wpływ na rozkład obciążenia wzdłuż chwilowych linii styku między zębami, jak i na poszczególne pary zębów będące we współpracy (Sabiniak, 2007a). Rozróżnia się zasadniczo dwie grupy zarysów zębów ślimaków: prostoliniowe i krzywoliniowe.

Do pierwszej grupy zalicza się wszystkie ślimaki, których zęby zostały wykonane za pomocą narzędzia obrotowego o prostoliniowym profilu lub które mają w którymkolwiek przekroju linię prostą. Można tu wyróżnić zarysy (Sabiniak, 2007b): Archimedes, prostoliniowy w przekroju prostopadłym do linii śrubowej na walcu podziałowym, ewolwentowy, stożkopochodny.

W grupie o krzywoliniowym zarysie roboczym zębów w przekroju osiowym wyróżnia się: ślimaki o kołowo-wklęsłej roboczej powierzchni w przekroju osiowym, Cavex (Niemann i Winter, 1983), ślimaki o kołowo-wypukłej roboczej powierzchni w przekroju osiowym, zwane Konkavex (Sabiniak i Woźniak, 1986).



Rys. 1. Wartość współczynnika styku roboczej powierzchni zębów ślimaka: a – dla zarysów zębów prostokreślnych, b – dla zarysów zębów krzywoliniowych

Tak prosty podział zarysów roboczych zębów ślimaków jest wystarczający, aby móc posłużyć się wykresem w określaniu współczynnika styku Z_p zamieszczonym na rysunku

1. Jednakże nie oddaje on zawłości geometrii zazębienia oraz właściwości: zalet i wad, poszczególnych zarysów zębów ślimaków (Sabiniak, 2007). Jest w nim zawarta cała „alchemia” przesunięcia zarysu zazębienia ślimakowego (Woźniak i Sabiniak, 1989; Sabiniak, 2006, 2007a).

Generalnie zaleca się projektować przekładnie ze ślimakami o roboczych zarysach zębów krzywoliniowych. Wykazują one wyższą sprawność i obciążalność niż przekładnie ze ślimakami o zarysach zębów prostokątnych. Określając wielkość, którą należy założyć, aby móc obliczyć zasadniczą wielkość przekładni ślimakowej jaką jest odległość osi ślimaka i koła ślimakowego, to współczynnik bezpieczeństwa wytrzymałości zębów na pitting S_{Hmin} . Właściwie to tkwi on już we współczynniku C_{HE} . Został on dobrany wraz ze skojarzeniem materiałów na ślimak i koło ślimakowe. Jednakże ze względu na niepewność poczynionych założeń zaleca się przyjmować jeszcze S_{Hmin} w granicach 1,1 – 1,5 (Niemann i Winter, 1983).

Po prawidłowym poczynieniu założeń możemy obliczyć najistotniejszą wielkość, czyli odległość osi przekładni ślimakowej pracującej jako reduktor (Niemann i Winter, 1983):

$$a = C_{HE} \sqrt[3]{Z_p^2 \cdot T_{2N} \cdot K_A \cdot S_{Hmin} \cdot \left(\frac{n_2}{8} + 1\right)^{1/4}} \cdot \sqrt[9]{\frac{25000}{L_h}} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

gdzie: C_{HE} – współczynnik materiałowy $[\sqrt[3]{\text{mm}^2/\text{N}}]$, Z_p – współczynnik styku powierzchni roboczej zarysu zębów ślimaka, T_{2N} – moment na wale koła ślimakowego, K_A – współczynnik warunków pracy, S_{Hmin} – współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wystąpienie pittingu, n_2 – prędkość obrotowa wału koła ślimakowego [obr/min], L_h – przewidywana trwałość przekładni ślimakowej [h].

LITERATURA

1. Niemann G. Winter H. (1983), *Maschinenelemente*, Band III. Springer – Verlag, Berlin. Heidelberg. New York. Tokyo.
2. Sabiniak H.G. (1984), Badania rodzaju tarcia w zazębieniu przekładni ślimakowych, *Trybologia*, Nr 5, 9-13.
3. Sabiniak H.G. (1985), Badania przekładni ślimakowych

o elementach współpracujących z różnych materiałów, *Trybologia*, Rok XV, Nr 4, 17-21.

4. Sabiniak H.G. (1993), Stan rozwoju przekładni ślimakowych, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 23-24, 25-30.
5. Sabiniak H.G. (1996), Load Distribution the Worm Meshing, *The Archive of Mechanical Engineering*, Volume XLII, Issue 4, 1-25.
6. Sabiniak H.G. (1999), Metoda postępowania przy doborze przekładni ślimakowych, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 10, 10 i 19-20.
7. Sabiniak H.G. (2000), Granice obciążalności przekładni ślimakowych, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 14, 37-48.
8. Sabiniak H.G. (2001), Ugięcie wału ślimaka jako granica obciążalności przekładni ślimakowych, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 1, 30-32.
9. Sabiniak H.G. (2006), *Teoria i praktyka eksploatacji przekładni ślimakowych*, Monografie Politechniki Łódzkiej, Łódź.
10. Sabiniak H.G. (2007a), *Metody modelowania i obliczania rozkładu obciążenia w zazębieńiach ślimakowych*, Monografie Politechniki Łódzkiej, Łódź.
11. Sabiniak H.G. (2007b), *Obciążalność i trwałość przekładni ślimakowych*, Monografie Politechniki Łódzkiej, Łódź.
12. Sabiniak H.G., Woźniak K. (1986), Analiza zazębienia w przekładni ślimakowej o kołowo-wypukłym zarysie zębów ślimaka, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 4, 5-7.
13. Woźniak K., Sabiniak H.G. (1989), Projektowanie przekładni ślimakowych, *Przegląd Mechaniczny*, Nr 9, 25-28.

LIMITATIONS IN APPLICATION OF EMPIRICAL FORMULAS TO DESIGN OF WORM GEARS

Abstract: Worm gears owe their popularity to their compact structure, large ratios at one degree, silent run, smooth driver transmission and relatively great durability. They have additional quality of simultaneous performing the role of brakes in reversible movement and transferring motion in one direction. All these advantages apply to worm gears working as reducers. Worm gears working as multipliers are extremely rare. They are usually used for transfer of motion as elements of kinematics.

WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA KONSTRUKCJI WIBROIZOLATORA NARZĘDZIA DO ZAGĘSZCZANIA GRUNTU

Michał ŚLEDZIŃSKI*

*Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Poznańska, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań

michal.sledzinski@put.poznan.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono analizę stanu wibroaktywności narzędzia do zagęszczania gruntu. Wykonano pomiary przemieszczeń i przyspieszeń bijaka oraz uchwytu. Przekroczenie dopuszczalnego poziomu drgań spowodowało konieczność zastosowania wibroizolatora. Opracowano konstrukcję prototypu tłumika ograniczającego poziom drgań transmitowanych do układu dłoń – ramię operatora. Dwustopniowa redukcja drgań zastosowana w układzie wibroizolacji narzędzia spowodowała znaczne obniżenie poziomu drgań przenoszonych do organizmu operatora, co zostało potwierdzone w badaniach weryfikujących zaprojektowaną konstrukcję. Zastosowane rozwiązanie nie obniża efektywności procesu zagęszczania gruntu.

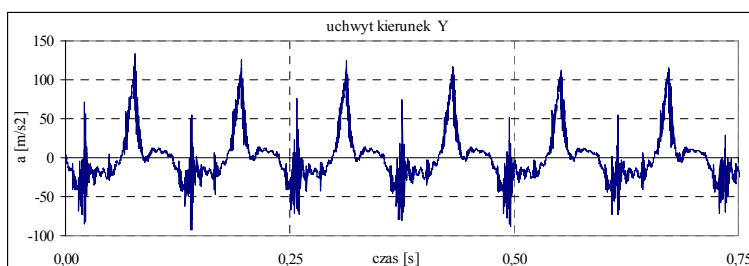
1. WPROWADZENIE

Wysoki poziom wibroaktywności większości ręcznych narzędzi udarowych do zagęszczania gruntu wymaga określenia rzeczywistego poziomu drgań uchwytu narzędzia. Przekroczenie dopuszczalnego poziomu transmisji drgań do organizmu operatora wymaga stosowania skutecznych układów wibroizolacji. Konstrukcja tłumików wymaga pogodzenia dwóch przeciwstawnych wymagań: obniżenia poziomu narażenia operatorów na skutki drgań miejscowych oraz zapewnienie wysokiej efektywności procesu zagęszczania, który wymaga znacznej energii udaru.

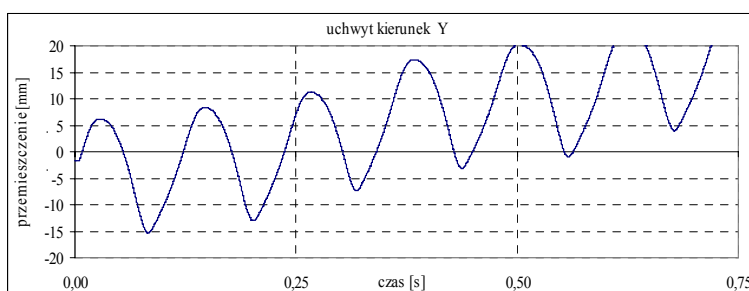
2. STAN WIBROAKTYWNOŚCI NARZĘDZIA DO ZAGĘSZCZANIA GRUNTU

Ręczne narzędzie pneumatyczne UA-18A jest stosowane do zagęszczania gruntu, materiałów sypkich oraz betonu. Ruch roboczy narzędzia zapewnia siłownik dwustronnego działania. Energia udaru wynosi 13 do 14J dla częstotliwości 12Hz. W celu określenia stopnia narażenia operatorów, analizowanego narzędzia, na drgania transmitowane przez uchwyt do organizmu – przeprowadzono pomiary parametrów eksploatacyjnych: przemieszczeń bijaka i uchwytu narzędzia.

Wyniki przyspieszeń i przemieszczeń uchwytu narzędzia na kierunku roboczym Y pokazano na rysunkach 1 i 2.



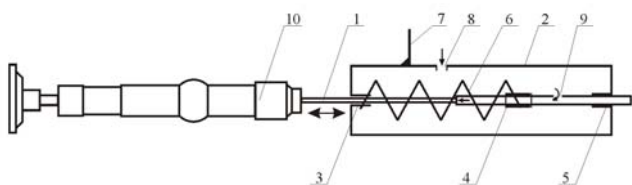
Rys. 1. Przyspieszenia uchwytu narzędzia



Rys. 2. Przemieszczenia uchwytu narzędzia

3. ANALIZA POZIOMU DRGAŃ NARZĘDZIA ORAZ WIBROIZOLACJA

Przeprowadzone badania poziomu wibroaktywności narzędzia wykazały, że przyspieszenia skuteczne rękojeści przekraczają wielokrotnie dopuszczalny poziom, określony w Dyrektywach Unii Europejskiej, dotyczących bezpieczeństwa i ochrony zdrowia pracowników narażonych na działanie drgań miejscowych.



Rys. 3. Schemat układu wibroizolacji narzędzia udarowego do zagęszczania gruntu, 1 – tłok różnicowy połączony sztywno z korpusem narzędzia pneumatycznego, 2 – korpus tłumika, 3 i 5 – ślizgowe tulejki prowadzące korpusu, 4 – tulejka stała, mocująca sprężynę, 6 – sprężyna naciskowa, 7 – rękojeść, 8,9 – otwory doprowadzające sprężone powietrze, 10 – korpus narzędzia UA-18A

Analiza wibroaktywności narzędzia do zagęszczania gruntu spowodowała konieczność zastosowania układu wibroizolacji. Wymaganie, jakie miała spełniać wibroizolacja narzędzia to: ograniczenie poziomu transmisji drgań z narzędzia do układu dłoń – ramię operatora, bez obniżenia skuteczności realizowanego procesu zagęszczania. Zaprojektowano prototyp wibroizolatora, którego schemat pokazano na rysunku 3.

Wibroizolator składa się z dążonego tłoka różnicowego 1, połączonego sztywno z korpusem drgającym 10 narzędzia, co powoduje ruch posuwisto – zwrotny tego elementu z częstotliwością cyklu przemieszczeń korpusu. Sprężone powietrze doprowadzane jest kanałem 8 do korpusu wibroizolatora. Otworami w tłoku różnicowym 1 powietrze dostaje się do jego wnętrza a następnie do układu zasilania narzędzia udarowego. Działanie ciśnienia na tłok różnicowy powoduje powstanie efektu równoważenia siły głównej układu. Korpus 2 tłumika wraz ze sprężyną i zespołem tulejek prowadzących 3 i 4 stanowi układ ograniczający drgania rękojeści. Zaproponowane rozwiązanie redukuje transmisję drgań dwustopniowo: **I stopień** – równoważenie siły głównej siłami ciśnienia powietrza, **II stopień** – wibroizolacja za pomocą układu masa – sprężyna – gumowe elementy tłumiące.



Rys. 4. Prototyp wibroizolatora

Uwzględniając przyjęte założenia konstrukcyjne oraz projekt wstępny, wykonano w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Poznańskiej prototyp tłumika drgań, który przedstawiono na rysunku 4.

Konstrukcję wibroizolatora narzędzia udarowego poddano badaniom weryfikacyjnym.

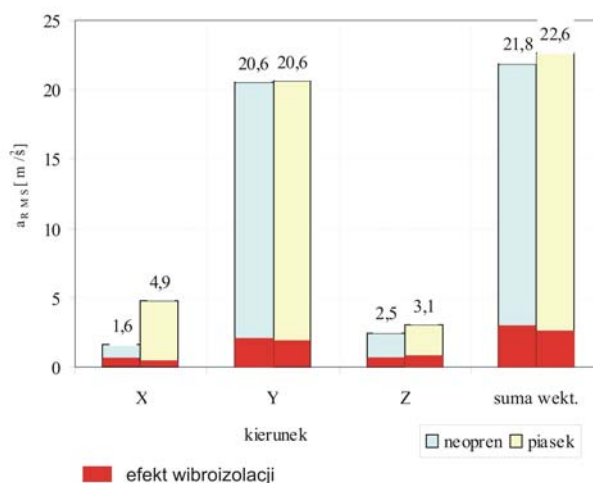
4. DOŚWIADCZALNA WERYFIKACJA SKUTECZNOŚCI WIBROIZOLACJI

W celu określenia skuteczności wibroizolacji przeprowadzono pomiary przyspieszeń oraz przemieszczeń bijaka oraz uchwytu, w takich samych warunkach jak podczas badania wibroaktywności narzędzia (rysunek 5).

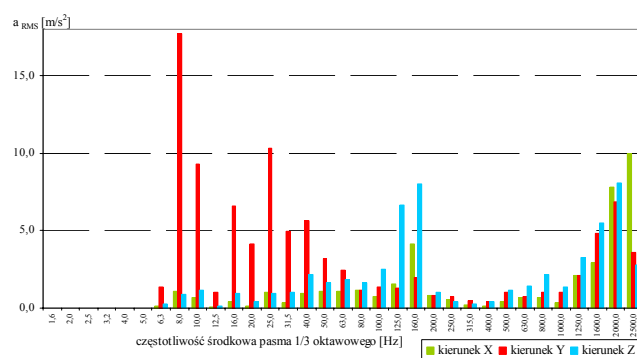
W efekcie zastosowania wibroizolatora uzyskano dziesięciokrotne obniżenie poziomu przyspieszeń, mierzonych na uchwycie narzędzia.

Efekt wibroizolacji, przez porównanie wartości przyspieszeń skutecznych uchwytu narzędzia przed i po wibroizolacji, w pasmach 1/3 oktaowych przedstawiono na rysunkach 6 i 7.

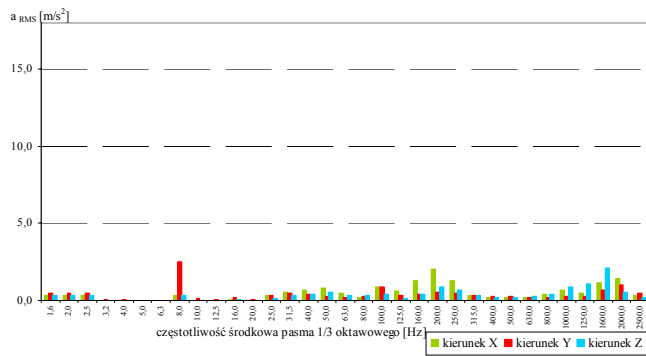
Badania weryfikacyjne zaprojektowanego układu wibroizolacji wykazały znaczną skuteczność obniżenia poziomu transmisji drgań z narzędzia udarowego do układu dłoń-ramię operatora. Prototyp tłumika drgań, po dalszych badaniach może być wprowadzony do produkcji.



Rys. 5. Skuteczność wibroizolacji



Rys. 6. Wartości przyspieszeń skutecznych uchwytu narzędzia przed wibroizolacją



Rys. 7. Wartości przyspieszeń skutecznych uchwytu po wibroizolacji

LITERATURA

1. **Cempel Cz.** (1989), *Wibroakustyka stosowana*, PWN, Warszawa.
2. **Dobry M. W.** (1982), *Dynamika i skuteczność wibroizolatora o stałej sile oddziaływania zastosowanego do ręcznych narzędzi udarowych*, Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań.
3. **Engel Z.** (1993), *Ochrona Środowiska przed drganiami i hałasem*, PWN, Warszawa.
4. **Markiewicz M. [red.]** (1995), *Nowe metody eliminacji drgań przenoszonych na ludzi i konstrukcje*, Politechnika Krakowska, Monografia 185, Kraków.
5. **Palej R.** (1997), *Dynamika i stateczność aktywnych pneumatycznych układów wibroizolacji*, Rozprawa habilitacyjna, Politechnika Krakowska, Seria Mechanika, Kraków.
6. **Śledziński M.** (2005), *Wibroizolacja pneumatycznych narzędzi udarowych*, *XXII Sympozjon PKM*, Akademia Morska, Gdynia.
7. **Śledziński M.** (2006), *Kształtowanie cech konstrukcyjnych tłumika drgań ubijaka pneumatycznego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Poznań (maszynopis).
8. **Świder J. [red.]** (2001), *Wspomaganie konstruowania układów redukcji drgań i hałasu*, cz.1., Warszawa, WNT 2001.

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE DESIGN OF VIBRATION ISOLATOR FOR SOIL COMPACTING TOOL

Abstract: The results of vibration activity study of the tool for soil compacting are presented. The displacement and acceleration of the ram and tool handle are investigated. The performed measurements showed that occurring vibration of the tool handle considerably exceeded the admissible value, what caused the necessity of the use of vibration isolator. The construction of the damper's prototype lowering vibration level transmitted to the hand-arm-operator system was made. Introduction of two-stage vibration isolation system of the tool makes possible significant lowering of vibration transmission to the operator's body without decreasing the effectiveness of the technological process. The projected vibration isolator became confirmed in the experimental verification.

PROGNOZOWANIE ZUŻYCIA ODKSZTAŁCENIOWEGO WIELKOGABARYTOWYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH O BIEŻNIACH MIĘKKICH

Tadeusz SMOLNICKI*, Mariusz STAŃCO*

*Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław

tadeusz.smolnicki@pwr.wroc.pl, mariusz.stanco@pwr.wroc.pl

Streszczenie: Zużycie okształceniowe wielkogabarytowych łożysk tocznych o bieżniach niehartowanych jest dominującym mechanizmem zużycia. Niezbędne jest prognozowanie szybkości zużycia już na etapie projektowania maszyny. Na podstawie badań materiałowych oraz zaawansowanych symulacji metodą elementów skończonych wprowadzono model bilinearny, którego stałe zależą od parametrów materiału i obciążenia łożyska. Modele zastosowano do prognozowania trwałości łożysk, w których dominowało zużycie okształceniowe.

1. WSTĘP

Wielkogabarytowe łożyska toczne stosowane są od prawie 80 lat do łożyskowania węzłów obrotu nadwozi maszyn roboczych i obecnie wyparły inne rozwiązania techniczne. Ich awaria prowadzi do zatrzymania całej maszyny i często znacznych kosztów, związanych z długotrwałym przestojem maszyny, ze względu na to, że łożyska do dużych maszyn, nawet te katalogowe, produkowane są na zamówienie. Czas oczekiwania może osiągnąć nawet 6 miesięcy. Niezbędne jest zatem taki dobór parametrów węzła łożyskowego, aby zapewnić odpowiednio długą eksploatację oraz metoda prognozowania trwałości użytkowej łożyska. Podstawowym mechanizmem zużycia w silnie obciążonych łożyskach tocznych o bieżniach normalizowanych lub ulepszonych cieplnie jest zużycie okształceniowe zachodzące przez płynięcie plastyczne materiału bieżni. Trwałość takich łożysk jest ograniczana zazwyczaj nie przez zmęczenie materiału lecz wskutek utraty podstawowych parametrów geometrycznych łożyska. Zjawisko zużycia okształceniowego ma w przeciwieństwie do mechanizmów zmęczeniowych mniej gwałtowny charakter, co umożliwia jego prognozowanie, pod warunkiem znajomości dystrybucji obciążeń oraz charakterystyk materiałowych (rysunek 1).

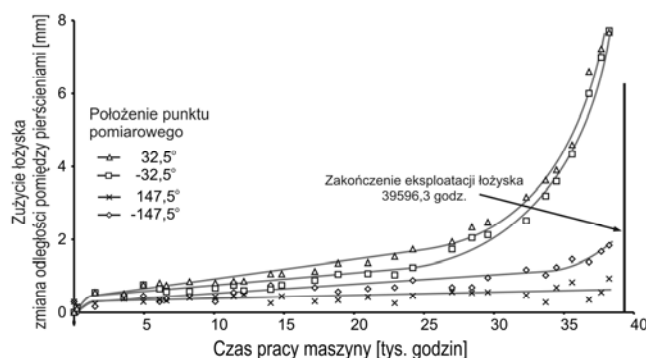
Bieżnie wielkogabarytowych łożysk tocznych są wykonywane ze stali węglowej 45 lub stali niskostopowej 42CrMo4 (40H).

2. ZJAWISKO ZUŻYCIA ODKSZTAŁCENIOWEGO

Przeprowadzone badania doświadczalne (Kunc i inni, 1999) oraz obserwacje z eksploatacji łożysk o bieżniach miękkich eksploatowanych w polskich kopalniach odkrywkowych (rysunek 2) wykazują, że w łożyskach o bieżniach monolitycznych niehartowanych w procesie zużywania łożyska można wyróżnić 3 fazy.



Rys. 1. Przebiegi zużycia łożyska wielkogabarytowego o bieżni normalizowanej i hartowanej



Rys. 2. Zużycie łożyska ładowarko-zwałowarki ŁZKS 1600 o średnicy 4,5m (pomiaru wykonane przez A. Kupskiego w PGE KWB Bełchatów S.A.)

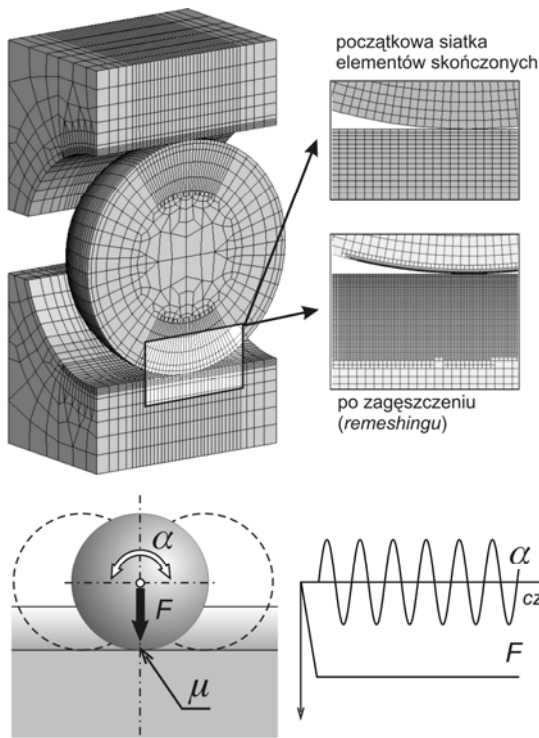
Faza 1 obejmuje wstępne rozwalcowanie bieżni, której materiał ulega po kilkunastu, kilkudziesięciu cyklach umocnieniu. Cykliczne umocnienie lub osłabienie jest najbardziej intensywne na początku badania, a następnie maleje ze wzrostem liczby cykli. W fazie 2 wskutek cyklicznego zmiennokierunkowego przetaczania następuje dalszy wolny

wzrost zużycia odkształceniowego, ze stałą prędkością. W fazie 3 następuje przyspieszone zużycie wskutek pojawiania się mikrouszkodzeń zmęczeniowych, które jednakże częściowo ulegają zawałowaniu. O ile czas i odkształcenia początkowe zależą od charakterystyki naprężenie-odkształcenie $\sigma(\epsilon)$ i umocnienia materiału, to początek fazy 3 jest definiowany przez parametry zmęczeniowe materiału.

Wskaźnikiem wyczerpania trwałości użytkowej dla łożysk o bieżniach monolitycznych miękkich jest zazwyczaj osiągnięcie granicznej wielkości zużycia bieżni. Ma ono początkowo postać zużycia odkształceniowego i dopiero w stadium końcowym zachodzi zmęczeniowe odpajanie materiału bieżni, który jest jednak ponownie zawałowany.

3. MODEL ZUŻYCIA ODKSZTAŁCENIOWEGO

Model zużycia odkształceniowego zdefiniowano na podstawie badań materiałowych oraz symulacji numerycznych metodą elementów skończonych. Badania materiałowe wykonano dla typowych materiałów w różnych twardościach. Symulacje numeryczne przeprowadzono z zastosowaniem techniki automatycznego zagęszczania siatki elementów, przy uwzględnieniu charakterystyk materiałowych uzyskanych z badań oraz tarcia (rysunek 3). Oryginalną cechą przeprowadzonych symulacji było obciążanie materiału przez przetaczanie obciążonej kuli, zamiast przez cykliczne obciążanie kuli. Przykładowe przebiegi przemieszczeń dla dwóch poziomów obciążenia właściwego elementu tocznego p_w , definiowanego jako iloraz siły obciążającej element toczny F do kwadratu jego średnicy d , pokazano na rysunku 4.



Rys. 3. Model skończenie elementowy oraz schemat obciążenia

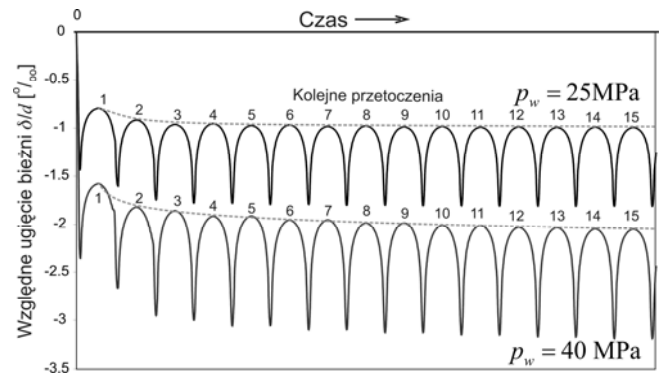
Do opisu zużycia najlepsze przybliżenie wyników daje wzór w postaci:

$$\frac{\delta_{pl}}{d} = a \cdot N + b \quad (1)$$

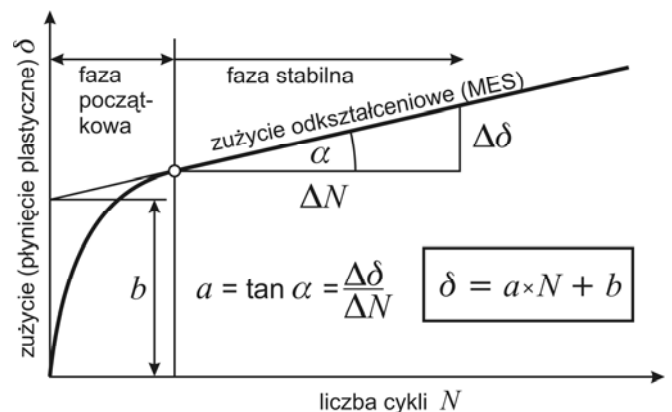
gdzie δ_{pl} jest zużyciem odkształceniowym bieżni, N liczbą cykli obciążenia, a a, b są stałymi zależnymi od obciążenia właściwego elementu tocznego p_w . Stała a opisuje prędkość zużycia bieżni $d\delta_{pl}/dN$ od momentu gdy nastąpi stabilizacja zużycia materiału i zmienia się ona w zależności od obciążenia wykładniczo. Natomiast stała b opisuje zużycie odkształceniowe do momentu zanim nastąpi stabilizacja zużycia i zmienia się w zależności od obciążenia wg funkcji liniowej. Model przedstawiono na rysunku 6.

Dla stali 45 o granicy plastyczności 433MPa funkcja zmiany szybkości zużycia odkształceniowego a od obciążenia właściwego p_w ma postać wykładniczą, natomiast odkształcenie początkowe zależy od obciążenia właściwego liniowo:

$$a = 8.17 \cdot 10^{-10} e^{0.27 \cdot p_w}; b = (0.16 p_w - 1.05) \cdot 10^{-3} \quad (2)$$



Rys. 4. Względne ugięcie bieżni podczas przetaczania kuli dla stali 42CrMo4



Rys. 5. Bilinearne model zużycia odkształceniowego

Powyższy model umożliwia symulację zużycia bieżni. Sumaryczne zużycie bieżni δ_j pod elementem tocznym j , po N cyklach można przedstawić w postaci sumy zużycia w fazie I (co zależy od maksymalnej wartości obciążenia właściwego oraz zużycia w kolejnych cyklach obciążenia zależnych od wyznaczonej metodą elementów skończonych

dystrybucji obciążeń w łożysku z zużyciem odkształceniowym po poprzednich cyklach (faza II):

$$\delta_{j_N} = b(\underbrace{\max p_{w_j}}_{FEM}) + \sum_{i=1}^N a_{j_i} \left(\underbrace{p_{w_{j_{i-1}}}(V_i, e_i, \delta_{1_{i-1}}, \dots, \delta_{z_{i-1}})}_{FEM} \right) \quad (3)$$

gdzie a i b są stałymi z modelu zużycia, z liczbą elementów tocznych, V obciążeniem łożyska w kierunku osiowym, a e jego mimośrodem, z liczbą elementów tocznych.

4. PODSUMOWANIE

Opisany model zastosowano do prognozy w dwóch łożyskach: ładowarko-zwałowarki (średnica 4,45m) i zwałowarki (10m). Maksymalne zmierzone obciążenie elementów tocznych w ładowarko-zwałowarce spadło wskutek rozwałcowania z 25MPa (przy nowym łożysku) do 12MPa (po 1000 godzinach eksploatacji), natomiast z symulacji numerycznej uzyskano odpowiednio 27MPa i 13,2MPa.

W zwałowarce mierzone było zużycie odkształceniowe bieżni po 4 latach eksploatacji. W zależności od punktu wynosiło od 3,35 do 5,43mm (średnia 4,9mm). Z symulacji numerycznej uzyskano maksymalną wartość 4,3mm.

LITERATURA

1. **Kunc R., Prebil I., Torkar M.** (1999), Določitev malociklične nosilnosti kotalnega stika, Kovine, Zlitine, *Technologije* 1-2.
2. **Rusiński E.** (2002), *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Oficyna Wydawnicza PW, Wrocław.
3. **Smolnicki T.** (2002), *Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*, Oficyna Wyd. PW, Wrocław.
4. **Stańco M.** (2008), *Modele analityczno-numeryczne zużycia odkształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych*, Praca doktorska, IKiEM, Politechnika Wrocławska.

FORECASTING OF THE PLASTIC WEAR IN LARGE SIZE ROLLING BEARINGS WITH SOFT RACEWAYS

Abstract: Plastic wear of large-size roller bearings with the unhardened raceways is a dominating mechanism of the wear. Forecasting the speed of wear at the stage of machine design is essential. On the basis of material testing and advanced simulations with use of finite element method a bilinear model was inserted, of which constants depend on parameters of material and loading the bearing. Models were used for forecasting the durability of bearings, which the plastic wear was dominated in.

STANOWISKO DO BADAŃ WTRYSKIWACZY PALIWA BENZYNOWEGO UKŁADU ZASILANIA

Dariusz SZPICA*, Jarosław CZABAN*

*Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

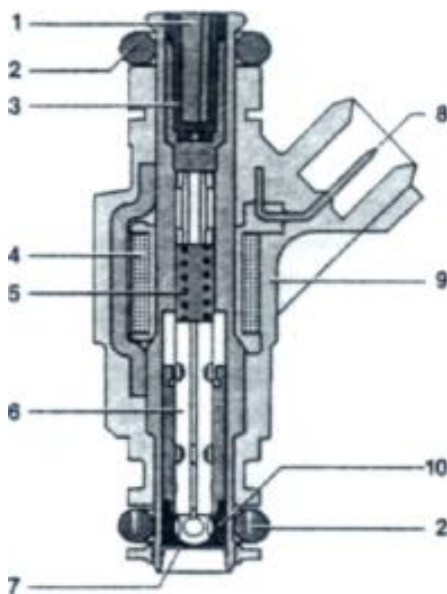
dszpica@pb.edu.pl, jczaban@pb.edu.pl

Streszczenie: W artykule przedstawiono stanowisko do badań wtryskiwaczy benzynowych układów zasilania. Niewłaściwa praca wtryskiwacza charakteryzująca się nierównowagą podawanego paliwa skutkuje nierównomierną pracą silnika i wzrostem emisji toksycznych składników spalin. Dlatego też istotnym jest konieczność wyznaczenia masy wtryskiwanego paliwa w przeliczeniu na jeden cykl, jak również wyznaczenie równomierności dawkowania.

1. WPROWADZENIE

Wtryskiwacze sterowane elektrycznie wtryskują paliwo do przewodów dolotowych poszczególnych cylindrów silnika (wtrysk wielopunktowy), lub centralnie (w zastępstwie gaźnika). Pozwala to na dokładne dopasowanie dawki paliwa do zapotrzebowania silnika. Wyznaczenie masy paliwa w jednym cyklu wtrysku jest końcowym etapem działania elektronicznego sterownika, który oblicza ją na podstawie sygnałów otrzymywanych od czujników systemu sterowania silnika.

Obecnie silniki wyposaża się jedynie układy wtrysku wielopunktowego z uwagi na fakt, iż układy centralnego wtrysku nie są w stanie zapewnić poziomu emisji toksycznych składników spalin emitowanych przez silniki podczas badań homologacyjnych.



Rys. 1. Budowa wtryskiwacza elektromagnetycznego z benzynowego układu zasilania (opis tekście) (Bosch, 2000)

Elektromagnetyczny wtryskiwacz paliwa (rysunek 1) składa się z następujących głównych części:

- obudowy (9) z gniazdem złącza elektrycznego (8) i króćcem dopływu paliwa (1);
- cewki elektromagnetycznej (4);
- ruchomej iglicy rozpylacza (6) z kotwicą magnetyczną i kulką uszczelniającą;
- gniazda iglicy (10) z płytką rozpylacza (7), sprężyny (5).

Części wtryskiwacza doprowadzające mające bezpośredni kontakt z paliwem są wykonane ze stali odpornej na korozję. Filtr siatkowy (3) w króćcu dopływu paliwa chroni wtryskiwacz przed zanieczyszczeniami.

Jeżeli w elektromagnetycznej cewce wtryskiwacza nie płynie prąd, wówczas siła pochodząca od napięcia wstępnego sprężyny oraz siła wynikająca z ciśnienia paliwa dociskają kulkę zaworu iglicowego do gniazda. W tym stanie obwód zasilania paliwem jest odcięty od przewodu dolotowego. Gdy w cewce wtryskiwacza pojawi się impuls prądowy, wówczas powstaje pole elektromagnetyczne, które podnosi iglicę rozpylacza. Kulka unosi się w gnieździe zaworu i następuje wtrysk paliwa. Po wyłączeniu prądu wzbudzenia zawór iglicowy znów zostaje zamknięty siłą sprężyny i ciśnienia paliwa.

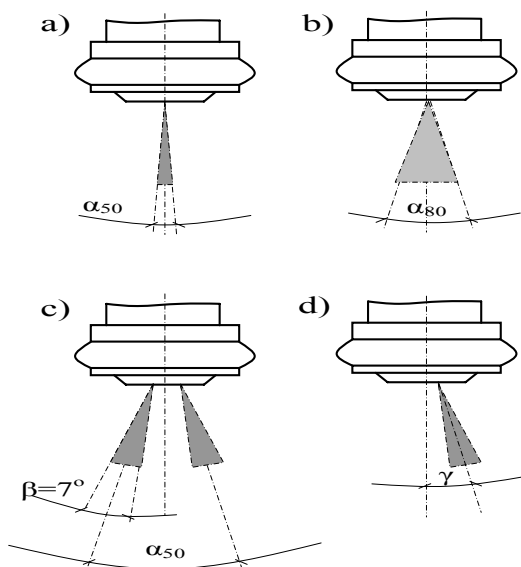
Wtryskiwana w jednostce czasu dawka paliwa jest określona:

- ciśnieniem paliwa w obwodzie zasilania;
- ciśnieniem powietrza w przewodzie dolotowym;
- kształtem strumienia wtryskiwanego paliwa.

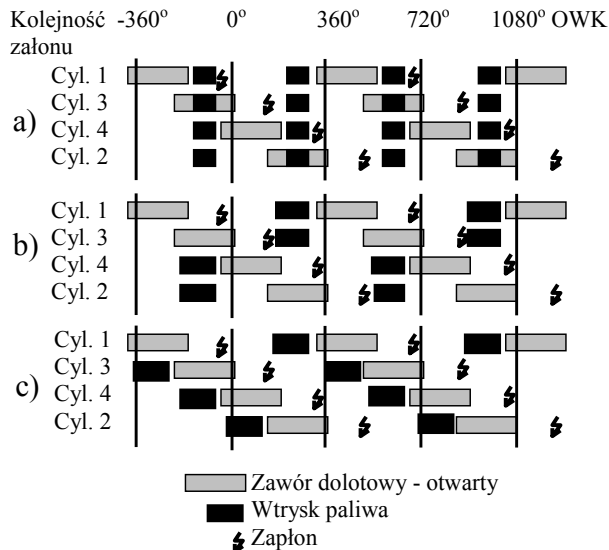
Efekty wytwarzania strumienia wtryskiwanego paliwa, tzn. kształt strumienia, kąt rozwarcia i wielkość kropli, bezpośrednio wpływają na jakość mieszanki palnej. Różne kształty przewodów dolotowych i głowic cylindrów wymagają różnych sposobów ukształtowania strumienia paliwa. W zależności od potrzeb wytwarza się różne strumienie paliwa (rysunek 2).

Chwila (odległość kątowna) wystąpienia początku wtrysku względem kąta położenia wału korbowego, oprócz prawidłowego czasu trwania wtrysku, jest kolejnym para-

metrem istotnym ze względu na optymalizację zużycia paliwa i jakość spalin. Zróżnicowanie zależy od zastosowanego rodzaju wtrysku (rysunek 3).



Rys. 2. Kształty strumienia paliwa strumienia paliwa: a – strumień iglicowy, b – strumień stożkowy, c – strumień podwójny, d – strumień odchylony o kąt γ , α_{80} – kąt rozwarcia zawierający 80% paliwa, α_{50} – kąt rozwarcia zawierający 50% paliwa, β – kąt rozwarcia zawierający 70% paliwa w każdym, ze strumieni, γ – kąt kierunkowy strumienia



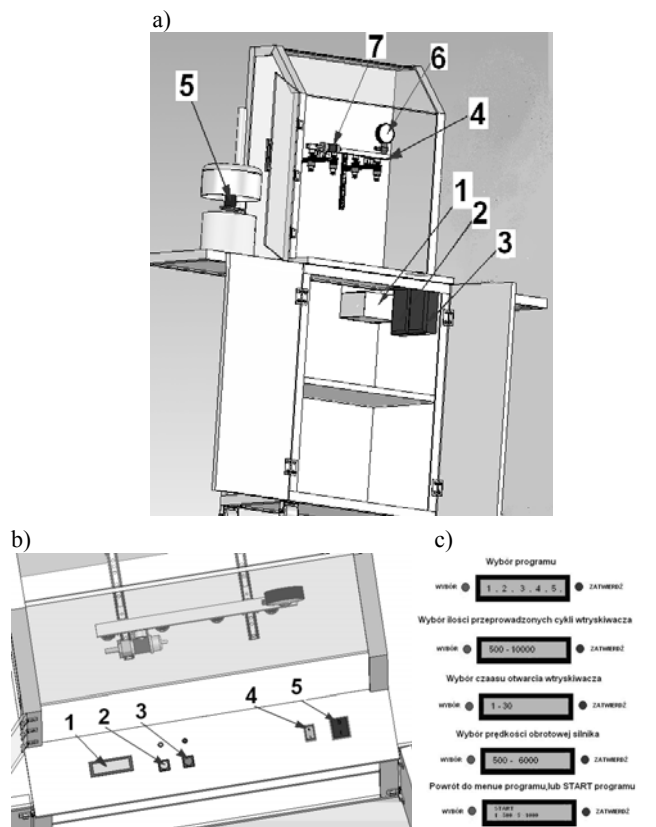
Rys. 3. Rodzaje pośredniego wielopunktowego wtrysku benzyny; a – jednoczesny, b – grupowy (symultaniczny), c – sekwencyjny

Nowe układy wielopunktowego pośredniego wtrysku benzyny umożliwiają wtrysk sekwencyjny lub zindywidualizowany dla poszczególnych cylindrów silnika.

Wtrysk indywidualny dla każdego cylindra oferuje największą swobodę sterowania. W porównaniu z wtryskiem sekwencyjnym ma on tę korzyść, że czas wtrysku można regulować osobno dla każdego cylindra, wyrównując w ten sposób nierównomierność np. napełnienia cylindrów.

2. METODYKA POMIARÓW

Istotą działania stanowiska jest zasymulowanie modułu sterowania silnikiem, który oryginalnie steruje częstotliwością i czasem otwarcia wtryskiwacza przez własny układ sterujący oparty o mikrokontroler. Wstępnie wykorzystano układ paliwowy silnika FSO CB 1600 wyposażonego w wielopunktowy układ wtryskowy (rysunek 4). Unifikacja, z jaką mamy do czynienia w przypadku układów wtryskowych pozwala na montaż dowolnych wtryskiwaczy firmy BOSCH i Delphi.

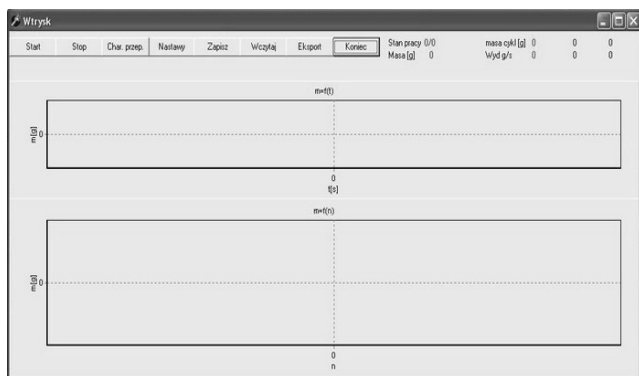


Rys. 4. Stanowisko do badań wtryskiwaczy z benzynowego układu zasilania silnika: a) widok ogólny: 1 – zasilacz, 2 – układ wzmacniający sygnał, 3 – układ sterujący wtryskami (sterownik), 4 – listwa wtryskowa, 5 – pompa paliwa, 6 – manometr ciśnienia, 7 – regulator ciśnienia; b) panel sterowania: 1 – wyświetlacz, 2 – przycisk wyboru programu, 3 – przycisk zatwierdzenia programu, 4 – włącznik zasilania pompy paliwa, 5 – włącznik zasilania stanowiska; c) sposób poruszania się po menu mikrokontrolera

Element wykonawczy w postaci wtryskiwacza elektromagnetycznego, który można poddać badaniu na zbudowanym stanowisku, dostarcza informacji na temat masy wtryskiwanego paliwa – wiąże się w tym bezpośrednio skład mieszaniny palnej w każdym z cylindrów, a co za tym idzie skład spalin. Dodatkowo możliwym jest ocena nierównomierności dawkowania paliwa poprzez porównanie zamontowanego kompletu wtryskiwaczy, jak też jakość rozpylania na podstawie zdjęć strugi.

W celu dokonania pomiarów bez ingerencji komputera napisano program sterujący wtryskiwaczami. Uruchamianie

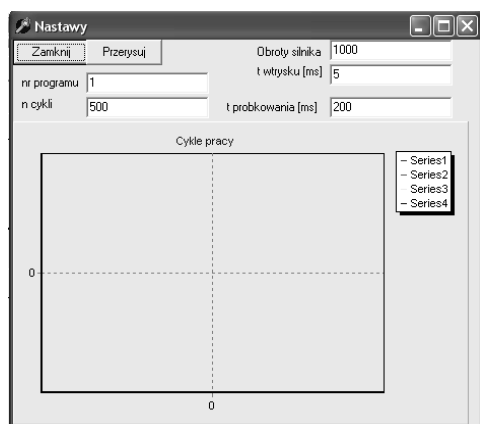
funkcji realizowane jest przez dwa przyciski umieszczone w panelu sterującym (rysunek 4b). Pierwszy przycisk pozwala na wybór programu, drugi zatwierdza wybraną funkcję.



Rys. 5. Widok panelu głównego

Program pozwala na ustawienie czasu otwarcia wtryskiwacza, liczbę cykli wtryskiwacza, ustawienie prędkości obrotowej silnika (częstotliwość dawkowania), wyboru badanego wtryskiwacza lub symulację pracy silnika dla wszystkich wtryskiwaczy (nr. programu 5). Na rysunku 4c przedstawiono sposób poruszania się po menu mikrokontrolera.

Program do realizacji sterowania wtryskiem i komunikacji z wagą jest zbudowany z kilku modułów do których mamy dostęp przez wejście na odpowiednią ikonę: Start, Stop, Charakterystyka przep., Nastawy, Zapisz, Wczytaj, Eksport, Koniec. Przycisk „Nastawy” umożliwia dostęp do wprowadzenia danych potrzebnych do przeprowadzenia pomiaru. Są to: czas wtrysku, ilość przeprowadzonych cykli, numer programu, prędkość obrotowa silnika, czas próbkowania.



Rys. 6. Widok okna „Nastawy”

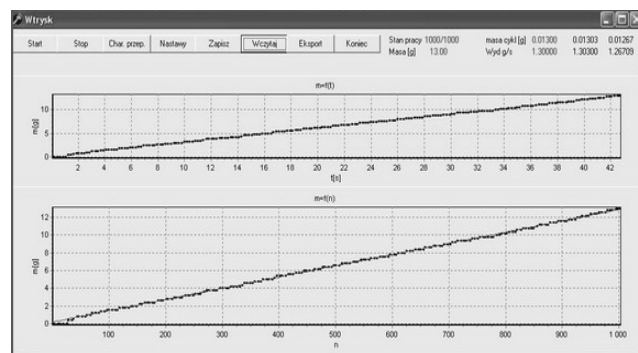
Próbkowanie mikrokontrolera (mc) jest to odstęp czasowy między kolejnymi punktami pomiarowymi. Próbkowanie pomiaru jest to liczba próbek (ilość punktów), które zarejestruje program.

Czas próbkowania i ilość punktów mają bezpośredni wpływ na długość całkowitego czasu rejestracji sygnału pobieranego z urządzenia mierzącego masę wtrysniętego

paliwa. Za pomocą ikony „Zapisz” mamy możliwość zapisania zarejestrowanych danych. Za pomocą ikony „Wczytaj” mamy możliwość odczytania zarejestrowanych danych.

Program wyznacza przebieg badania wtryskiwacza obciążając:

- masę wtrysniętego paliwa w funkcji czasu,
- masę wtrysniętego paliwa w funkcji przeprowadzonych cykli.



Rys. 7. Widok panelu głównego z wczytanymi danymi pomiaru

Wykorzystując algorytm, program odczytuje na bieżąco masę wtrysniętego paliwa (z wagi) i wylicza wydatek wtryskiwacza [g/s], jak również masę jednostkową paliwa [g] przypadającą na jeden cykl wtryskiwacza.

4. PODSUMOWANIE

Zbudowane stanowisko pozwala na badanie wtryskiwaczy z benzynowego układu zasilania, co pozwala na identyfikację ewentualnych usterek członów wykonawczych, jak też układu sterowania poprzez zastosowanie własnego układu sterowania pracą.

LITERATURA

1. **Bosch** (2000), *Sterowanie silników o zapłonie iskrowym – układy Motronic - Informatory techniczne*, WKiŁ, Warszawa;
2. **Kneba Z., Makowski S.** (2000), *Zasilanie i sterowanie silników*, WKiŁ, Warszawa;
3. *Poradniki Serwisowe*, 2000;
4. **Lengiewicz T.** (2006), *Projekt stanowiska do badań wtryskiwaczy z zapłonem iskrowym*, Praca magisterska, Politechnika Białostocka, Białystok.

THE STAND TO INVESTIGATIONS OF INJECTORS OF FUEL FROM PETROL SUPPLY

Abstract: The article presents to investigations of injectors the position with petrol arrangements the the power supply. The inappropriate work of injector, both under of quantity, as and it is effective the quality of injected fuel the unequal work of engine and the growth of emission of toxic components fumes. Therefore essential the possibility of delimitation of mass of injected fuel is in count on one cycle, as the delimitation the equableness of dosage also.

ANALIZA WŁAŚCIWOŚCI MATERIAŁÓW STOSOWANYCH NA PŁYTY FORM CEGŁY SILIKATOWEJ

Wojciech TARASIUK*, Bazyli KRUPICZ*

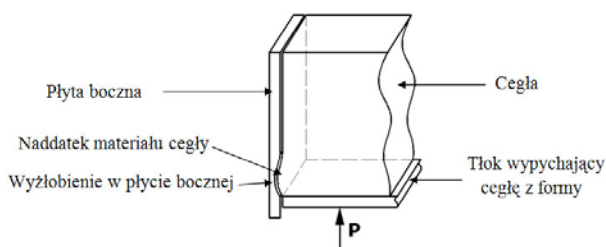
*Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

tarasiuk@pb.edu.pl, bazek@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono analizę właściwości materiałów stosowanych na płyty form cegły silikatowej. Badano płyty dwóch producentów. Na podstawie badań mikroskopowych określono mechanizm zużycia płyt. W procesie powstawania ubytków dominował proces bruzdowania i mikroskrawania. Na podstawie badań twardości rdzenia płyt i mikrotwardości ich warstwy powierzchniowej oraz składu chemicznego wysnuto wniosek, że obie płyty zostały wykonane z tej samej stali stopowej przeznaczonej do obróbki cieplno-chemicznej, którą wykonano w odmiennych warunkach dla obu płyt. Płyta zawierająca w warstwie powierzchniowej fazę z chromem charakteryzowała się zwiększoną mikrotwardością i w rezultacie większą odpornością na zużycie.

1. WPROWADZENIE

Proces wytwarzania cegieł silikatowych został ogłoszony przez W. Michaelita w 1880 roku (Skalamowski, 1973). Forma, nadająca finalny kształt produktu, składa się z korpusu i wymiennych płyt stykających się cyklicznie z formowanym materiałem. Płyty te, w porównaniu z innymi elementami oprzyrządowania technologicznego, ulegają szybkiemu zużyciu (Fukohori i inni, 2008; Wolfie, 1986). Polega ono na nierównomiernej utracie grubości na jej wysokości (rysunek 1). Zużycie płyt powoduje przestoje na linii produkcyjnej, potrzebne na wymianę oplytowania, a to generuje koszty produkcji. Ich zmniejszenie uzyskuje się poprzez obustronne wykorzystanie płyt oraz dobór materiału odpornego na zużycie ścierne.

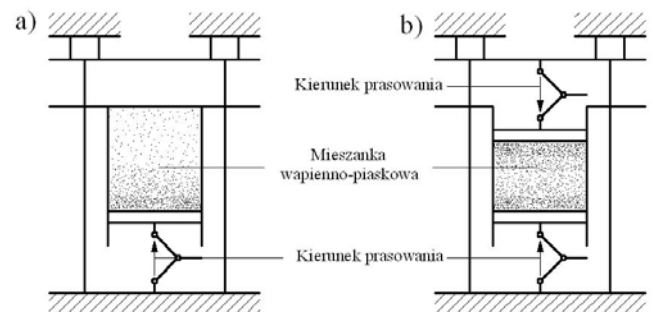


Rys.1. Schemat powstawania wady wyrobu (naddatek materiału) na skutek ściernego ubytku w płycie

Na rynku dostępne są wyroby różnych producentów. W niniejszej pracy dokonano analizy właściwości stosowanych płyt, charakteryzujących się różną prędkością zużycia. Analizę prowadzono na płytach zużytych. Były one wytworzone przez różnych producentów i pracowały do momentu, w którym zużycie powierzchni nie pozwalało na wykonanie produktu bez wad. Pierwszy zestaw oplytowania pracował w warunkach formowania jednostronnego (od dołu ku górze), tj. zagęszczanie mieszanki wapienno-

piaskowej następowało podczas ruchu tłoka wymuszanego kinematycznie.

Drugi zestaw oplytowania pracował w warunkach formowania dwustronnego na prasie hydraulicznej. Prasowanie mieszanki wapienno-piaskowej następowało jednocześnie z dołu i z góry. Oba rodzaje zagęszczania przedstawiono schematycznie na rysunku 2 (Wolfie, 1986).



Rys. 2. Zagęszczanie: a) jednostronne, b) dwustronne

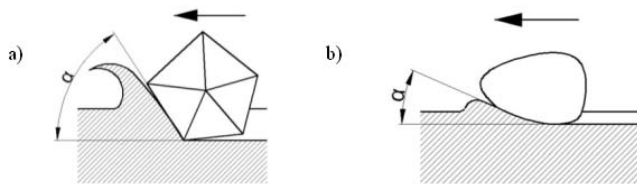
Zagęszczanie jednostronne jest technologicznie prostszym procesem. Jego wadą jest natomiast nierównomierne zagęszczanie mieszanki (Tarasiuk i Krupicz, 2008). Skutkuje to tym że na wysokości prasowanego wyrobu jest różna gęstość, wytrzymałość na ściskanie oraz chłonność wody. Obustronne zagęszczanie jest technologicznie bardziej złożone od zagęszczania jednostronnego, lecz pozwala na uzyskanie lepszej jednorodności właściwości wyrobu w całej masie.

W dalszej części artykułu będą używane określenia *plyta 1* i *plyta 2*. *Plyta 1* – jest to fragment oplytowania pracującego na prasie hydraulicznej z obustronnym zagęszczaniem. Materiał, z którego wykonano oplytowanie nie jest znany. *Plyta 2* – jest to fragment oplytowania pracującego na prasie z jednostronnym zagęszczaniem. Materiał użyty na oplytowanie to stal 20HG poddana nawęglaniu, harto-

waniu i niskiemu odpuszczaniu. Płyty po obróbce cieplno-chemicznej ulegają deformacji, stąd w celu uzyskania gładkiej płaszczyzny są poddawane szlifowaniu. Prędkość zużycia opłytowania 1 jest dwukrotnie mniejsza od opłytowania 2.

2. MECHANIZM ZUŻYCIA PŁYT

Podczas zagęszczania mieszanki wapienno-piaskowej w formie, następuje przemieszczanie się składników mieszanki zróżnicowane na wysokości formy. Większemu zagęszczeniu mieszanki towarzyszy większy nacisk na ścianki boczne płyt, a to w warunkach ruchu wywołuje siłę tarcia adekwatną do wywołanej siły nacisku normalnego do płyt formy (Fukohori i inni, 2008; Tarasiuk i Krupicz, 2008). Należy przypuszczać, że przesuwające się ziarna piasku po płycie formy, w warunkach tarcia z udziałem dużych nacisków, będą pozostawiały ślady w postaci plastycznie odkształconych torów ruchu tych ziaren. Aby móc określić rodzaj uszkodzeń powierzchni płyty poddano ją badaniom mikroskopowym na mikroskopie optycznym i skaningowym. W obu przypadkach mogliśmy zaobserwować charakterystyczne rysy, które wskazywały na ścierny charakter uszkodzeń. Dominują tutaj dwa mechanizmy tj., mikroskrawanie i bruzdowanie (Wawrowski, 1993). Ich schemat pokazano na rysunku 3.

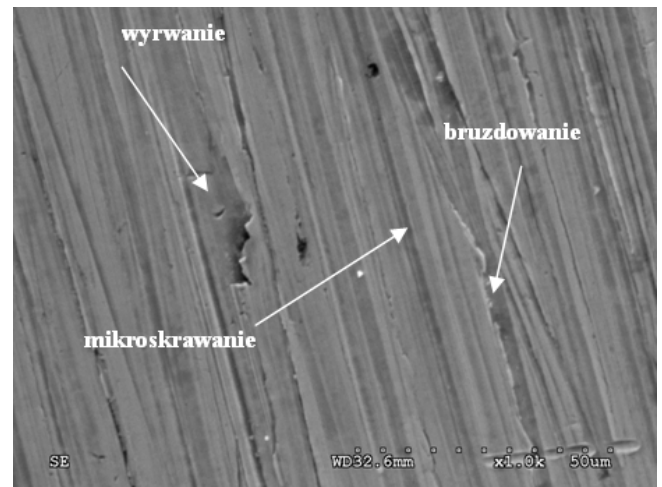


Rys. 3. Schemat przebiegu zużycia ściernego: a) ostre krawędzie ziarna i duży kąt α – mikroskrawanie, b) owalny kształt ziarna i mały kąt α – bruzdowanie.

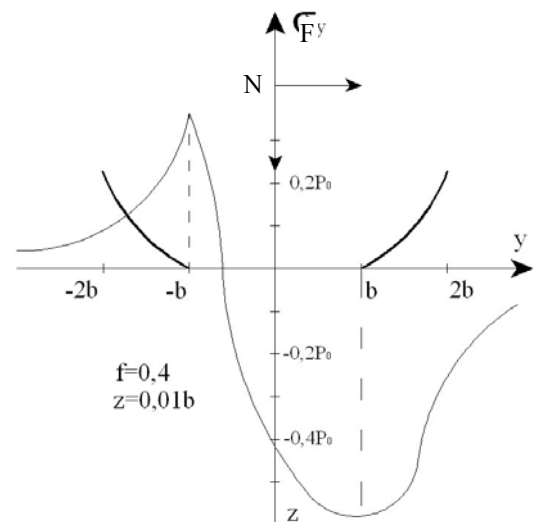
Mikroskrawanie wywołują ziarna piasku posiadające ostre krawędzie i duży kąt „spływu” wióra – α , oraz ziarna o kształcie kulistym, ale charakteryzujące się dużym kątem α . Ziarna o owalnych kształtach i małym kącie α , będą powodowały bruzdowanie.

Proces bruzdowania odbywa się w warunkach rozciągania warstwy wierzchniej w tylnej części śladu kontaktu ziarna zagęszczanej mieszaniny z płytą. Proces ten powoduje więc odkształcenia plastyczne warstwy wierzchniej. Ruch kolejnych cząstek po tym samym torze i przy odpowiednio dużych naciskach, powoduje wyczerpanie się możliwości odkształceń plastycznych. Dochodzi wówczas do przekroczenia wytrzymałości materiału na rozciąganie, co powoduje pęknięcia warstwy wierzchniej ukierunkowane poprzecznie do kierunku ruchu ziaren oraz odrywanie cząstek materiału płyty. Jeżeli podczas prasowania wystąpi dostatecznie duża siła docisku ziaren do płyty, to może od razu dojść do oderwania części materiału. Na rysunku 4 można zaobserwować ślady mikroskrawania i bruzdowania oraz miejsca gdzie nastąpiło oderwanie cząstek. Rozkład naprężeń rozciągających σ_y , wzdłuż linii kontaktu cząstki

cylindrycznej z półpłaszczyzną, na głębokości $z = 0,1b$ i współczynnika tarcia $f = 0,4$, przy jednoczesnym działaniu obciążeń normalnych i stycznych, przedstawiono na rysunku 5 (Богданович і Прушак, 1999).



Rys. 4. Powierzchnia zużytej płyty pod mikroskopem skaningowym; powiększenie x 1000



Rys. 5. Rozkład naprężeń σ_y wzdłuż linii kontaktu cząstki cylindrycznej z półpłaszczyzną

3. TWARDOŚĆ I MIKROTWARDOŚĆ

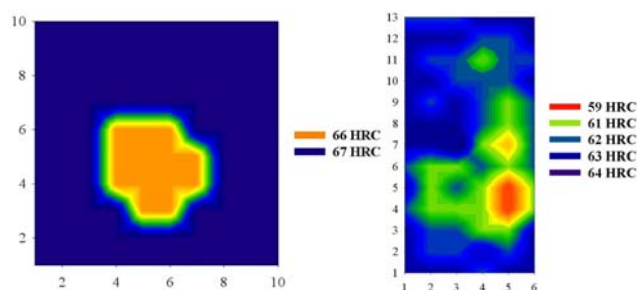
Twardość materiału jest istotnym parametrem wpływającym na prędkość zużycia ściernego. Ponieważ stwierdzono różną prędkość zużywania się płyt przy jednostronnym (1) i dwustronnym (2) prasowaniu, było więc zasadnym zbadać twardość i mikrotwardość powierzchni płyt oraz twardość ich rdzenia. Wyniki pomiarów twardości rdzenia i warstwy powierzchniowej metodą Rockwella przedstawiono w tabeli 1.

Średnia twardość warstwy powierzchniowej obliczono na podstawie 30 pomiarów twardości wykonanych w miejscach, które nie wykazywały charakterystycznych rys w miejscach zużycia (rysunek 4).

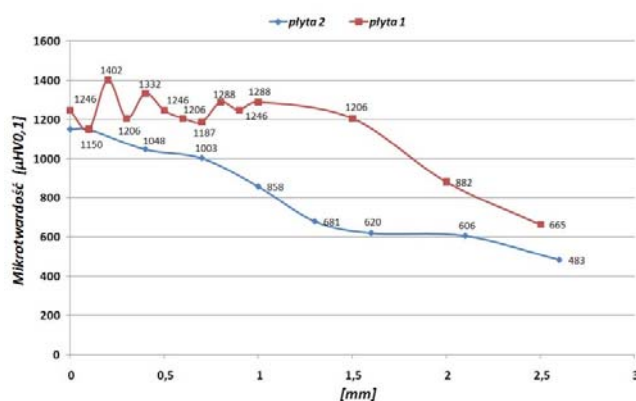
Tabela 1. Twardość powierzchni oraz rdzenia

	Płyta 1	Płyta 2
Średnia twardość powierzchni w miejscu nie wskazującym zużycia	67 HRC	63 HRC
Twardość powierzchni w miejscu zużycia	66 HRC	59 HRC
Średnia twardość rdzenia	44 HRC	44 HRC

Twardość rdzenia określono na przekroju poprzecznym płyty. Próbkę do badań wycinano strumieniem wody i piasku oraz szlifowano. Na rysunku 6 przedstawiono mapy twardości wygenerowane za pomocą programu SigmaPlot. Powierzchnia w ciemnym kolorze charakteryzuje się największą twardością, natomiast miejsca jasne są miejscami największego zużycia. Rozkład twardości płyty 1 o wymiarach 250X250 mm był równomierny na całej powierzchni. W miejscach zużycia obserwowano nieznaczny spadek twardości. W płycie 2, o wymiarach 120X250, występuje natomiast duży spadek twardości w miejscu zużycia. Wskazuje to na zbyt małą grubość warstwy ulepszonej cieplnie.

**Rys. 6.** Mapy twardości: a) płyta 1, b) płyta 2

Pomiar mikrotwardości na grubości warstwy wierzchniej płyt 1 i 2 wykonano metodą Vickersa. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 7. Analiza wyników pomiarów mikrotwardości wykazuje różnice właściwości obu płyt.

**Rys. 7.** Zestawienie mikrotwardości warstwy wierzchniej płyt 1 i płyty 2

W płycie 1, wysoka mikrotwardość na poziomie 1300 $\mu\text{HV}_{0,1}$, utrzymuje się do głębokości około 1mm. Na głębokości powyżej 1mm mikrotwardość systematycznie spada, osiągając wartość 665 $\mu\text{HV}_{0,1}$ na głębokości 2,5mm.

W płycie 2, do głębokości około 0,2mm, utrzymuje się twardość na poziomie 1100 $\mu\text{HV}_{0,1}$. Głębiej mikrotwardość systematycznie spada i osiąga wartość około 500 $\mu\text{HV}_{0,1}$ na głębokości 2,5mm.

Porównując twardości rdzenia obu płyt wynika, że są one identyczne (tabela 1). Można więc przypuszczać, że do produkcji płyt użyto stali o jednakowym gatunku (Dobrzański, 2004). Różnice w twardościach warstwy powierzchniowej w miejscach nie wskazujących na zużycie oraz w miejscach zużycia, pozwalają przypuszczać, że zastosowano różny rodzaj obróbki cieplno-chemicznej lub różne parametry stosowane dla tej obróbki. Uzyskiwana twardość w warstwie powierzchniowej i jej wysokość wskazuje, że płyty były poddawane zabiegowi nawęglania i hartowania.

4. SKŁAD CHEMICZNY

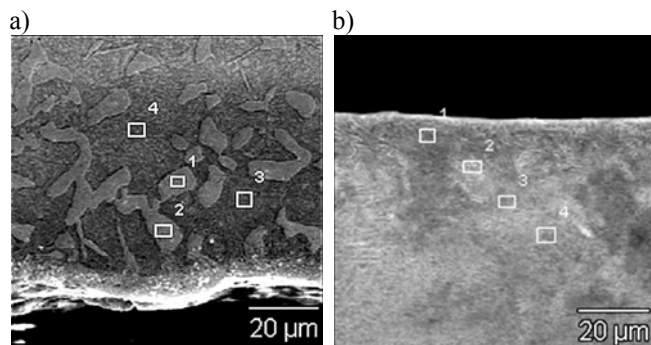
Próbki płyt 1 i 2 poddano badaniom na mikroskopie skaningowym. Analizy wyników prób prowadzą do wniosku, że nie można wiarygodnie ocenić ilości węgla oraz pierwiastków emitujących słabe widmo. Dlatego po przeprowadzeniu wstępnych badań, jako charakterystyczne pierwiastki przyjęto chrom i mangan. Zbadano zawartość tych pierwiastków w różnych punktach warstwy wierzchniej oraz na określonym obszarze rdzenia. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 2. Na rysunku 8 przedstawiono rozmieszczenie punktów w przekroju próbki, w których dokonano pomiaru zawartości chromu i manganu.

Tabela 2. Zawartość % chromu i manganu w badanych próbkach

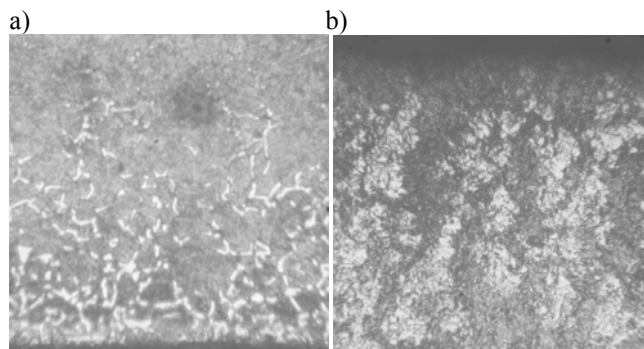
	Płyta 1	Płyta 2
Średnia zawartość Cr (rdzeń)	1,25 %	1,08 %
Średnia zawartość Mn (rdzeń)	2,26 %	1,69 %
Brzeg próbki – zawartość Cr (punktowa)		
1.	2,59 %	0,58 %
2.	2,19 %	1,04 %
3.	0,48 %	0,96 %
4.	1,01 %	0,92 %
Brzeg próbki – zawartość Mn (punktowa)		
1.	1,26 %	-
2.	-	0,94 %
3.	-	0,97 %
4.	1,07 %	0,90 %

Zawartość pierwiastków chromu i manganu (tabela 2) w badanej stali sugeruje, że na opłytowanie form użyto stali stopowej do nawęglania. Są to stale zawierające w oznaczeniu literki H (chrom) i G (mangan). Zawartość chromu w stali wpływa na zwiększenie takich właściwości jak: twardość, wytrzymałość, granica plastyczności. Poprawia również węglotwórczość (Dobrzański, 2004). Stwierdzono zwiększoną zawartość chromu w punkcie 1 i 2 warstwy powierzchniowej płyty 1 (jasne pola) i obniżoną zawartość chromu w punktach 3 i 4 (szary obszar). Wskazuje to na segregację tego pierwiastka. Na skutek obróbki cieplno-chemicznej mogły się utworzyć węgliki chromu, które podniosły twardość i w następstwie odporność na ścieranie.

Zarówno chrom jak i mangan wpływają na poprawę hartowności stali. W *plycie 2* nie zaobserwowaliśmy tak dużego rozrzutu ilości chromu w poszczególnych punktach. W *plycie 1* wyraźnie widoczna jest nowa faza, która na zdjęciu widoczna jest w postaci białych obszarów. Faza ta występuje tylko w warstwie wierzchniej i zanika na pewnej głębokości. W *plycie 2* takiej fazy nie ma, natomiast struktura warstwy wierzchniej i rdzenia jest bardzo podobna. Możemy to zaobserwować na rysunku 9.



Rys. 8. Rozmieszczenie punktów w przekroju próbki, w których dokonano pomiaru zawartości chromu i manganu a) płyta 1, b) płyta 2



Rys. 8. Struktury warstwy wierzchniej: a) płyty 1, b) płyty 2, powiększenie x 250

5. WNIOSKI

- ślady zużycia płyt wskazują, że ma ono ścierny charakter;
- twardość rdzenia płyt i ich skład chemiczny wskazuje, że są one wykonane z tego samego gatunku stali stopowej do nawęglania;
- różnica w twardości i grubości warstwy wierzchniej płyty 1 i 2 może być efektem odmiennej obróbki cieplno-chemicznej każdej z nich.

LITERATURA

1. **Dini D., Sackfield A., Hills D. A.** (2008), An axi-symmetric Hertzian Contact subject to cyclic shear and severe wear, *Wear* Vol. 265, 1918-1922.
2. **Dobrzański A. L.** (2004) *Metalowe materiały inżynierskie*, PWN, Warszawa.
3. **Fukahori Y., Liang H., Busfield J. J. C.**, (2008), Criteria for crack initiation during rubber abrasion, *Wear*, Vol. 265, 387-395.
4. **Lawrowski Z.** (1993), *Tribologia, tarcie, zużywanie i smarowanie*, PWN, Warszawa.
5. **Skalamowski W.** (1973), *Technologia materiałów budowlanych*, tom II, Arkady, Warszawa.
6. **Tarasiuk W., Krupicz B.** (2008) Analiza zużycia płyt formy cegły wapienno – piaskowej, *Tribologia*, nr 4.
7. **Wolfke S.** (1986), *Technologia wyrobów wapienno-piaskowych*, Arkady, Warszawa.
8. **Богданович П. Н., Прушак В. Я.**, (1999), *Трение и износ в машинах*, Издательство Высшейшая школа, Минск.

ANALYSIS OF MATERIALS OF PLATES FORMING THE LIME-SAND BRICK MOULD

Abstract: The analysis of properties of the materials used to prepare the plates lime brick form was presented. The plates produced by two different companies were studied. Based on micrography, the mechanism of plate wear was described. During the process of material loss, processes of furrowing and micro-cutting dominated. After the study of plate core hardness, its surface micro-hardness and chemical constitution it was concluded that both plates were made of this same alloy steel used for heat-chemical treatment, which was carried out in different conditions for those plates. The plate which contained a phase with chromium in its surface layer was characterized by increased micro-hardness resulting in higher resistance to wear.

Badania wykonano w ramach pracy własnej W/WM/4/07.

ZJAWISKA KOROZYJNE I TERMICZNE WYSTĘPUJĄCE PODCZAS TESTÓW TRWAŁOŚCIOWYCH KÓŁ POJAZDÓW WOLNOBIEŻNYCH

**Piotr TARASIUK*, Krzysztof MOLSKI*, Tomasz KOZIOLKIEWICZ*, Adam ADAMOWICZ*,
Andrzej SZYMANIUK, Barbara FUNKOWSKA***

*Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

taras_p@o2.pl, kmolski@pb.edu.pl, kot@pb.edu.pl, adamow@pb.edu.pl, and.szy@gazeta.pl, funkowska@wp.pl

Streszczenie: Praca dotyczy badania zjawisk korozyjnych i termicznych występujących w czasie prowadzenia stanowiskowych testów trwałościowych kół pojazdów wolnobieżnych oraz określenia ich wpływu na wytrzymałość zmęczeniową konstrukcji. Omówiono zjawisko przyspieszonego, intensywnego korodowania obręczy kół, wyjaśniono przyczyny pojawiania się korozji w charakterystycznych miejscach konstrukcji oraz podano sposoby zapobiegania jej występowaniu. Efekty termiczne, w postaci pól temperatury powstających w kole w czasie badań, rejestrowano za pomocą kamery termowizyjnej. Technika ta umożliwiła przeprowadzenie dokładnej analizy pól temperatury w stanie ustalonym i nieustalonym oraz pomogła wyjaśnić przyczyny powstawania procesów korozyjnych ujawniających się podczas prowadzenia stanowiskowych badań trwałościowych kół.

1. WPROWADZENIE

Koła jezdne pojazdów wolnobieżnych poddane są w czasie eksploatacji zmiennym obciążeniu, które mogą powodować ich uszkodzenie. Dotyczy to głównie metalowej obręczy, gdzie zwykle pojawiają się pęknięcia zmęczeniowe powodujące utratę szczelności i spadek ciśnienia w kole wyposażonym w bezdętkową oponę. Obowiązujące przepisy wymagają od producentów kół przeprowadzenia specjalistycznych badań trwałościowych swoich wyrobów, które powinny potwierdzić ich właściwą jakość. Badania doświadczalne wybranych losowo kół (full scale testing) realizowane są na specjalnej maszynie bieżnej o regulowanej sile docisku koła do bieżni, z zachowaniem odpowiedniej prędkości obrotowej (PN-S-91240-03:1993, E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505, 2008). O wielkości i charakterze obciążeń zadawanych w czasie badań trwałościowych decyduje zarówno średnica bębna maszyny bieżnej, jak i inne szczegółowe wymagania stawiane przez odbiorców produkowanych kół i opon (Mitas Agricultural Data book 2007, PN-S-91240-03:1993, Szymaniuk, 2007). Procedury badawcze są jasno określone i ogólnie polegają na napompowaniu koła do ciśnienia nominalnego i obciążeniu go zadaną siłą promieniową, dociskającą koło do obracającej się bieżni. Po pewnym czasie i liczbie cykli zmian obciążenia, wyrażonej ilości obrotów obciążonego koła, następuje zwykle spadek ciśnienia w oponie spowodowany ucieczką powietrza przez powstające w obręczy pęknięcia zmęczeniowe, co jest równoznaczne z zakończeniem testu.

Prowadzone w ten sposób badania doświadczalne są z założenia przyspieszonymi badaniami niszczącymi, przebiegającymi przy względnie wysokim obciążeniu, zbliżonym w krańcowym przypadku do nośności opony. Chociaż przebieg każdego testu stanowiskowego znacząco różni się pod względem wartości, kierunku i częstotliwości zadawanego obciążenia od rzeczywistych obciążeń eksploatacyj-

nych koła jezdne, to przyjęty system badań podyktowany jest względami ekonomicznymi i umożliwia względnie szybką, porównawczą ocenę jakości produktu.

Koła przeznaczone do badań trwałościowych różnią się od kół handlowych brakiem wszelkich powłok zabezpieczających materiał obręczy z zewnątrz i od wewnątrz przed oddziaływaniem środowiska. Dzięki temu możliwa jest łatwa wzrokowa lokalizacja miejsc powstawania pęknięć oraz kontrola procesu pęknięcia zmęczeniowego materiału, czyli położenia „potencjalnego najsłabszego ogniw trwałościowego” w badanej konstrukcji. Poza tym wyniki badań nie są zakłócone obecnością dodatkowej warstwy materiału, który należałoby kontrolować pod względem jakościowym i ponosić koszty jego nakładania i suszenia, co przy badaniach niszczących kół byłoby ekonomicznie nieuzasadnione.

W czasie stanowiskowych badań trwałościowych nowej serii kół jezdnych typu 9x15,3 o zmienionej konstrukcji tarczy stwierdzono, na wewnętrznej stronie stalowej obręczy, obecność wyraźnego pasma korozji, która nie występowała wcześniej w innych badanych kołach tego typu.

Celem pracy jest wyjaśnienie przyczyn powstawania korozji w czasie badań, ustalenie jej ewentualnego wpływu na trwałość zmęczeniową badanych kół oraz zaproponowanie metod ograniczających jej występowanie.

2. ZJAWISKA TOWARZYSZĄCE BADANIOM TRWAŁOŚCIOWYM KÓŁ

2.1. Przebieg badań

Na stanowisku badawczym, przedstawionym na rysunku 1, przeprowadzono badania trwałościowe kół 9x15,3 o ulepszonej konstrukcji tarczy (zmienionej sztywności). Przed przystąpieniem do badań trwałościowych koło zostało napompowane do ciśnienia nominalnego powietrzem

pochodzącym z ogólnozakładowej sieci pneumatycznej firmy Pronar, a następnie zamocowane poziomo w głowicy badawczej, za pośrednictwem której zadawana jest odpowiednia siła dociskająca je do obrotowej bieżni o średnicy 2400 mm. Prędkość obwodowa bieżni w czasie badań wynosiła 40 km/godz.



Rys. 1. Maszyna bieżni z badanym kołem zamocowanym w pozycji horyzontalnej

Badania doświadczalne prowadzono w jednozmianowym systemie pracy. Oznacza to, że dzienny cykl badawczy trwał nieprzerwanie około 8 godzin, po czym następowała przerwa w badaniach na kolejnych 16 godzin. Ponieważ badane nowe koła charakteryzowały się dobrą jakością i wysoką trwałością zmęczeniową, nie ulegały one uszkodzeniom zmęczeniowym pomimo przeniesienia ponad trzech milionów cykli obciążenia, co odpowiadało kilkutygodniowemu okresowi badania każdej sztuki. W przypadku wcześniejszych konstrukcji kół trwałość zmęczeniowa była około trzykrotnie niższa.

2.2. Zjawiska korozyjne

Badania przerwano po osiągnięciu 3200 tysięcy cykli obciążenia. Po zdjęciu opony stwierdzono na wewnętrznej powierzchni koła obecność szerokiego pasma korozji położonego obwodowo wzdłuż środkowej i górnej części obręczy (rysunek 2a). Podobne zjawisko nie występowało wcześniej przy badaniach takiego samego typu kół różniących się od obecnych jedynie konstrukcją tarczy.

W poszukiwaniu przyczyn i warunków powstawania zjawisk korozyjnych wewnątrz koła, przeprowadzono badania stanowiskowe kolejnego egzemplarza. Po okresie 9 – 10 dni badań, w czasie których obciążone koło wykonało ponad 1600 tysięcy obrotów, stwierdzono, po zdjęciu opony, wąskie pasmo korozji zlokalizowane w środkowej części przetłoczenia obręczy (rysunek 2b)) w miejscu płózenia strefy wpływu ciepła powstałej w procesie spawania obu metalowych części koła, wyraźnie widocznej na wewnętrznej powierzchni obręczy po przeciwnej stronie spoiny. Ze względu na wcześniejszą obecność czynników chemicznych na powierzchni tłoczonych blachy oraz występowanie silnego źródła ciepła w czasie spawania, założono hipotetyczne istnienie zmian w strukturze materiału w strefie wpływu ciepła, będących potencjalną przyczyną zwiększonej podatności korozyjnej materiału.



a)



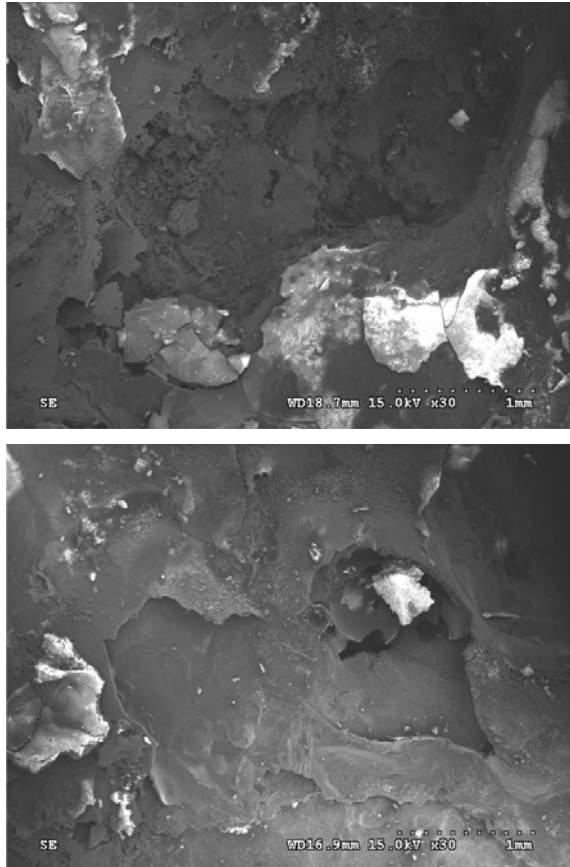
b)

Rys. 2. Pasma korozji w górnej a) oraz środkowej b) części obręczy, zauważone po zdjęciu opony z badanego koła

Pobrano próbki materiału obręczy ze strefy wpływu ciepła z ogniskami korozji i poddano je analizie mikroskopowej oraz badaniom składu chemicznego przy użyciu skaningowego mikroskopu elektronowego. W badaniu nie stwierdzono istotnych różnic w składzie chemicznym materiału w stosunku do wymagań normatywnych, ani do składu wyszczególnionego w karcie katalogowej materiału, załączonej przez producenta stali użytej do wyrobu obręczy (PN-EN 10111:2008, PN-EN 10139:2001). Nie zauważono również istotnych zmian strukturalnych materiału ani róż-

nic w składzie chemicznym w odniesieniu do materiału rodzimego.

Na rysunku 3 przedstawiono zdjęcia obszaru objętego korozją, wykonane za pomocą mikroskopu skaningowego przy 30-krotnym powiększeniu. Widoczne są charakterystyczne ciemne „łuski” korozji, uniesione ponad pierwotną powierzchnię obręczy, oraz jaśniejsze miejsca nieskorodowanej stali odpowiadające powierzchni pierwotnej.



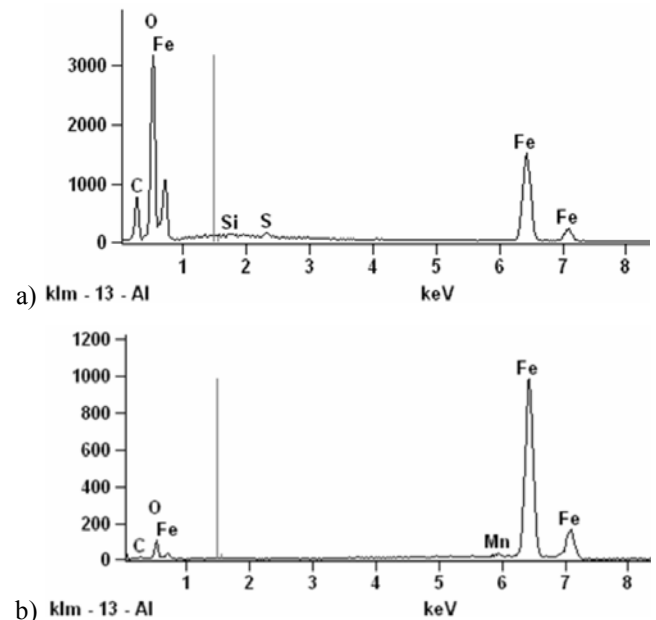
Rys. 3. Widok mikroskopowy obszarów korozji przy powiększeniu 30-krotnym – widoczne są charakterystyczne ciemne „łuski” korozji oraz jaśniejsze miejsca stali nie objętej korozją



Rys. 4. Ogniska korozyjne w przetłoczeniu obręczy. Na podstawie cech charakterystycznych zakwalifikowano ją jako korozję tlenkową

Analiza wizualna powstałych ognisk korozyjnych, przedstawionych na rysunku 4, pozwoliła zakwalifikować korozję jako tlenkową, ze względu na charakterystyczną brunatną barwę, kształt i formę obszaru skorodowanego.

Kwalifikację taką potwierdziła analiza spektralna wykonana za pomocą elektronowego mikroskopu skaningowego. Wyniki tej analizy dla obszaru pochodzącego ze strefy korozji oraz dla materiału pozbawionego korozji, przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Porównanie składu chemicznego strefy skorodowanej a) i nieskorodowanego b) materiału obręczy, otrzymane metodą spektroskopii elektronowej

Wyniki przeprowadzonych badań dowiodły, że przyjęte wcześniej założenie łączące zjawisko korozji ze zmianami strukturalnymi materiału obręczy okazało się błędne. Przyczyna powstałej korozji musiała leżeć gdzie indziej i była niezależna od struktury i składu chemicznego materiału.

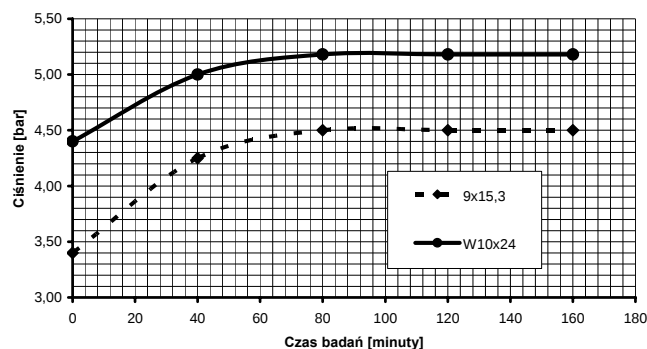
2.3. Zjawiska termiczne

W czasie prowadzenia stanowiskowych badań trwałościowych różnych typów kół, niezależnie od konstrukcji i rodzaju opony, zawsze występuje wzrost ich temperatury. Pomiary ciśnienia powietrza w oponach, zarówno badanego obecnie koła 9x15,3 jak i badanego równolegle koła typu W10x24 o innej wielkości i zarysie obręczy, wykazały stopniowy wzrost spowodowany nagrzewaniem. Ciśnienie stabilizowało się po upływie około 80 minut od rozpoczęcia badań, po osiągnięciu wartości maksymalnej wyższej o 0.08MPa do 0.11MPa od ciśnienia nominalnego. Przyrost ciśnienia zależał od rodzaju koła, typu użytego ogumienia, temperatury otoczenia, wielkości obciążenia oraz prędkości obrotowej koła (Luchini, 2000). Zmierzone w czasie badań trwałościowych wartości ciśnienia powietrza w dwóch rodzajach kół typu 9x15,3 i W10x24, przedstawiono na rysunku 6.

Wyniki pomiarów ciśnienia wskazywały, że wzrost temperatury w czasie badań stanowiskowych powoduje zmianę ciśnienia wewnątrz koła, co wpływa nie tylko

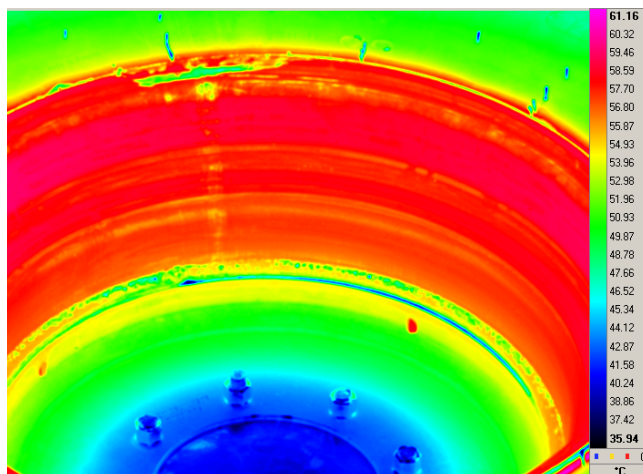
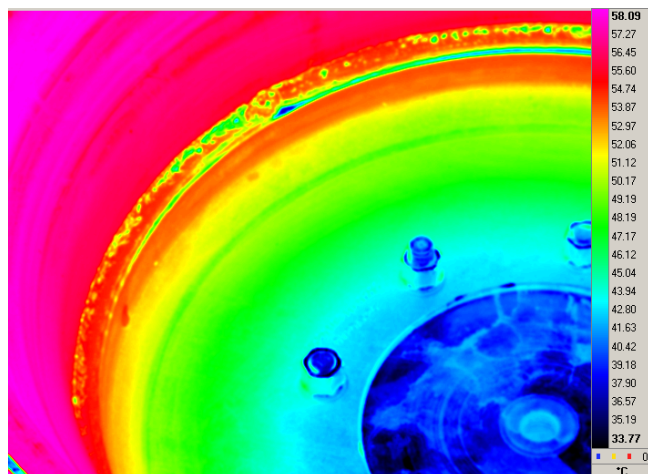
na wartość obciążeń działających na obręcz, ale również na redystrybucję sił na brzegach obręczy w strefie styku ze stopką opony i spowodowane jest zmianą podatności samej opony (Tarasiuk i inni, 2008). W efekcie zmienia się w sposób ilościowy i jakościowy rozkład naprężeń w metalowej części koła.

W celu dokładniejszego określenia zmian temperatury w kole podczas badań stanowiskowych oraz wyznaczenia jej wartości w poszczególnych miejscach koła, zastosowano metodę termowizyjną. Za pomocą kamery termowizyjnej typu Cedis Titanium 56⁰M rejestrowano obrazy emisji fal termicznych na powierzchni koła w różnych fazach badań trwałościowych. Stwierdzono znaczne nagrzewanie się poszczególnych elementów koła oraz występowanie różnych wartości temperatury maksymalnej odpowiadającej warunkom ustalonego przepływu ciepła w poszczególnych obszarach. Najwyższą temperaturę (około 62°C) zawsze osiągała opona, a najniższą (około 34°C) wewnętrzna część tarczy koła, w miejscach połączenia śrubowego z głowicą.



Rys. 6. Przebiegi zmian ciśnienia powietrza w dwóch różnych typach kół, w funkcji czasu od rozpoczęcia badań stanowiskowych

Przykładowe obrazy pól temperatury zarejestrowane w czasie badań, przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Obrazy izoterm badanego koła 9x15,3 po 90 minutach badań (stan ustalony) – widoczny jest promieniowy gradient temperatury wynikający z obwodowego kształtu izoterm, od najcieplejszej opony do najchłodniejszej tarczy w miejscu mocowania

3. OMÓWIENIE UZYSKANYCH WYNIKÓW

Na rysunkach 7a i b widoczny jest gradient temperatury, występujący w okolicach połączenia tarczy z obręczą koła oraz przetłoczenia (wygięcia) obręczy. Z punktu widzenia termomechaniki, tarcza koła pełni rolę chłodzącego żebra i powoduje lokalne obniżenie temperatury obręczy w miejscu ich wzajemnego połączenia. W strefie tej, po zatrzymaniu maszyny bieżnej, panują najkorzystniejsze warunki do szybkiego obniżenia temperatury, co powinno powodować zlokalizowaną kondensację pary wodnej znajdującej się w powietrzu wewnątrz koła.

Potwierdzenie powyższej hipotezy wymagało przeprowadzenia dodatkowych pomiarów i obliczeń warunków wystąpienia punktu rosy w badanym kole napompowanym powietrzem do ciśnienia nominalnego. Do pomiarów wilgotności powietrza zastosowano metodę psychometryczną. Po zmierzeniu temperatury powietrza używanego do pompowania koła, za pomocą termometru suchego i mokrego, wyznaczono wilgotność względną powietrza z wykresu Moliera oraz obliczono ilość zawartej w nim wilgoci

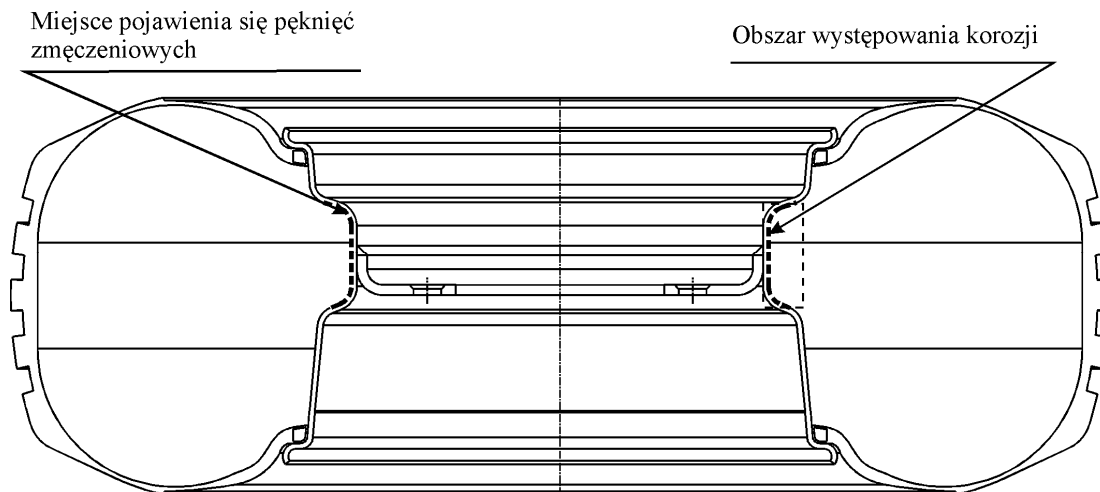
(0.0123kg wody/kg suchego powietrza). Następnie wyznaczono temperaturę punktu rosy, wynoszącą około 46°C, dla warunków panujących wewnątrz koła. Wartość ta jest bliska temperaturze tarczy koła w pobliżu miejsca jej połączenia z obręczą, zmierzonej w czasie badań stanowiskowych (rysunek 7). Oznacza to, że w krótkim czasie po zatrzymaniu maszyny bieżnej zachodzą wewnątrz koła, w miejscu mocowania tarczy, warunki umożliwiające zlokalizowaną kondensację wilgoci. Oznacza to, że skroplona na wąskim obszarze wilgoć, w obecności tlenu znajdującego się w napompowanym kole, sprzyja powstawaniu ognisk korozyjnych. W czasie ponownego nagrzewania się koła w kolejnym dniu badań, następuje odparowanie wilgoci ze ścianki obręczy, poprzedzające kolejną fazę kondensacji pary w czasie stygnięcia koła. Proces ten zachodzi w każdym cyklu termicznym odpowiadającym jednemu dniu badań i związany jest z okresowym nagrzewaniem i stygnięciem badanego elementu. Wysoka jakość zmienionego konstrukcyjnie koła i brak pęknięć zmęczeniowych sprawiły, że możliwe stało się zrealizowanie kilkudziesięciu cykli termicznych potęgujących efekty korozyjne w środkowej części obręczy. Badane wcześniej koła typu 9x15,3 o innej

konstrukcji tarczy miały wielokrotnie niższą trwałość i pękały znacznie wcześniej, dlatego omawiane zjawiska korozyjne nie mogły się w nich ujawnić z powodu zbyt małej liczby cykli termicznych. Pokrywanie się obszaru powstawania korozji ze strefą wpływu ciepła, utworzoną podczas spawania tarczy z obręczą, wynika z korzystniejszych warunków stygnięcia tego miejsca po zatrzymaniu maszyny bieżnej, a nie ze zmian strukturalnych czy chemicznych materiału spowodowanych spawaniem, ułatwiających korozję.

Stwierdzone występowanie większej strefy korozji w górnej części obręczy niż w dolnej, spowodowane jest poziomym ułożeniem koła w czasie badań. Górna część koła ma wtedy korzystniejsze warunki przekazywania cie-

pła do otoczenia niż część dolna, ograniczona od góry poziomą tarczą, dlatego w dolnej części obręczy proces kondensacji wilgoci w czasie stygnięcia koła oraz utlenianie materiału zachodzą wolniej.

Z punktu widzenia trwałości badanych kół, najbardziej niekorzystny przypadek ma miejsce wówczas, gdy strefa korozji „wchodzi” na strefę występowania największych zakresów zmian naprężeń, znajdującą się po wewnętrznej stronie obręczy w miejscu jej zakrzywienia. Procesy zmęczenia materiału zachodzą wówczas znacznie szybciej i są wzmacniane lokalną obecnością ognisk korozyjnych tworzących niewielkie karby powierzchniowe. Przypadki takie, pokazane schematycznie na rysunku 8, wystąpiły w czasie badań.



Rys. 8. Schematyczny przekrój koła badanego w położeniu horyzontalnym z zaznaczonym linią kreskową obszarem występowania korozji

W celu uniknięcia występowania korozji w czasie kolejnych badań stanowiskowych kół, prowadzonych bez stosowania powłok ochronnych, powietrze wewnątrz koła zostało zastąpione czystym technicznie azotem. Efekty korodowania kół uległy istotnemu zmniejszeniu, ale nie zostały całkowicie wyeliminowane. Konieczny w procesie korozji tlen pozostawał w kole zanim został wprowadzony azot i chociaż występował w ilości około pięciokrotnie mniejszej niż poprzednio (koło zostało napompowane do ciśnienia około 4 atmosfer), zdołał uaktywnić się w procesie utleniania stali. Powstałe tym razem ogniska korozji były znacznie mniejsze i płytsze niż poprzednio i dały się łatwo usunąć za pomocą flaneli. Parokrotne przedmuchanie wnętrza koła azotem przed ostatecznym jego napompowaniem powinno w przyszłości znacząco zmniejszyć ilość tlenu pozostającego w kole i wyeliminować omawiane zjawisko powstawania korozji w czasie stanowiskowych badań trwałościowych.

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Efekty korozyjne, w postaci obwodowego pasma rdzy występującego na powierzchni stalowej obręczy koła w obszarze ograniczonym bezdętkową oponą, są ściśle związane z kilkoma charakterystycznymi czynnikami występującymi w czasie przyspieszonych badań stanowiskowych kół pojazdów wolnobieżnych. Pierwszy z nich wyni-

ka ze stosowania okresowego (dziennego) harmonogramu badań, powodującego cykle termiczne związane z nagrzewaniem się (do temperatury 62⁰C) i chłodzeniem badanego koła do temperatury otoczenia (18⁰-20⁰C). Taki sposób postępowania sprzyja cyklicznej kondensacji pary wodnej wewnątrz koła, zwłaszcza w środkowej części obręczy, i zapoczątkowuje proces powstawania korozji. Analiza badanych kół wykazała, że pierwsze ślady korozji wystąpiły w środkowej części obręczy, w miejscu jej spawania z tarczą, po około 8-10 cyklach termicznych, natomiast uogólniony proces korozyjny, rozszerzony na znaczną część obręczy, wymagał około 30 cykli nagrzewania i chłodzenia koła. W procesie tym tarcza pełni rolę żebra chłodzącego, wspomagając wymianę ciepła z otoczeniem i lokalizując zapoczątkowanie korozji w środkowej części obręczy. Drugi istotny czynnik polega na stosowaniu w badaniach kół wykonanych z blachy stalowej niezabezpieczonej przeciwko korozji, co wynika z metodyki badań, konieczności lokalizacji pęknięć zmęczeniowych jak i względów ekonomicznych. Trzecim czynnikiem jest wysoka jakość badanych kół, zapewniająca podwyższoną trwałość zmęczeniową umożliwiającą poddanie konstrukcji około trzydziestu cyklom termicznym przed pojawieniem się pęknięć zmęczeniowych.

Występowanie początkowego pasma rdzy po przeciwnej stronie spiny łączącej obręcz z tarczą nie było związane, jak początkowo sądzono, ze zmianami strukturalnymi materiału spowodowanymi procesem spawania, ale wyni-

kało z samej obecności przyspawanej tarczy działającej jak chłodzące żebro stwarzające korzystniejsze warunki do skraplania się w tym właśnie miejscu wilgoci zawartej w powietrzu użytym do napompowania koła.

Powstająca korozja może powodować przyspieszone pękanie zmęczeniowe materiału, jeżeli występuje w miejscach stanowiących „najsłabsze ogniwo trwałościowe” konstrukcji. Są nimi np. krzywizny wewnętrznych powierzchni obręczy, stanowiące naturalny koncentrator naprężenia.

Wskazane jest unikanie występowania zjawisk korozyjnych w czasie badań trwałościowych kół. Można tego dokonać napełniając je azotem zamiast powietrzem (najlepiej po parokrotnym przedmuchaniu) w celu pozbycia się tlenu. Dobre rezultaty powinno przynieść również prowadzenie badań „non-stop” aż do czasu wystąpienia pęknięć zmęczeniowych, unikając w ten sposób powtarzania cykli termicznych wspomagających procesy korozyjne.

Należy również mieć na uwadze fakt, że na skutek nagrzewania się koła w czasie badań może dojść do znaczącego wzrostu ciśnienia w ogumieniu ponad wartość nominalną, co wywoła dodatkowe obciążenie oraz zmieni rozkład naprężeń w metalowej części koła w wyniku zmiany podatności opony, wpływając tym samym na wyniki stanowiskowych badań trwałościowych.

LITERATURA

1. **Bala H.** (2002), *Korozja materiałów: teoria i praktyka*, Wydaw. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa.
2. **Baszkiewicz J.** (2006), *Korozja materiałów*, Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
3. **Bolarinwa E. O., Olatunbosun O. A.** (2004), *Finite element simulation of the tire burst test*, School of Engineering, The University of Birmingham, Edgbaston, UK, 1251-1258.
4. **Bolster M. J.A., Joseph T. G.** (2005), *Tire - Rim Interactions for Ultra Class Trucks in The Mining Industry*, *The 19th International Mining Congress and Fair of Turkey*, IMCET2005 Izmir Turkey.
5. **Dobrzeński L. A.** (2006), *Materiały inżynierskie I projektowanie materiałowe. Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo*, WNT, Warszawa, 461, 554-556.
6. **E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505** (2008), *Uniform provisions concerning the approval of pneumatic tires for agricultural vehicles and their trailer*.
7. **ETRTO** (1999), *Standard Manuals*, European Tire and Rim Technical Organization, Belgium Brussels.
8. **Green A. E., Adkins J.E.** (1960), *Large elastic deformations and non-linear continuum mechanics*, Clarendon Press, Oxford.
9. **Hackforth H. L.** (1963), *Promieniowanie podczerwone*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
10. **Holscher H., Tewes M., Botkin N., Lohndorf M., Hoffmann, K. H., Quandt E.** (2004), *Modeling of Pneumatic Tires by a Finite Element Model for the Development a Tire Friction Remote Sensor*, Center of Advanced European Studies and Research (CAESAR), Ludwig-Erhard-Allee 2, 53175 Bonn, Germany.
11. **Jaworski B., Dietlaf A.** (1984), *Procesy falowe. Optyka, fizyka atomowa i jądrowa, Kurs fizyki, tom III*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
12. **Luchini J.** (2000), *Measuring and Modeling of Tire Rolling Resistance*, ITEC 2000.
13. **Madura H.** [red.] (2004): *Pomiary termowizyjne w praktyce*, Miesięcznik Naukowo-Techniczny PAK, Agenda Wydawnicza PAK-u, Warszawa.
14. **Malachowski J.,** (2007), *Numerical study of tires behavior*, Department of Mechanics and Applied Computer Science, Military University of Technology, Warsaw, Poland.
15. **Mancosu F., D. Da Re.** (1998), *Non-linear modal rolling tyre model for dynamic simulation with ADAMS*, Pirelli Pneumatici Spa, D. Minen MDI Italy, European Adams users' conference, Paris.
16. **Mioduszewski P.** (2000), *O oponach informacji kilka*, www.auto-online.pl.
17. **Mitas Agricultural Data book** (2007), *Agricultural tires. Technical information 2007*, www.mitas.cz.
18. **Oden J. T.,** (1972), *Finite Elements of Nonlinear Continua*, McGraw-Hill, New York.
19. **Ogden R. W., Haughton D. M.** (1978), *Bifurcation of inflated circular cylinders of elastic material under axial loading, I: Membrane theory for thinwalled tubes*, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 1979, 27:179-212.
20. **Ogden R. W.** (1997), *Non-linear elastic deformations*, Dover Publications, Minessota, NY.
21. **Oliferuk W.** (2008), *Termowizja podczerwieni w nieniszczących badaniach materiałów i urządzeń*, Biuro Gamma, Warszawa.
22. **Ostrowska-Maciejewska J.** (1994), *Mechanika ciał odkształcalnych*, PWN, Warszawa.
23. **PN-EN 10111:2008** (2008), *Stal niskowęglowa -- Blachy i taśmy walcowane na gorąco w sposób ciągły, przeznaczone do obróbki plastycznej na zimno - Warunki techniczne dostawy*, PKNMiJ, Warszawa.
24. **PN-EN 10139:2001** (2001) *Taśma wąska niepowlekana walcowana na zimno ze stali niskowęglowych, przeznaczona do obróbki plastycznej na zimno -- Warunki techniczne dostawy*, PKNMiJ, Warszawa.
25. **PN-ISO 4251-3:1999** (1999), *Opony (serie oznaczone liczbą PR) i obręcze do ciągników i maszyn rolniczych, Obręcze*, PKNMiJ, Warszawa.
26. **PN-S-91240-03:1993** (1993), *Koła z ogumieniem pneumatycznym wymagania i badania*, PKNMiJ, Warszawa.
27. **Rudowski G.** (1978), *Termowizja i jej zastosowanie*, Wydawnictwa Telekomunikacji i Łączności, Warszawa.
28. **Shreir L.L.,** (1966), *Korozja metali i stopów*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
29. **Surowska, B.** (2002), *Wybrane zagadnienia z korozji i ochrony przed korozją*, Wydaw. Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin.
30. **Szefer G., Jasińska D.** (1995), *Frictional contact of elastic bodies in terms of large deformations*, *Contact Mechanics II* (Aliabadi M.H., Alessandri C. (eds.)), Comp Mech. Publ., 151- 158.
31. **Szefer G., Kędzior D.** (2001), *Dynamics of frictional contact of elastic bodies undergoing large deformations*, Polska Mech. U progu XXI w., PW, Warszawa.
32. **Szymaniuk A.** (2007), *Opracowanie wyników badań rozwojowych koła 9.00x15,3*, Raport techniczny, Laboratorium AB-1 i AB-2, PRONAR, Narew.
33. **Tarasiuk P., Molski K., Funkowska B.,** (2008), *Modelowanie numeryczne kół pojazdów wolnobieżnych*, XVI Francusko-Polskie Seminarium Mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa.
34. **Tarasiuk P., Szymaniuk A., Adamowicz A., Molski K., Funkowska B.** (2008), *Analiza zjawisk termicznych towarzyszących badaniom stanowiskowym kół jezdnych*, XVI Francusko-Polskie Seminarium Mechaniki, Politechnika Warszawska, Warszawa.
35. **Uhlig H. H.** (1976), *Korozja i jej zapobieganie*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.

36. **Zheng D.** (2006), *Challenges in Tire FEM Simulation*, http://www.contonline.com/generator/www/start/com/en/index_en.html.
37. **Żebrowski J.** (2003), Flowing Power Analysis of a Wheel Co-operating with the Deformable Ground, *Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS*, Harper Adams UK.
38. **Żebrowski J., Żebrowski Z.** (2008), Gestaltung und Automatisierung von Arbeitsprozessen eines Ackerschlepperaggregats zwecks Verbesserung des energetischen Wirkungsgrades seiner Arbeit, *XX. Deutsch-Polnisches Forum „DEVELOPMENT TRENDS IN DESIGN OF MACHINES AND VEHICLES“*, Warschau.

CORROSIVE AND THERMAL PHENOMENA APPEARING IN FULL SCALE TESTING OF WHEELS OF LOW SPEED VEHICLES

Abstract: The present paper deals with the analysis of corrosive and thermal phenomena appearing in full scale testing of wheels of low speed vehicles. It has been shown that the presence of thermal cycles consisting in heating and cooling of the tested wheels increases corrosive processes due to the water condensation at the central part of the rim where the cooling conditions are the most favorable. This process can affect the durability of the wheel, especially in the cases when it additionally overlaps with the weakest point of the structure. In such cases the damage accumulation process significantly increases. Corrosion can be avoided or strongly limited by the use of nitrogen instead of air for inflating wheels or by carrying out the experimental tests in continuous manner, which would eliminate the cooling phase of the test. Intensive heating of the wheels during the tests increases the pressure in the tubeless tire and changes its rigidity. This phenomenon influences the stress distribution in metallic part of the wheel and introduces additional loading to the structure.

Podziękowanie: Autorzy dziękują Panu Profesorowi **Dariuszowi Butrymowiczowi** za cenne sugestie dotyczące sposobu pomiaru wilgotności powietrza i wyznaczenia punktu rosy dla warunków panujących wewnątrz badanego koła oraz Pani Dr **Malgorzacie Grądzkiej-Dahlke** za pomoc w interpretacji wyników badań metalograficznych.

WYKORZYSTANIE EKSTREMUM KOWARIANCJI W PŁASZCZYŹNIE KRYTYCZNEJ DO WYZNACZANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ PRZY LOSOWYM ZGINANIU ZE SKRĘCANIEM

Karolina WALAT*, Tadeusz ŁAGODA*

*Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Opolska, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole

t.lagoda@po.opole.pl, kwalat@klio.po.opole.pl

Streszczenie: W pracy zaproponowano zastosowanie ekstremum kowariancji naprężeń normalnych i stycznych do wyznaczenia położenia płaszczyzny krytycznej. W tak wyznaczonej płaszczyźnie krytycznej sformułowano naprężeniowe kryterium zmęczeniowe jako liniową kombinację naprężeń normalnych i stycznych dla tej płaszczyzny. Współczynniki wagowe występujące w tym kryterium wyznaczono na podstawie badań zmęczeniowych w warunkach czystego zginania oraz czystego skręcania. Zaproponowany model zweryfikowano na podstawie wyników badań zmęczeniowych w warunkach cyklicznego proporcjonalnego i nieproporcjonalnego oraz proporcjonalnego losowego zginania ze skręcaniem próbek wykonanych ze stopu aluminium PA6-T4.

1. WPROWADZENIE

Podczas projektowania elementów maszyn bardzo często mamy do czynienia z wieloosiowym obciążeniem eksploatacyjnym. W efekcie tego może nastąpić zniszczenie elementu lub całej konstrukcji. Aby temu zapobiec należy oszacować trwałość zmęczeniową przy wieloosiowych obciążeniach losowych. W tym celu konieczna jest redukcja złożonego stanu obciążenia do ekwiwalentnego stanu jednoosiowego za pomocą kryteriów wieloosiowego zmęczenia, aby móc ocenić trwałość zmęczeniową.

W praktyce funkcjonuje wiele kryteriów wieloosiowego zmęczenia spośród których można, wyróżnić kryteria naprężeniowe, odkształceniowe i energetyczne (Łagoda i Ogonowski, 2005). Podział ten został przyjęty w oparciu o parametr decydujący o zniszczeniu. Spośród tych kryteriów możemy wyodrębnić grupę, której istnienie zależne jest bezwarunkowo od orientacji położenia płaszczyzny krytycznej. Znałe są trzy metody wyznaczania położenia płaszczyzny krytycznej: metoda wariancji, kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych i funkcji wagowych. Najprostszą i najszybszą jest metoda wariancji opracowana przez Będkowskiego (1989). W tym przypadku przyjmuje się, że położenie płaszczyzny krytycznej dla materiałów kruchych definiowane jest jako maksimum wariancji naprężeń normalnych i naprężeń stycznych dla materiałów sprężysto-plastycznych jak to przedstawiono między innymi w pracach (Walat i Łagoda, 2008a; Grubisic i Simburger, 1976).

We wcześniejszych pracach autorów niniejszej pracy (Walat i Łagoda, 2008b) za płaszczyznę krytyczną przyjęto tę, w której osiągnięto maksymalny współczynnik korelacji naprężeń stycznych i normalnych. Ta metoda nie dała satysfakcjonujących rezultatów. Położenie płaszczyzny krytycznej może być jednak zdefiniowane również jako to,

w którym występuje maksymalna kowariancja naprężeń stycznych i normalnych w danej płaszczyźnie.

W pracy (Carpinteri i inni, 2009) zaproponowano wyznaczanie położenia płaszczyzny krytycznej w oparciu o stosunek granic zmęczenia na skręcanie i zginanie według następującej formuły

$$\alpha = 45^\circ \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{\tau_{af}}{\sigma_{af}} \right)^2 \right]. \quad (1)$$

W tym przypadku kąt α jest kątem pomiędzy maksymalnym naprężeniem normalnym a kierunkiem normalnym do płaszczyzny krytycznej. Daje to w efekcie kąt 0° dla stosunku równego 1 (materiały kruche) oraz 45° dla stosunku równego $\sqrt{2}$ (materiały sprężysto-plastyczne).

Celem niniejszej pracy jest wyznaczenie trwałości zmęczeniowej dla próbek wykonanych ze stopu aluminium PA6 badanych w warunkach proporcjonalnych i nieproporcjonalnych obciążeń cyklicznych oraz proporcjonalnych losowych z wykorzystaniem ekstremum kowariancji naprężeń w płaszczyźnie krytycznej według kryterium naprężeniowego.

2. KRYTERIA WIELOOSIOWEGO ZMĘCZENIA W PŁASZCZYŹNIE KRYTYCZNEJ

Kryteria naprężeniowe stanowią liczną grupę wśród kryteriów wieloosiowego zmęczenia. Istnieje kilka sposobów zapisu matematycznego kryteriów. Zapis w płaszczyźnie krytycznej w ogólnej postaci wyrażenia na wartości ekwiwalentną przedstawiono wzorem

$$\sigma_{eq}(t) = B \tau_{\eta s}(t) + K \sigma_{\eta}(t). \quad (2)$$

Płaszczyzna krytyczna może być zdefiniowana przez naprężenie styczne, normalne lub w sposób pośredni.

W przypadku, gdy płaszczyzna krytyczna zdefiniowana jest przez naprężenia styczne wzór (2) na naprężenia ekwiwalentne przyjmuje postać

$$\sigma_{eq}(t) = B\tau_{\eta s}(t) + (2-B_1)\sigma_{\eta}(t), \quad (3)$$

gdzie

$$B_1 = \sigma_{af} / \tau_{af} \quad (4)$$

w przypadku równoległych charakterystyk S-N dla zginania oraz skręcania z czym najczęściej mamy do czynienia, co wykazał Staniczek (2005).

Z kryteriów wieloosiowego zmęczenia zdefiniowanych w płaszczyźnie krytycznej określonej poprzez parametr styczny szacować można trwałość dla elementów wykonanych z materiałów sprężysto-plastycznych.

W przypadku, gdy płaszczyzna krytyczna zdefiniowana jest przez naprężenia normalne (materiały kruche) wzór (2) na naprężenia ekwiwalentne przyjmuje postać

$$\sigma_{eq}(t) = B_2\tau_{\eta s}(t) + \sigma_{\eta}(t). \quad (5)$$

Należy zwrócić uwagę, że w tym przypadku współczynnik B_2 otrzymuje się na podstawie najlepszej korelacji wyników badań eksperymentalnych i obliczeniowych dla obciążeń nieproporcjonalnych (Łagoda i Ogonowski, 2005).

Dla materiałów charakteryzujących się własnościami pośrednimi pomiędzy materiałami kruchymi i sprężysto-plastycznymi wyprowadzono następującą postać wyrażenia na wartość ekwiwalentną naprężenia (Walat i Łagoda, 2008a, 2008b, 2009)

$$\sigma_{eq}(t) = \frac{4\sqrt{3} + 3\sqrt{2}B_1}{3(\sqrt{3} \pm 1)}\sigma_{\eta}(t) + \frac{\sqrt{3}(3\sqrt{2}B_1 - 4)}{3(\sqrt{3} \pm 1)}\tau_{\eta s}(t). \quad (6)$$

2. ALGORYTM OCENY TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Na rysunku 1 przedstawiono ogólny algorytm oceny trwałości zmęczeniowej w złożonym losowym stanie obciążenia.

1. **Określenie składowych przebiegów, $\sigma_{xx}(t)$, $\tau_{xy}(t)$**
2. **Wyznaczenie kierunku płaszczyzny krytycznej, α**
3. **Obliczenie przebiegu ekwiwalentnego, $\sigma_{eq}(t)$**
4. **Wyznaczenie amplitud cykli, σ_{eqa}**
5. **Kumulacja uszkodzeń zmęczeniowych**
6. **Obliczenie trwałości zmęczeniowej, N_{cal} , (T_{cal})**

Rys. 1. Algorytm oceny trwałości zmęczeniowej

Algorytm wyznaczania trwałości zmęczeniowej stanowi ogólny model wyznaczania trwałości zmęczeniowej w wieloosiowym stanie naprężenia z wykorzystaniem kryteriów opartych na koncepcji płaszczyzny krytycznej. W algorytmie tym można wyróżnić pewne etapy.

Wielkościami wyjściowymi do procesu wyznaczania trwałości zmęczeniowej są w analizowanym przypadku przebiegi naprężeń normalnych $\sigma_{xx}(t)$ pochodzących od zginania oraz naprężeń stycznych $\tau_{xy}(t)$ pochodzących od skręcania na podstawie zadanego sinusoidalnie lub losowo zmiennego momentu zginającego $M_g(t)$ i skręcającego $M_s(t)$. W drugim etapie wyznaczane jest położenie płaszczyzny krytycznej.

Chcąc zdefiniować płaszczyznę krytyczną poprzez maksimum kowariancji naprężeń normalnych i stycznych należy wyznaczyć kowariancje we wszystkich możliwych płaszczyznach α według zależności:

$$\mu_{\sigma, \tau} = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \sigma_n(t)\tau_{\eta s}(t)dt \quad (7)$$

gdzie T_0 jest czasem obserwacji.

Naprężenie normalne i styczne w przypadku kombinacji zginania i skręcania pod kątem α można wyznaczyć odpowiednio ze wzorów:

$$\sigma_{\eta}(t) = \cos 2\alpha \sigma_{xx}(t) + \sin 2\alpha \tau_{xy}(t) \quad (8)$$

i

$$\tau_{\eta s}(t) = -\frac{1}{2} \sin 2\alpha \sigma_{xx}(t) + \cos 2\alpha \tau_{xy}(t), \quad (9)$$

gdzie naprężenia $\sigma_{xx}(t)$ i $\tau_{xy}(t)$ są odpowiednio naprężeniami pochodzącymi od zginania i skręcania.

Położenie płaszczyzny, w której kowariancja według wzoru (7) przyjmuje wartości ekstremalne dla danej kombinacji naprężeń normalnych $\sigma_{\eta}(t)$ i stycznych $\tau_{\eta s}(t)$ definiowana jest jako płaszczyzna krytyczna. W wyniku tak przeprowadzonych obliczeń uzyskuje się kilka ekstremów lokalnych. W takim przypadku konieczne jest wyznaczenie trwałości zmęczeniowej we wszystkich wyznaczonych płaszczyznach krytycznych. Trwałością obliczeniową jest wtedy minimalna trwałość uzyskana dla wszystkich wyróżnionych płaszczyzn krytycznych.

W trzecim etapie wyznaczany jest przebieg naprężenia ekwiwalentnego w jednej z płaszczyzn krytycznych wyznaczonych w etapie drugim według jednego z wyrażenia danego ogólnym wzorem (6).

Podstawowe związki pomiędzy naprężeniami normalnymi i stycznymi w funkcji położenia płaszczyzny krytycznej pozwalają na podstawie analizy czystego zginania i czystego skręcania uzyskać dwie postacie kryterium wieloosiowego zmęczenia zadanego w ogólnej postaci (1), a w szczegółowej w postaci (6).

Następnie wyznaczono ekstrema z przebiegu czasowego danego wzorem (6) i kolejno zliczono amplitudy cykli metodą płynącego deszczu.

W ostatnim etapie wyznaczana jest trwałość zmęczeniowa z charakterystyki zmęczeniowej S-N, dla czystego zginania. Kumulacje uszkodzeń zmęczeniowych dokonano zgodnie z liniową hipotezą kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych Palmgrema-Minera. W procesie kumulacji uszkodzeń uwzględniono wszystkie cykle.

Powyższy algorytm jest słuszny przy założeniu braku wpływu wartości średniej co jest prawdziwe przy zerowej

wartości średniej całego przebiegu i współczynnika nieregularności I dążącym do jedności.

3. MATERIAŁ I PRÓBKİ

Do badań zmęczeniowych został wykorzystany stop duraluminium PA6. Do analizy zostały wykorzystane badania zmęczeniowe Klugera, Ogonowskiego, Kardasa i uzupełniające własne (Łagoda i Ogonowski, 2005; Macha i inni, 2006; Kardas i inni, 2008).

Innym oznaczeniem tego materiału jest AlCuMg1 według normy DIN, AlCu4MgSi(A) według normy międzynarodowej ISO lub 2017(A)–T4 według normy ASTM. Materiał ten zaliczany jest do grupy bezcynkowych stopów aluminium do obróbki plastycznej. Najważniejszymi składnikami stopowymi są miedź, odpowiadająca za podwyższenie wytrzymałości i twardość oraz mangan, dodawany w celu polepszenia odporności na korozję. Te dobre właściwości wytrzymałościowe oraz antykorozyjne przy jednoczesnym małym ciężarze właściwym spowodowały, że stop PA6 jest szeroko wykorzystywany na silnie obciążone konstrukcje m.in. w przemyśle lotniczym, maszynowym, stoczniowym i budownictwie. Ponadto dotychczas zostało przeprowadzone stosunkowo niewiele badań zmęczeniowych stopów aluminium w porównaniu ze ogromną ilością badań wszelkiego typu stali. Skład chemiczny oraz właściwości mechaniczne przedstawiono odpowiednio w tabeli 1 i 2. Właściwości cykliczne przedstawiono w tabeli 3.

Tab. 1. Skład chemiczny stopu aluminium PA6

Cu	3,5÷4,5
Mg	0,4÷0,1
Si	0,2÷0,8
Mn	0,4÷1,0
Fe	0,7
Zr+Ti	<0,25
Zn	<0,25
Cr	<0,1
Inne razem	<0,15
Inne oddzielnie	<0,05
Al	reszta

Tab. 2. Właściwości mechaniczne stopu aluminium PA6

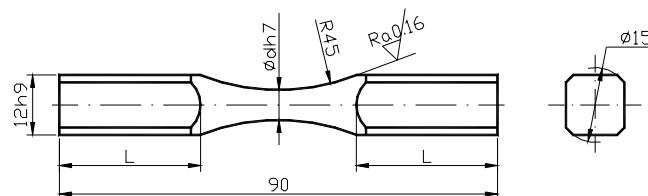
R_e , MPa	395
R_m , MPa	545
A_5 , %	21
ρ , g/m ³	2,8
E , MPa	72060
ν	0,32

Tab. 3. Właściwości cykliczne stopu aluminium PA6

K , MPa	489
n	0,032
σ_f , MPa	642
ϵ	1,890
b	-0,065
c	-1,008

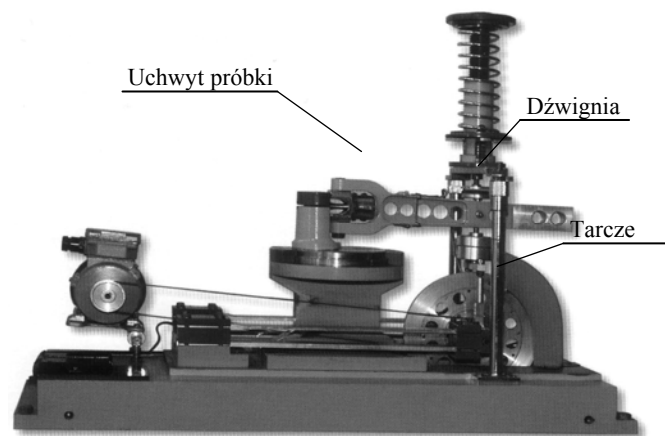
Stop do badań pozyskano w postaci okrągłych prętów ciągnionych o średnicy $\phi 16$ mm. Stan T4 informuje o wcześniejszym poddaniu prętów obróbce polegającej na naturalnym starzeniu będącym jednym ze sposobów utwardzania wydzielinowego, prowadzonego w temperaturze otoczenia. Obróbka plastyczna poprzez ciągnięcie pręta, spowodowała powstanie struktury pasmowej.

Do badań zastosowano gładkie (bez karbu geometrycznego) próbki walcowe typu „diabolo” przedstawione na rysunku 2 o specyficznej geometrii ułatwiającej lokalizacji przekroju o największych naprężeniach. Średnica próbek d w największym miejscu wynosiła 10 mm dla zginania, skręcania oraz proporcjonalnego zginania ze skręcaniem. Dla nieproporcjonalnego zginania ze skręcaniem ze względu na zastosowanie innego stanowiska badawczego przyjęto z kolei próbki o średnicy 8,5 mm.



Rys. 2. Geometria próbek użytych do badań

Badania przeprowadzono na trzech typach stanowisk konstrukcji dra H. Achtelika. Cykliczne badania proporcjonalne przeprowadzono na maszynie MZGS 100. Zdjęcie tego stanowiska przedstawiono na rysunek 3.



Rys. 3. Stanowisko badawcze MZGS 100

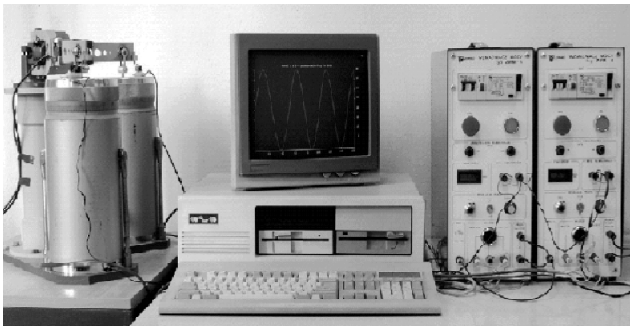
Losowo proporcjonalne badania zmęczeniowe przeprowadzono na stanowisku MZGS 100L. Stanowisko to (rysunek 4) jest urządzeniem przeznaczonym do realizacji badań zmęczeniowych na próbkach wzorcowych pozwalające prowadzić losowe badania zmęczeniowe przy obciążeniach zginających, skręcających i dowolnej kombinacji proporcjonalnego zginania ze skręcaniem.

Maszyna zmęczeniowa MZGS-200L (rysunek 5) jest wyposażona w dwa wzbudniki elektromagnetyczne, których drgania za pomocą dwóch dźwigni (osobno dla zginania oraz skręcania) są przenoszone na badaną próbkę w postaci przebiegów czasowych momentu gnącego oraz

skręcającego. Stanowisko to umożliwia przeprowadzenie dowolnych badań nieproporcjonalnych. Na stanowisku tym przeprowadzono badania zmęczeniowe przy badaniach cyklicznych o różnym przesunięciu fazy oraz nieproporcjonalne badania losowe przy kombinacji zginania ze skręcaniem.



Rys. 4. Stanowisko zmęczeniowe MZGS-100L.



Rys. 5. Maszyna zmęczeniowa MZGS-200L

Na podstawie badań cyklicznych w prostych stanach obciążenia uzyskano charakterystyki zmęczeniowe S-N, zgodnie z normą ASTM (1998) dla czystego zginania

$$\log N_f = 21,81 - 7,03 \log \sigma_a \quad (10)$$

i dla czystego skręcania

$$\log N_f = 19,94 - 6,87 \log \tau_a \quad (11)$$

Porównując współczynniki nachylenia we wzorach (10) i (11) można zauważyć, że charakterystyki te są praktycznie równoległe.

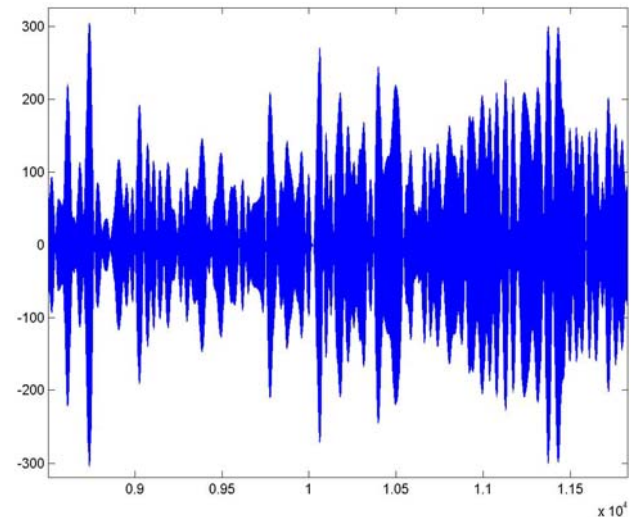
W przypadku badań cyklicznych analizę przeprowadzono dla czystego zginania i skręcania oraz dla badań obciążeń proporcjonalnych ($\tau_a=0,25\sigma_a$, $\tau_a=0,5\sigma_a$, $\tau_a=\sigma_a$) i nieproporcjonalnych z przesunięciem fazy 60° ($\lambda=0,5$) i 90° ($\lambda=0,25$, $\lambda=0,5$, $\lambda=1$).

Przez λ należy rozumieć stosunek amplitud między naprężeniami stycznymi i normalnymi pochodzącymi od skręcania i zginania

$$\lambda = \frac{\tau_{axy}}{\sigma_{axx}} \quad (12)$$

W przypadku badań losowych analizę przeprowadzono dla czystego zginania i skręcania oraz dla obciążeń proporcjonalnych przy współczynniku korelacji równemu 1 ($\tau_{amax}=0,25\sigma_{amax}$, $\tau_{amax}=0,5\sigma_{amax}$, $\tau_{amax}=\sigma_{amax}$).

Na rysunku 6 przedstawiono fragment historii obciążenia wygenerowanego na stanowisku badawczym dla jednego z momentów obciążenia.



Rys. 6. Przykładowy fragment losowego przebiegu naprężenia

4. PORÓWNANIE TRWAŁOŚCI OBLICZENIOWYCH Z EKSPERYMENTALNYMI

Zgodnie z procedurą przedstawioną wcześniej dla wszystkich analizowanych przypadków wyznaczono płaszczyzny krytyczne, które w przypadku czystego zginania zlokalizowane są pod kątem 30° i -30° , a w przypadku czystego skręcania mamy do czynienia z czterema płaszczyznami krytycznymi położonymi pod kątem kolejno $-22,5^\circ$, $-67,5^\circ$, $22,5^\circ$ i $67,5^\circ$. Wyniki wyznaczania położenia płaszczyzn krytycznych dla kombinacji zginania ze skręcaniem, w których osiągnięto lokalne ekstrema kowariancji zestawiono w Tabeli 4. W przypadku obciążeń losowych dla korelacji równej 1 odpowiadają płaszczyzny dla przesunięcia fazy 0° przy obciążeniach cyklicznych.

Tab. 4. Położenia płaszczyzn krytycznych w przypadku obciążeń cyklicznych

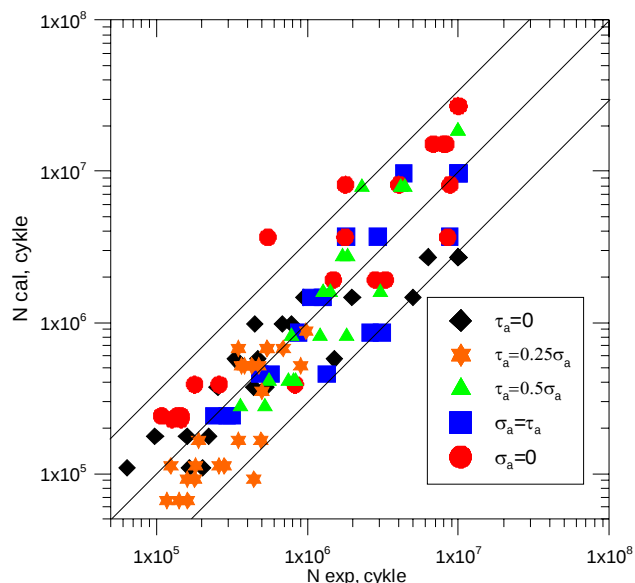
	$\varphi=0^\circ$ ($r=1$)		$\varphi=60^\circ$		$\varphi=90^\circ$ ($r=0$)	
$\lambda=1$	20°	56°			-62°	62°
$\lambda=0,5$	-16°	43°	-17°	45°	-36°	36°
$\lambda=0,25$	-19°	40°			-31°	31°

Następnie wyznaczono trwałości zmęczeniowe z wykorzystaniem kryterium danego wzorem (6). Położenie płaszczyzny, w której bezwzględna wartość lokalnych ekstremów kowariancji osiąga maksimum jest płaszczyzną krytyczną. Tak wyznaczone trwałości obliczeniowe porównano z eksperymentalnymi trwałościami. Na rysunku 7 i 8 przedstawiono odpowiednio porównanie dla cyklicznych

obciążeń proporcjonalnych i nieproporcjonalnych. W przypadku obciążeń proporcjonalnych (rysunek 8) praktycznie wszystkie wyniki obliczeń mieszczą się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 3. W przypadku obciążeń nieproporcjonalnych (rysunek 9) dla mniejszych trwałości zmęczeniowych dla zakresu do $2 \cdot 10^5$ cykli większość wyników mieści się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 3. W przypadku większych wartości trwałości zmęczeniowych dla stosunku amplitud $\lambda=1$ i przesunięcia fazy $\varphi=90^\circ$ znaczna część wyników mieści się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 4 i wyniki są nieco zawyżone; a dla $\lambda=0,5$ i przesunięcia fazy $\varphi=60^\circ$ podobnie większość wyników zawiera się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 4 i wyniki są zaniżone.

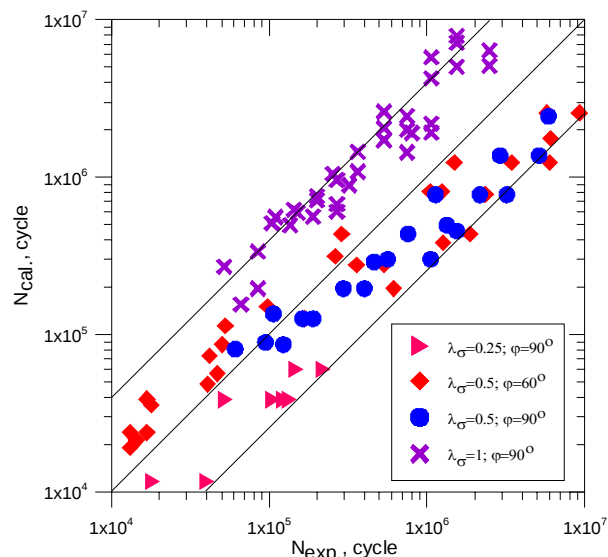
Na uwagę zasługują wyniki uzyskane dla obciążeń o stosunku amplitud $\lambda=0,5$ i przesunięcia fazy $\varphi=90^\circ$, z badań literaturowych na przykład Grubisica i Simburgera (1976) wynika, iż bardzo trudno dla tych obciążeń uzyskać wysoce zadowalającą zgodność wyników ze względu na problem wyznaczania położenia płaszczyzny krytycznej według standardowych metod.

Na rysunku 9 porównano trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi dla proporcjonalnych obciążeń losowych. Trwałości obliczeniowe mieszczą się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 4 zarówno dla proporcjonalnych jak i nieproporcjonalnych badań cyklicznych oraz proporcjonalnych badań losowych.

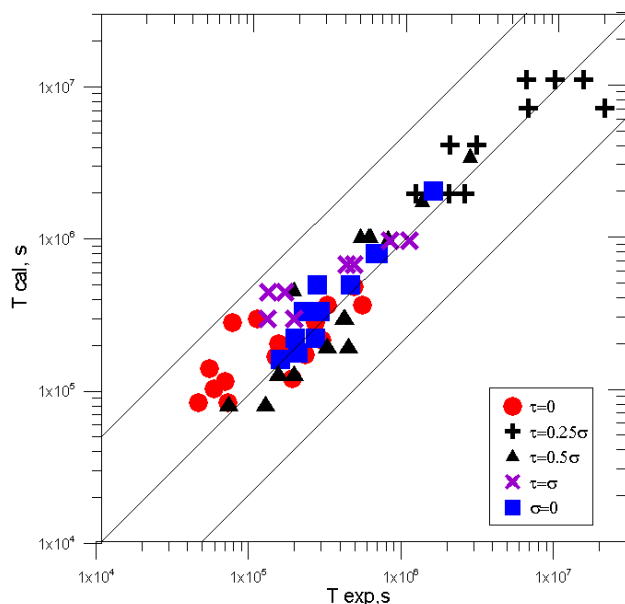


Rys. 7. Porównanie trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi dla obciążeń cyklicznych proporcjonalnych

Warto zwrócić uwagę, że zdecydowana większość wyników obliczeń zarówno dotyczących badań cyklicznych jak i losowych mieści się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 3. Takie pasmo rozrzutu jest charakterystyczne dla badań zmęczeniowych dla większości materiałów w warunkach cyklicznego zginania, który to stan obciążenia jest punktem odniesienia.



Rys. 8. Porównanie trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi dla obciążeń cyklicznych nieproporcjonalnych



Rys. 9. Porównanie trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi dla obciążeń losowych

5. WNIOSKI

1. Położenie płaszczyzny krytycznej może być zdefiniowane jako to, w której występuje ekstremum kowariancji pomiędzy naprężeniami normalnymi i stycznymi.
2. W przypadku złożonych stanów naprężenia może wystąpić kilka położenia płaszczyzny krytycznej, co w świetle wybranej metody jest zjawiskiem uzasadnionym.
3. Trwałości obliczeniowe mieszczą się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 4 zarówno dla proporcjonalnych jak i nieproporcjonalnych badań cyklicznych oraz proporcjonalnych badań losowych. Warto zwrócić uwagę, że zdecydowana większość wyników obliczeń mieści się w paśmie rozrzutu o współczynniku równym 3.

LITERATURA

1. ASTM E 739-91 (1998), Standard practice for statistical analysis of linearized stress-life (S-N) and strain life (ϵ -N) fatigue data, in: *Annual Book of ASTM Standards*, Vol. 03.01, Philadelphia 1999, 614-620.
2. Będkowski W. (1989), *Wyznaczanie oczekiwanych kierunków płaszczyzn złomu zmęczeniowego materiałów w warunkach złożonych stanów naprężenia*, Raport nr 2/89, IBM WSI w Opolu.
4. Carpinteri A., Spagnoli A., Vantatori S. (2009), Fatigue life estimation under multiaxial random loading using a critical plane-base criterion, *Second International Conference on Material Performance under Variable Amplitude Loading*, Proceedings, Vol. I, Darmstadt, 2009, C.M.Sonsino and P.C. McKeighan, Eds, DVM, Berlin, 474-486.
5. Grubisic V., Simburger A. (1976), Fatigue under combined out-of-phase multiaxial stresses, *Fatigue Testing and Design 2, Proceedings of S.E.E. International Conference 5*, London, 27.1-27.8.
6. Kardas D., Kluger K., Łagoda T., Ogonowski P. (2008), Fatigue life under proportional constant amplitude bending with torsion in energy approach basic on aluminium alloy 2017(a), *Materials Science*, Vol. 44, No. 4., 541-549.
7. Łagoda T., Ogonowski P. (2005), Criteria of multiaxial random fatigue based on stress, strain and energy parameters of damage in the critical plane, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, Vol. 36, No 9, 429-437.
8. Macha E., Łagoda T., Nieslony A., Kardas D. (2006), Fatigue life variable-amplitude loading according to the cycle counting and spectral methods, *Materials Science*, Vol. 42., No. 3, 416- 425.
9. Miner M.A. (1945), Cumulative damage in fatigue, *J. Applied Mechanics*, Vol. 12, 159-164.
10. Palmgren A. (1924), *Die Lebensdauer von Kugellagern*, VDI-Z, Vol. 68, 339-341.
11. Staniczek S. (2005), *Zależność pomiędzy wytrzymałością zmęczeniową na zginanie i skręcanie wybranych materiałów konstrukcyjnych*, Praca dyplomowa, Politechnika Opolska.
12. Walat K., Łagoda T. (2008a), Korelacja między naprężeniami stycznymi i normalnymi w płaszczyźnie krytycznej, *XXI Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane 2008. Streszczenia referatów, Politechnika Opolska, Opole, 167-168, teksty referatów, cd, 629-635.
13. Walat K., Łagoda T. (2008b), Naprężenie ekwiwalentne w płaszczyźnie krytycznej wyznaczonej przez maksimum kowariancji naprężeń stycznych i normalnych, *XXII Sympozjum Zmęczenie i Mechanika Pękania*, Wydawnictwo Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego W Bydgoszczy, Bydgoszcz, 337-344.
14. Walat K., Łagoda T. (2009), Zastosowanie ekstremum kowariancji płaszczyźnie krytycznej do wyznaczania trwałości zmęczeniowej przy obciążeniach cyklicznych, *XXII Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane 2009, Zeszyty Naukowe – Budowa i Eksploatacja Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, 169-170.

APPLICATION OF THE COVARIANCE EXTREMUM ON THE CRITICAL PLANE FOR FATIGUE LIFE DETERMINATION UNDER RANDOM BENDING AND TORSION LOADING

Abstract: The paper presents application of the covariance extremum between normal and shear stresses for determination of the critical plane position. The fatigue stress criterion was formulated as a linear combination of normal and shear stresses on the defined critical plane. The weight coefficients occurring in this criterion were determined from fatigue tests in the layer of pure bending and pure torsion. The proposed model was verified while fatigue tests under cyclic and random proportional and non-proportional bending with torsion (specimens made of aluminium alloy PA6-T4 were tested).



KAPITAŁ LUDZKI
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI



UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI
FUNDUSZ SPOŁECZNY



Praca współfinansowana ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego

METODA OKREŚLENIA ZUŻYCIA PANEWKI W POPRZECZNYM ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM

Ryszard WÓJCICKI*, Edward MURDZIA*

*Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Łódzkiej, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź

ryszard.wojcicki@p.lodz.pl, edward.murdzia@p.lodz.pl

Streszczenie: Zmiany geometrii szczeliny smarowej filmu olejowego w procesie zużycia panewki mają znaczący wpływ na statyczne i dynamiczne właściwości hydrodynamicznych łożysk ślizgowych. W procesie badań wpływu zużycia na właściwości łożyska bardzo ważna jest wielkość zużycia w sensie geometrycznym oraz położenie obszaru zużycia. Zużycie zmienia geometrię filmu olejowego, stąd podstawą jest konieczność określenia głębokości i obszaru lokalnego zużycia powierzchni roboczej panewki. W badaniach zainicjowano metodę określenia zużycia, opartą na pomiarach zarysu okągłości powierzchni roboczej łożyska ślizgowego. W pracy przedstawiono metodę oraz analizy profilu zużycia powierzchni ślizgowej panewki w oparciu o badania stanowiskowe. Analizę przeprowadzono dla panewek wykonanych ze stopu łożyskowego PbSb15Sn10 oraz SnSb12Cu6Pb wg PN-ISO 4381:1997 (nazwa handlowa Ł16, Ł83) we współpracy ze stalowym czopem.

1. WSTĘP

W poprzecznych, hydrodynamicznych łożyskach ślizgowych obciążonych statycznie, przeznaczonych nominalnie do pracy w warunkach tarcia płynnego, występują okresy jego pracy przy tarcu mieszanym. Ma to miejsce w fazie rozruchu oraz zatrzymywania maszyny, kiedy prędkość obrotowa wału jest mniejsza od nominalnej. Występujące tarcie mieszane jest powodem zużywania się czopów i panewek. Proces zużycia w szczególności panewki łożyska ślizgowego powoduje zmiany geometrii szczeliny smarowej filmu olejowego. W pracy przedstawiono wyniki badań określenia profilu zużycia powierzchni ślizgowej panewki w oparciu o badania stanowiskowe. Przedstawiono metodę oraz analizy profilu zużycia powierzchni ślizgowej panewki tak w ujęciu ilościowym jak i jakościowym.

W celu porównania wyników badań zużycia prowadzono równocześnie pomiary zużycia metodą tradycyjną – wagową oraz przy pomocy indukcyjnych czujników przemieszczeń czopa (dotykowych i bezdotykowych). Porównano wyniki badań doświadczalnych z opracowanym matematycznym modelem powierzchni zużycia.

2. OPIS BADAŃ STANOWISKOWYCH

Właściwy dobór makro i mikrogeometrii łożyska ślizgowego: średnicy, długości, luzu łożyskowego, odchyłek kształtu oraz chropowatości powierzchni odgrywa istotną rolę w procesie projektowania węzła łożyskowego. Wszystkie wymienione wielkości wejściowe mają znaczący wpływ na charakterystyki trybologiczne pracy łożyska, ich dynamikę oraz intensywność zużycia. Przedmiotem badań stanowiskowych był wpływ procesu zużycia na charaktery-

styki tribologiczne. W tym artykule zaprezentowany zostanie jedynie fragment badań dotyczący sposobu pomiaru zużycia powierzchni roboczej panewki oraz analizy jej zarysu takw ujęciu ilościowym jak i jakościowym.

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym (Wójcicki, 2007; Strzelecki i Wójcicki, 1999a, 1999b).

Analizując pracę węzła łożyskowego, wielkości charakterystyczne podzielono na dwie grupy:

- wielkości wejściowe (zadawane);
- wielkości wyjściowe (wynikowe).

Wielkości wejściowe to: obciążenie łożyska ślizgowego, prędkość poślizgu, temperatura i ciśnienie doprowadzanego środka smarowego, właściwości fizyko-chemiczne materiałów (czopa, panewki, środka smarowego), makro i mikrogeometria węzła (średnica, długość, luz w łożysku, chropowatość powierzchni).

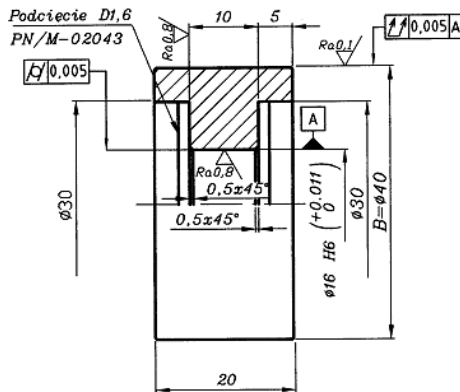
Wielkości wyjściowe: opory ruchu (opory tarcia, współczynnik tarcia) droga tarcia, zużycie (ubytek masy czopa, panewki), temperatura w węźle łożyskowym. W celu uwzględnienia w procesie badawczym wymienionych wielkości, stanowisko badawcze (Wójcicki, 2007; Strzelecki i Wójcicki, 1999a, 1999b) zawiera następujące układy sterująco-pomiarowe:

- układ przemieszczenia czopa;
- układ obciążenia badanego łożyska ślizgowego;
- układ sterowania prędkością poślizgu;
- układ smarowania zapewniający określoną temperaturę oraz ciśnienie czynnika smarującego;
- układ pomiarowy momentu tarcia w łożysku;
- układ pomiarowy temperatury łożyska, oleju zasilającego;
- układ pomiarowy prędkości obrotowej czopa;
- układ pomiarowy ciśnienia oleju dostarczonego do łożyska;
- układ oceny warunków tarcia.

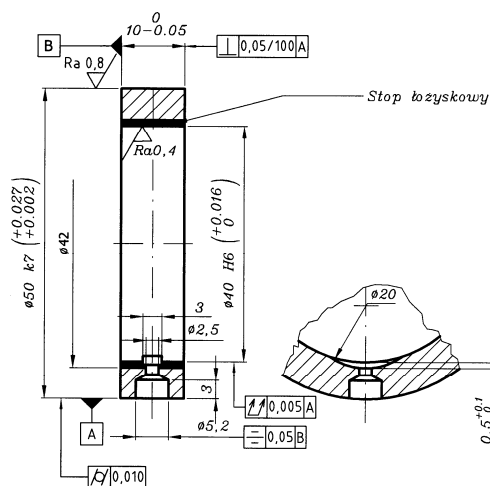
3. PRZEDMIOT I WARUNKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Badania przeprowadzono na łożyskach ślizgowych gdzie pary cierne (rys. 1a, 1b) stanowiły skojarzenia:

- stalowy czop – panewka wylana stopem łożyskowym Ł16 (PbSb15Sn10 wg PN-ISO 4381:1997);
- stalowy czop – panewka wylana stopem łożyskowym Ł83 (SnSb12Cu6Pb wg PN-ISO 4381:1997).



Rys. 1a. Konstrukcja czopa



Rys. 1b. Konstrukcja panewki

Jako czynnik smarujący w badaniach zastosowano olej maszynowy VELOL 9 wg ZN-RNJe 4/98. Badania przeprowadzono dla następujących zestawów łożyskowych czop-panewka:

- z luzem względnym 1,15% oraz odchyłką kształtu okrągłości powierzchni roboczej panewki 8μm, (oznaczenie na rysunkach T35 – stop Ł16);
- z luzem względnym 2,9% i odchyłką 8,5μm, (oznaczenie na rysunkach T36 – stop Ł16);
- z luzem względnym 2,05% i odchyłką kształtu okrągłości powierzchni roboczej panewki 7μm, (oznaczenie na rysunkach M44 – stop Ł83);
- stosunek długości panewki do średnicy wynosił $l/d=0,25$.

Dla badań zestawów czop panewka przyjęto następujący zakres wielkości zadawanych:

- prędkość obrotowa czopa zmieniała się w czasie jednego cyklu trwającego 60 sekund w zakresie od 0÷350 obr./min według przebiegu – 20 sekund trwał okres rozruchu, 20 sekund utrzymywano stałą prędkość obrotową oraz 20 sekund proces zatrzymywania,
- wartość obciążenia zapewniała naciski średnie w łożysku 3MPa÷5MPa,
- temperatura oleju zasilającego wahała się w granicach 20÷21°C,
- ciśnienie oleju zasilającego ustalono około 0,05MPa.

4. OKREŚLENIE ZUŻYCIA NA PODSTAWIE POMIARU ODCHYLKI KSZTAŁTU OKRĄGŁOŚCI POWIERZCHNI ROBOCZEJ CZOPA ORAZ PANEWKI

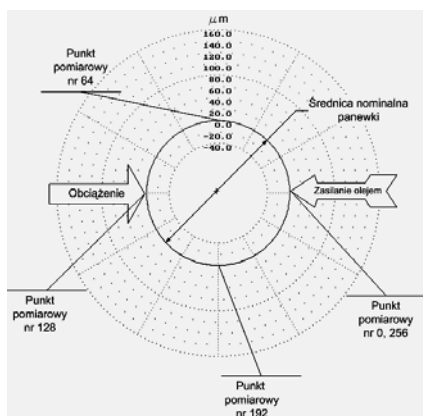
Dotychczas w badaniach przyjmowane są różne sposoby pomiaru zużycia. Do najpopularniejszych, często stosowanych również w badaniach podstawowych, jest pomiar masy zużycia. Pomiar ten nie wymaga skomplikowanej procedury jak i urządzeń pomiarowych. I to stanowi o popularności tego pomiaru. W niniejszej pracy badawczej również stosowano tę metodę, jednak uzyskane informacje z pomiarów mają bardzo ograniczone zastosowanie w badaniach właściwości poprzecznych łożysk ślizgowych pracujących w cyklu: tarcie mieszane - tarcie płynne - tarcie mieszane. Pomiar ten potwierdza tylko, że nastąpiło zużycie powierzchni roboczej panewki. W łożyskach ślizgowych pracujących w warunkach tarcia mieszanego, przy prawidłowym doborze materiałów pary tarczej, zużycie ściernie występuje przede wszystkim w roboczej części panewki. Dla badań wpływu zużycia na właściwości łożyska istotnym jest pomiar zużycia w sensie geometrycznym oraz położenie obszaru zużycia. Zużycie zmienia geometrię filmu olejowego, stąd konieczność określenia głębokości zużycia lokalnego, którą mierzono przez zmianę odchyłki kształtu okrągłości powierzchni roboczej panewki. Różnicę okrągłości przed i po próbie, nazwano w pracy geometrią zużycia.

Do pomiarów zastosowano komputerowy system pomiaru i zapisu odchyłki kształtu z wykorzystaniem stanowiska pomiarowego PIK-2. Profile okrągłości powierzchni roboczej panewki zdejmowano zawsze w takim samym układzie pomiarowym. Dla celów pomiarowych aby zapewnić powtarzalność mocowań panewki skonstruowano uchwyt z naniesionym na nim punktem bazowym względem którego ustalano położenie panewki przy pomiarach. Pod tym kątem również na powierzchni czołowej panewki w okolicy rowka smarowego cechowano punkt odniesienia - bazę, co zapewniało identyfikację ustawienia profilu przed i po eksploatacji łożyska. Położenie bazy pomiarowej rejestrowano w opracowanym programie komputerowym. Pomiaru powierzchni roboczej panewki obejmowały cztery profile odchyłki kształtu okrągłości wykonane w czterech płaszczyznach równoległych do powierzchni czołowej panewki. Na podstawie przeprowadzonych badań wstępnych zużycia panewki stwierdzono, że w większości prze-

badanych panewek zużycie występuje na mniejszym obwodzie niż połowa panewki. Profil panewki, który nie uległ zużyciu przyjmowano jako bazę odniesienia do pomiarów zużycia w analizowanej płaszczyźnie metodą pomiaru odchyłki kształtu okrągłości panewki. Porównując pomiary przed i po zużyciu można uzyskać informację o głębokości zużycia w różnych miejscach na obwodzie panewki (rysunek 2).

5. OPROGRAMOWANIE I SPOSÓB OKREŚLENIA ZUŻYCIA POWIERZCHNI ROBOCZEJ PANEWKI

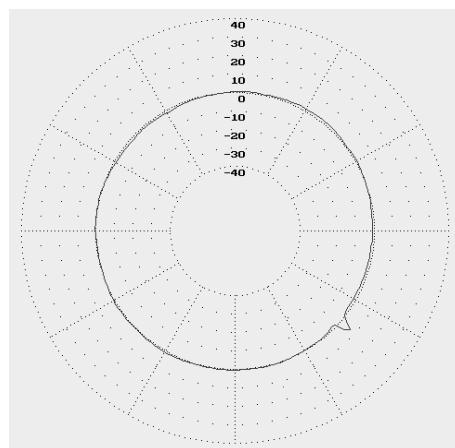
W celu realizacji pomiarów zużycia przy wymienionych założeniach opracowane zostały programy W1 oraz W2. Za pomocą pierwszego programu W1 tworzone w wyniku pomiaru powierzchni roboczej panewki dwa pliki. Jeden ze znacznikiem położenia punktu bazowego (rysy na panewce) i drugi z właściwym pomiarem powierzchni nominalnej pracującej panewki. W następstwie zużycia tworzone plik z profilem położenia bazy identyfikacyjnej ze znacznikiem (rysy) w oparciu o wycinek niepracującej powierzchni roboczej panewki. Dane z tego pliku służyły do wyznaczenia okręgu średniokwadratowego jako odniesienia porównawczego rzędnych profilu w każdym z 256 punktów pomiarowych. Plik z właściwymi pomiarami zużycia zawierał 3-krotny pomiar odchyłki okrągłości mierzone dla każdej płaszczyzny pomiarowej. Uśrednienie trzech pomiarów pozwoliło otrzymać bardziej wiarygodną bazę do określenia profilu zużycia panewki. Profile okrągłości powierzchni roboczej panewki przed badaniem eksploatacyjnym oraz po badaniu zdejmowano zawsze w takim samym układzie pomiarowym. Mierzono cztery profile panewki dla czterech różnych płaszczyzn położonych w odległości 1,5; 2,5; 7,5; 8,5mm od jednej z powierzchni bocznych. Porównując pomiary przed i po zużyciu można uzyskać informację o głębokości zużycia w różnych miejscach na obwodzie panewki. W rezultacie przeprowadzonych pomiarów oraz ich obróbki wymienionymi programami otrzymano wartości zużycia jako różnice odchyłek kształtu okrągłości przed i po próbie eksploatacyjnej. Wartości zużycia otrzymano dla każdego z 256 punktów równomiernie rozmieszczonych po obwodzie panewki (rysunek 2).



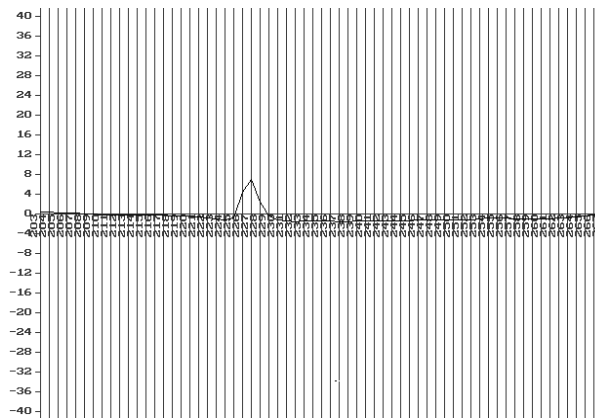
Rys. 2. Profil bazowy panewki - rozmieszczenie punktów pomiarowych na obwodzie panewki

5.1. Krótki opis programów W1, W2

Po uruchomieniu programu W1 wczytywany jest plik z pomiaru powierzchni czołowej zawierającej znacznik jako baza odniesienia (położenia) panewki w pomiarach. W pierwszym kroku, po obejrzeniu profilu okrągłości we współrzędnych biegunowych na ekranie, pozycjonuje się wstępnie panewkę na przyrządzie PIK2 (rysunek 3). Następnie w oparciu o zarys profilu okrągłości we współrzędnych biegunowych w pobliżu znacznika (rysy) wpisywany jest do programu numer punktu (na zarysie okrągłości) odpowiadający szczytowi rysy (przykładowo na rysunku 4 jest to punkt 227).



Rys. 3. Profil panewki we współrzędnych biegunowych

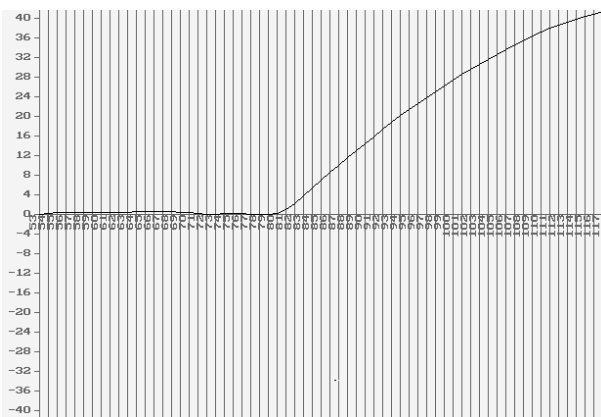


Rys. 4. Profil panewki we współrzędnych prostokątnych

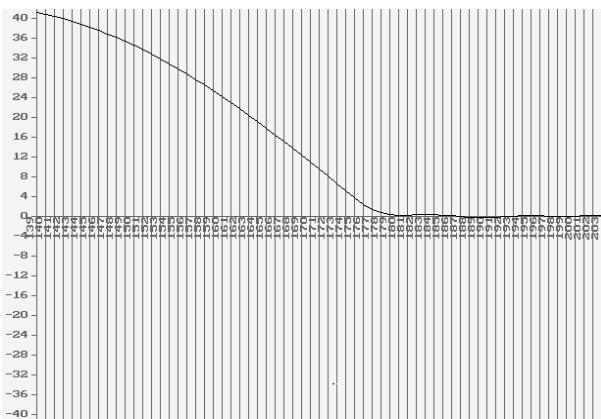
W drugim kroku należy wczytać właściwy plik z pomiarów okrągłości nominalnej powierzchni ślizgowej panewki. Dalej następuje uśrednienie pomiarów z 3 powtórzeń i obrót otrzymanego profilu okrągłości tak aby przyjął położenie w stosunku do wcześniej zidentyfikowanego znacznika. Po tych operacjach matematycznych program zapisuje plik pośredni o rozszerzeniu *.psr, który będzie wykorzystany do obliczeń zużycia w programie W2. W taki sposób wstępnie opracowuje się wszystkie pliki pomiarowe przed i po kolejnych etapach eksploatacji (próby) we wszystkich (czterech) płaszczyznach pomiarowych. Obszar nie zużytej powierzchni panewki do wyznaczania okręgu średniokwadratowego przyjmowano na podstawie oceny początku i końca profilu zuży-

cia w oparciu o szczegółową analizę grafiki ekranowej zarysów (rysunki 5 i 6). Metoda ta pozwala na dokładniejsze określenie profilu zużycia dla przypadków niewielkich łuków zużycia.

Program W2 służy do obliczenia wartości zużycia przy pomocy dokonanych uprzednio pomiarów okrągłości powierzchni roboczej panewki w oparciu o przetworzone wartości średnie odchyłek kształtu uzyskane programem W1. Wprowadzenie danych do programu W2 polega na wczytaniu dwóch plików (*.psr) z pomiarów tej samej panewki i na tej samej wysokości przed i po pewnym okresie eksploatacji. Na wstępie programowo wyznaczano okrąg średniokwadratowy z punktów nie zużytego obszaru połowy panewki (lub opcjonalnie z określonego wizualnie łuku zużycia – opcja, rys. 5 rys. 6) wokół otworu smarowniczego, a następnie obliczano nowe współrzędne punktów pomiarowych jako odległości od tego okręgu.



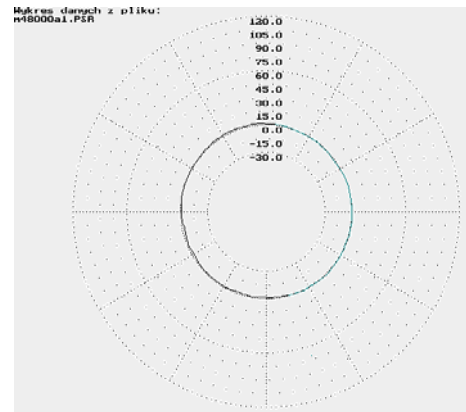
Rys. 5. Profil początku zarysu zużycia



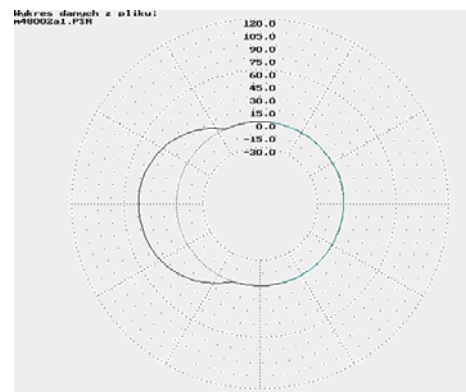
Rys. 6. Profil końca zarysu zużycia

Z tak przekształconych dwóch profili za pomocą programu W2 wyznaczano różnicę pomiędzy nimi, która jest bezpośrednio wartością zużycia w poszczególnych 256 punktach obwodu panewki. Na rysunku 7 przedstawiono zarys panewki bazowej (nie zużytej) w stosunku do której będą określone wartości zużycia panewki po określonym okresie pracy. Na rysunku 8 zamieszczono zarys zużytej panewki, natomiast rysunku 9 przedstawia profil zużycia, jako różnicę profilu bazowego i profilu zużytej powierzchni roboczej panewki. W programie uwzględniono możliwość bezpośredniego kopiowanie ekranu graficzne-

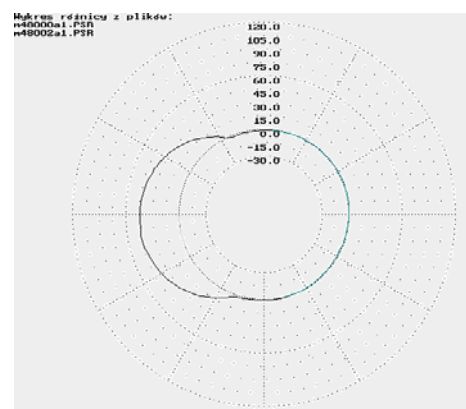
go i tekstowego z wynikami pomiarów na drukarkę. Możliwy jest wybór wielkości powiększenia podczas wyświetlania ekranów graficznych. Grafika zużycia dostępna jest w ujęciu biegunowym i we współrzędnych prostokątnych (rysunek 10). Wartości zużycia można odczytać z przybliżeniem z ekranów graficznych programu jak również bezwzględne dokładne wartości zużycia mogą być odczytane z tabeli generowanej przez program.



Rys. 7. Profil wyjściowy zarysu panewki



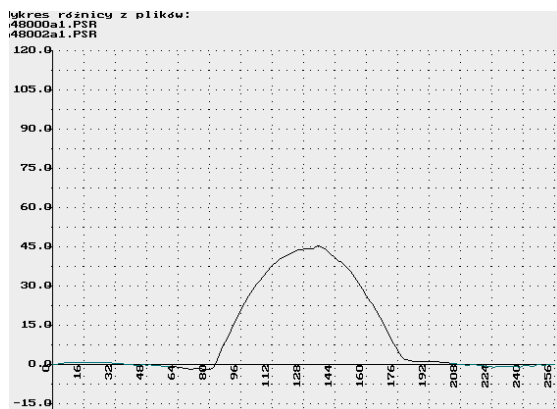
Rys. 8. Profil panewki po zużyciu



Rys. 9. Profil zużycia panewki

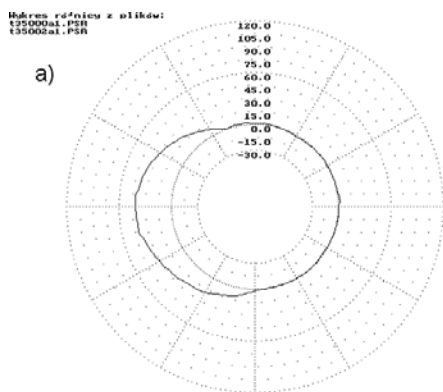
W celu zastosowania (wczytywania) profili zużytych panewek do innych programów, tworzony jest ponadto ich opis z wartościami zużycia panewki w 256 punktach z wprowadzonymi znakami tabulacji jako separatorami w postaci wynikowego pliku tekstowego z rozszerzeniem *.exl, który można wczytać do arkusza kalku-

lacyjnego EXCEL oraz w postaci pliku ASCII. Pomiar profilu okrągłości składa się początkowo z 1024 punktów pomiarowych, a następnie po uśrednieniu zapisywano go w postaci 256 punktów i w takiej postaci był transmitowany ze stanowiska pomiarowego do komputera.



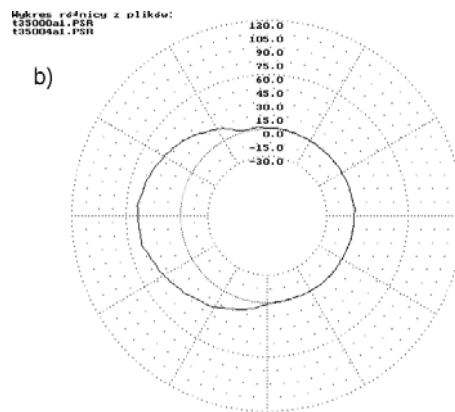
Rys. 10. Profil zużycia panewki (w układzie prostokątnym)

6. PRZYKŁADOWE WYNIKI BADAŃ – ANALIZA

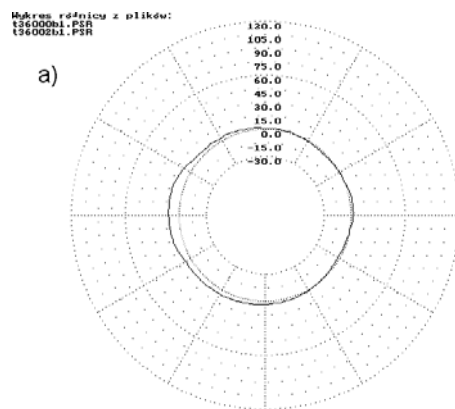


Rys. 11a. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki T35 po 2 godz. pracy łożyska ślizgowego

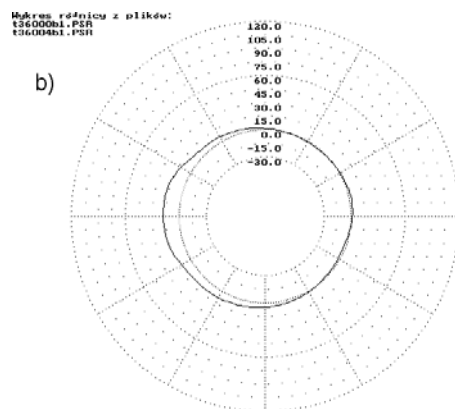
W wyniku pomiarów odchyłki kształtu okrągłości obu panewek i obróbki danych określono profil postępującego zużycia w postaci graficznej oraz w postaci plików danych ASCII do dalszego przetwarzania w celu obliczeń charakterystyk statycznych. Analizując otrzymane wyniki stwierdzono zróżnicowane charakterystyki tribologiczne dla badanych panewek ze stopu łożyskowego Ł16 tj. panewki T35 i T36. Panewka T35 z mniejszym luzem względnym (1,15‰) wykazywała większe zużycia masowe jak również większe zużycia określone w oparciu o metodę pomiaru odchyłki kształtu okrągłości (rysunek 11a, 11b). Obie panewki stabilizowały się pod względem intensywności zużycia po 2/3 próby tj. po drodze tarcia 5500 m. W przypadku panewki z mniejszym luzem w wyniku eksploatacji otrzymano na powierzchni pracującej mniejszy łuk zużycia ale zdecydowanie większej głębokości (rysunek 11a, 11b oraz rysunek 12a, 12b). W prowadzonych równolegle badaniach tribologicznych obu panewek bardziej korzystne charakterystyki tribologiczne (momentu tarcia, temperatury w styku) były dla łożyska z luzem 2,9‰.



Rys. 11b. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki T35 po 4 godz. pracy łożyska ślizgowego

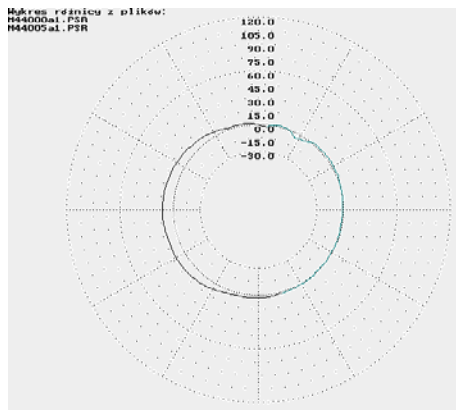


Rys. 12a. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki T36 po 2 godz. pracy łożyska ślizgowego

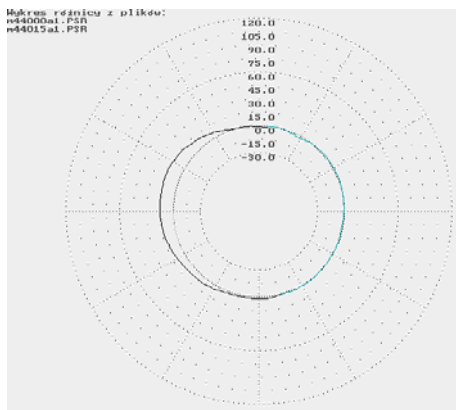


Rys. 12b. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki T36 po 4 godz. pracy łożyska ślizgowego

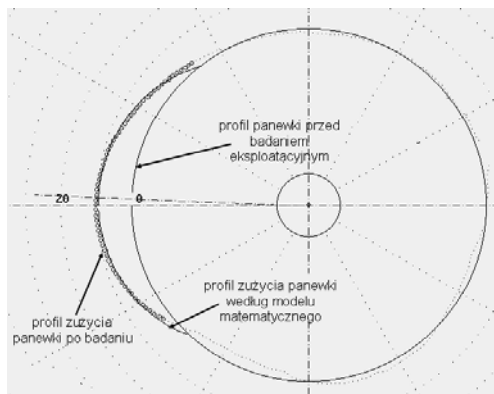
Podobny profil zużycia jak w przypadku panewki T36 (tak w ujęciu ilościowym i jakościowym) otrzymano w badaniach zużycia panewki M44 ze stopu Ł83 (rysunek 13a, 13b). Badania w tym przypadku prowadzono przy większych naciskach średnich 5 MPa (przy panewkach Ł16 wynosiły 3 MPa) oraz przy dłuższych okresach eksploatacji. Na podstawie przeprowadzonych badań zużycia panewek ze stopu Ł83 oraz porównując charakterystyki tribologiczne w zestawieniu ze stopem ołowiovym stwierdzono, że zdecydowanie lepsze właściwości tribologiczne posiada stop cynowy.



Rys. 13a. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki M44 po 5 godz. pracy



Rys. 13b. Zmiany zarysu zużytej powierzchni roboczej panewki M44 po 15 godz. pracy łożyska ślizgowego



Rys. 14. Porównanie profilu zużycia panewki z badań eksperymentalnych oraz według modelu matematycznego

Otrzymane wyniki z badań eksperymentalnych zużycia panewek, a w szczególności łuków zużycia porównano z wynikami otrzymanymi dla opracowanego modelu matematycznego powierzchni zużycia (Wójcicki i Kaczan, 2007). Przykład porównania dla panewki wykonanej ze stopu Ł83 zamieszczono na rysunku 14.

7. PODSUMOWANIE – WNIOSKI

1. Opracowano nową metodę określenia zużycia powierzchni roboczej panewki opartą na pomiarze od-

chyłki kształtu okrągłości – dała ona dobre rezultaty przy błędzie okrągłości mniejszym od $5\div 7\mu\text{m}$ dla panewki przed eksploatacją.

2. Otrzymano dobrą zgodność pomiarów mimośrodowości oraz kąta położenia środków czopa i panewki na stanowisku badawczym z przemieszczeniami i kształtem zarysu pomierzonym w oparciu o analizę odchyłki kształtu okrągłości.
3. Udokładniono model fizyczny procesu zużycia przez eksperymentalne określenie geometrii wyjściowej panewki tj. położenia, długości łuku oraz lokalnej zmiany promienia panewki na łuku zużycia.
4. W oparciu o opracowaną metodę opisu zużycia na podstawie pomiarów kształtu okrągłości zarysu powierzchni ślizgowej panewki stwierdzono:
 - przydatność metody w zastosowaniu do pomiaru głębokości zużycia panewek jak i do wyznaczenia profilu zużycia,
 - zarys zużytej powierzchni panewki można z dobrą dokładnością określić jako łuk okręgu o stałym promieniu i wyznaczyć jego wartość,
 - profil powierzchni zużytej był bardzo regularny dla stopu Ł83, a mniej regularny dla panewki ze stopem Ł16 (stop Ł83 wykazywał zdolność do układania się z czopem).

LITERATURA

1. Strzelecki S., Wójcicki R. (1999a), Measurements of Tribological Characteristics in the Research of Journal Bearing Materials, *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*. No. 6, Vol. 55.
2. Strzelecki S., Wójcicki R. (1999b), Experimental comparison of frictional properties of bearing materials applied in the journal bearings of turbomachinery, *VII International Symposium INTERTRIBO 99*, Slovak Republic.
3. Wójcicki R. (2007), Wpływ zużycia panewki poprzecznego łożyska ślizgowego na jego charakterystyki tribologiczne, *Tribologia 1/2007* (211), "Simpres" Warszawa, 273-285.
4. Wójcicki R., Kaczan B. (2007), Metoda określenia profilu zużycia panewki na podstawie badań doświadczalnych poprzecznych łożysk ślizgowych, *XXIII Sympozjon PKM*, Rzeszów-Przemyśl 2007, Tom 3, 257-267.

METHOD OF THE DETERMINATION OF SLEEVE WEAR IN RADIAL JOURNAL BEARING

Abstract: The variations of the geometry of lubricating gap in the process of sleeve wear have vital effect on the static and dynamic properties of hydrodynamic journal bearings. In the process of the investigation of wear effect on the bearing properties, the value of wear in the geometric sense and the position of wear range are very important. The wear causes the changes of oil film geometry, hence the necessity of the determination of the depth and range of local wear of sleeve operating surface. In the current investigation the method of the wear determination that is based on the measurements of the roundness profile of operating surface of journal bearing was developed. This paper presents the experimental method and the analysis of the wear profile of sleeve sliding surface. The analysis was carried out for the sleeves made of bearing material PbSb15Sn10 and SnSb12Cu6Pb according to PN-ISO 4381:1997 (commercial name Ł16, Ł83) operating with the steel journal.

ANALIZA NUMERYCZNA NOŚNOŚCI STOŻKOWYCH POŁĄCZEŃ WTLACZANYCH

Jolanta ZIMMERMAN*, Lucjan ŚNIEZEK**

*Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Produkcji, Instytut Mechaniki i Poligrafii, ul. Narbutta 85, 02-524 Warszawa

**Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Katedra Budowy Maszyn, ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa

jolz@wip.pw.edu.pl, lsniezek@wat.edu.pl

Streszczenie: Praca dotyczy badań nośności stożkowego połączenia wtlaczanego obciążonego momentem skręcającym za pomocą metody elementów skończonych. Zagadnienie zostało rozwiązane jako przestrzenne, nieliniowe, z uwzględnieniem kontaktu elementów połączenia. Wyniki obliczeń pozwoliły ustalić zależność granicznej wartości momentu skręcającego od osiowej siły wcisku użytej do realizacji połączenia.

1. WSTĘP

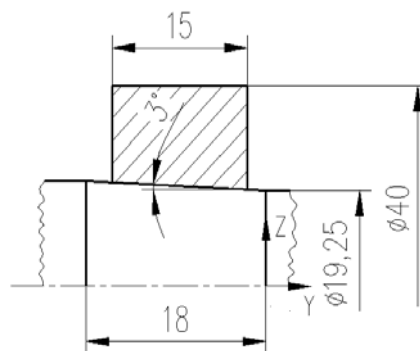
Głównymi przyczynami zniszczenia połączenia wciśkowego są mikropoślizgi występujące na powierzchni współpracujących czopa wałka i tulei oraz korozja cierna, których zakres powiązany jest z panującym w połączeniu stanem odkształceń i naprężeń (Grudziński i Gaska, 1995; Guzowski, 2003). Badania poświęcone analizie powyższych zjawisk na różnych etapach realizacji połączenia i ich wpływ na nośność skojarzenia są prowadzone od kilkadziesiąt lat w wielu ośrodkach badawczych. Obserwowany w ostatnich latach rozwój i doskonalenie istniejących systemów obliczeniowych wykorzystujących metodę elementów skończonych umożliwia coraz dokładniejszą analizę zagadnień związanych z ustaleniem stanu odkształceń i naprężeń w coraz bardziej złożonych konstrukcjach (Kimm i Lee, 2006). Pozwala to na modelowanie i bardziej zaawansowane badanie zjawisk towarzyszących realizacji i użytkowania stożkowych połączeń wtlaczanych.

Celem niniejszej pracy jest przeprowadzenie analizy stanu odkształcenia i naprężenia oraz mikropoślizgów w stożkowym połączeniu wtlaczanym z uwzględnieniem uplastycznienia tulei i tarcia na powierzchni kontaktu w warunkach obciążenia momentem skręcającym.

Tak sformułowany cel pracy wymagał przeprowadzenia obliczeń odkształceń i naprężeń w czopie i tulei podczas procesu realizacji połączenia i po realizacji wcisku, określenia rozkładów odkształceń i naprężeń w elementach połączenia po przyłożeniu liniowo narastającego momentu skręcającego, aż do utraty nośności połączenia, ustalenia przemieszczenia względnego wałka i tulei w funkcji narastającego momentu skręcającego oraz określenia zależności nośności połączenia od siły wcisku.

2. GEOMETRIA POŁĄCZENIA. MODEL OBLICZENIOWY

Analizę numeryczną poprzedzono badaniami doświadczalnymi skojarzenia o geometrii przedstawionej na rysunku 1.

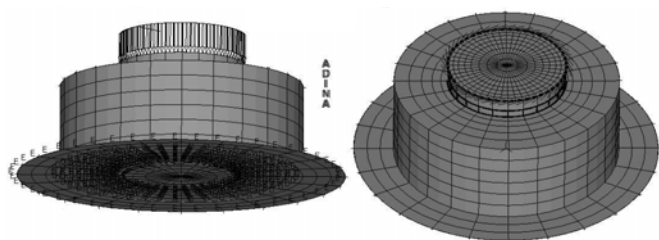


Rys. 1. Geometria połączenia wciśkowego przyjęta do analizy

W pierwszym etapie badań doświadczalnych zrealizowano połączenie, a po pierwszym wcisku połączenie zdemontowano i wykonano powtórnie. Podczas realizacji połączenia, na maszynie wytrzymałościowej mierzono siłę wcisku w funkcji osiowego przemieszczenia, co umożliwiło określenie współczynnika tarcia na powierzchni kontaktu. W tym celu wykonano wielokrotne obliczenia wykorzystując metodę elementów skończonych, przy założonych, różnych współczynnikach tarcia, aż uzyskano zbieżność wykresów siły wcisku w funkcji przemieszczenia osiowego otrzymanych podczas eksperymentu i obliczeń. Na tej podstawie ustalono wartość współczynnika tarcia $\mu=0,18$. Połączenie zamodelowano przy użyciu programu ADINA 8.5.1 jako zagadnienie przestrzenne. Siatka elementów modelu tulei i wałka składa się z 1488 elementów prostopadłościennych (3D), 27-mio węzłowych oraz ze 168 elementów powłokowych 9-cio węzłowych (miejsce przyłożenia obciążenia i podparcia). Siatka MES została rozpięta na 13697 węzłach. W ten sposób uzyskano równomierny, zagęszczony podział na elementy na powierzchni kontaktu czopa wałka i tulei.

Uniemożliwiono przesunięcie dolnej, czołowej powierzchni tulei w kierunku osiowym (warunek B) oraz podparto tuleję na powłoce, dla której zablokowano przemieszczenia na jej zewnętrznej krawędzi kierunku x i y (warunek E). Wałek jest w kontakcie z tuleją. Na rysunku 2

pokazano sposób podparcia modelu oraz jego obciążenie w kolejnych etapach na tle siatki MES.



Rys. 2. Siatka MES oraz sposób podparcia i obciążenia modelu

Obciążenie tak zamodelowanych połączeń realizowano w trzech etapach:

- liniowo narastająca siła przyłożona do czołowej powierzchni umożliwiającą uzyskanie założonego wcisku,
- odciążenie połączenia;
- przyłożenie liniowo narastającego momentu skręcającego aż do utraty nośności połączenia.

Moment skręcający realizowano poprzez przyłożenie węzłowych sił stycznych do okręgu konturowego czołowej, górnej powierzchni wałka o promieniu $r=10,474$ [mm].

Podczas analizy nośności badanych połączeń włączanych założono obecność odkształceń sprężysto-plastycznych, dlatego do obliczeń przyjęto model materiału „plastic multilinear”. Został on opracowany na podstawie wyników statycznej próby rozciągania próbek z normalizowanej stali 45.

3. WYNIKI OBLICZEŃ

Obliczenia przeprowadzono dla sił wcisku zamieszczonych w tabelicy 1, dla których przyporządkowano odpowiednie osiowe przemieszczenia wałka w tulei „z”.

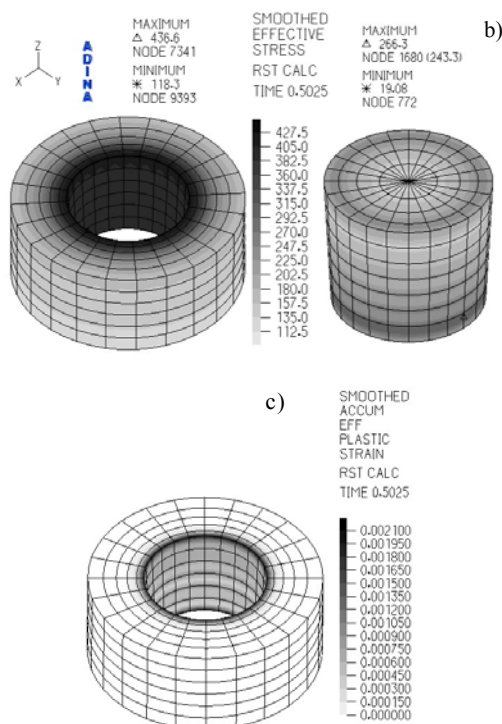
Tab. 1. Wartości sił wcisku F i odpowiadające im przemieszczenia osiowe wałka „z”

Sila wcisku F [kN]	Przemieszczenie osiowe z [mm]
15,2	0,20
19,4	0,25
23,1	0,30
26,8	0,35
30,5	0,40
34,2	0,45
37,9	0,50
40,8	0,55
44,1	0,60

Podczas symulacji realizacji połączenia włączanego z rosnącą liniowo siłą wcisku określono graniczną wartość siły włączającej, po przekroczeniu której w tulei zaczynają występować odkształcenia plastyczne. Wartość ta wynosi 23,1 kN. Na rysunku 3 zaprezentowano wybrane wyniki obliczeń odpowiednio: naprężeń zredukowanych w tulei (a) i w wałku (b), odkształceń plastycznych w tulei (c), odpowiadające sile wcisku $F=44,1$ kN.

Maksymalne naprężenia zredukowane w tulei wyliczone według hipotezy Huber-Mizes-Henky są zlokalizowane

w obszarze wejścia w kontakt z czopem i wynoszą 440 MPa. Naprężenia zredukowane w wałku nie przekraczają w tym przypadku 266 MPa. Dla rozpatrywanej wartości siły obserwujemy plastyczne odkształcenie tulei obejmujące około 30% grubości tulei.



Rys. 3. Naprężenia zredukowane w tulei (a) i w wałku (b) i odkształcenia plastyczne w tulei (c) przy sile wcisku $F=44,1$ kN

Po odjęciu siły wciskającej wartość maksymalnych naprężeń własnych w łączonych elementach wynosi odpowiednio 407 MPa w tulei i 400 MPa w wałku.

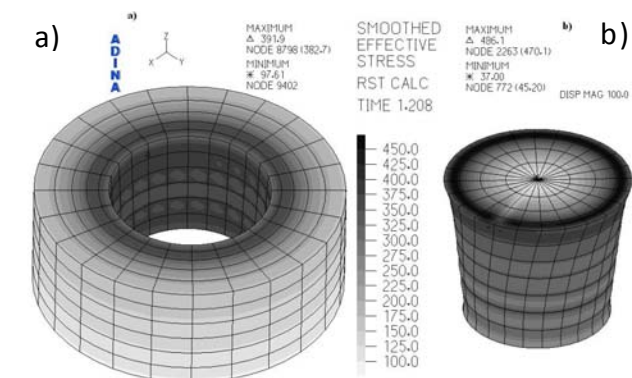
Na rysunku 4 przedstawiono pasma naprężeń zredukowanych w tulei (rysunek 4a) i w wałku na tle zdeformowanej siatki MES wałka przy powiększeniu 100x (rysunek 4b) po obciążeniu połączenia momentem skręcającym równym 392 N·m. Wyznaczone za pomocą programu ADINA wartości sił kontaktowych pozwalają na obliczenie z zależności (1) maksymalnego momentu tarcia na powierzchni współpracujących elementów połączenia wciskowego.

$$M_T = \mu \cdot \sum_{i=1}^n \sqrt{(F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2 + F_{z_i}^2) \cdot (x_i^2 + y_i^2)} \quad (1)$$

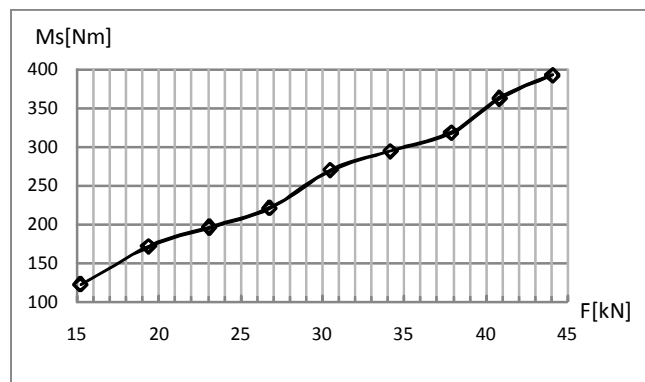
gdzie: i – numer węzła na powierzchni tulei będącej w kontakcie z powierzchnią wałka, $F_{x_i}, F_{y_i}, F_{z_i}$ – składowe siły kontaktowe w i -tym węźle, x_i, y_i – składowe aktualnych współrzędnych węzłów po przemieszczeniu.

Wyliczona na podstawie (1) wartość momentu tarcia wynosi $M_T=409,1$ N·m. Moment skręcający M_s jakim obciążono wałek podczas obliczeń numerycznych, odpowiadający utracie nośności analizowanego połączenia wynosił 392,08 N·m. Zatem wartości M_T i M_s różnią się o 4%. Na rysunku 5 przedstawiono uzyskaną z obliczeń numerycznych zależność przenoszonego momentu skręcającego

od osiowej siły wcisku użytej do realizacji połączenia. Widoczny jest wzrost przenoszonego momentu skręcającego przez rozpatrywane połączenie wtlaczane wraz ze zwiększaniem osiowej siły wciskającej.



Rys. 4. Naprężenia zredukowane w tulei (a) i w wałku (b) podczas obciążenia połączenia momentem skręcającym $M_s=392\text{N}\cdot\text{m}$



Rys. 5. Zależność przenoszonego momentu skręcającego od siły wcisku

W dalszych pracach zaplanowano eksperymentalne określenie nośności połączenia. W oparciu o wyniki symulacji numerycznej i badań doświadczalnych nośności połączenia, możliwa będzie weryfikacja wartości przyjętego w obliczeniach współczynnika tarcia przy skręcaniu.

4. PODSUMOWANIE

Wyniki przeprowadzonej analizy numerycznej stożkowych połączeń wtlaczanych o założonej geometrii wykazały wzrost nośności badanych połączeń obciążonych momentem skręcającym wraz ze wzrostem siły wcisku. W badaniach uwzględniono obecność odkształceń sprężysto-plastycznych występujących w tulei po przekroczeniu granicznej siły wcisku $F=21,3\text{kN}$. Analizę nośności połączenia prowadzono w warunkach uplastycznienia tulei sięgającego 30% jej grubości. Wykorzystując program ADINA 8.5.1 obliczono przemieszczenia obwodowe węzłów sąsiadujących, należących do tulei i wałka co pozwoliło na oszacowanie wielkości mikropoślizgów. Wyniki badań umożliwiły ustalenie zależności między przenoszonym momentem skręcającym a siłą osiową użytą do realizacji połączenia.

LITERATURA

1. Grudziński K., Gąska A. (1995), Obliczanie nośności płaskiego połączenia wciskowego przy uwzględnieniu poślizgów lokalnych, *XVII Sympozjum PKM*, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin-Naęczów, 301-306.
2. Guzowski S. (2003), *Analiza zużycia frettingowego w połączeniach wciskowych na przykładzie osi zestawów kołowych pojazdów szynowych*, Seria: Mechanika, Monografia 284, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków.
3. Kimm S. S., Lee D. G. (2006), *Design of the hybrid composite journal bearing assembled by interference fit*, Elsevier, Composite Structures, 222-230.

NUMERICAL ANALYSIS OF LOAD-CARRYING CAPABILITY OF CONICAL FORCED-IN JOINTS

Abstract: The paper concerns the investigation of the conical interference fit joint load capacity subjected to torsion using FEM. The problem has been solved as a three dimensional, nonlinear with contact between joined elements. Using the calculated results, the dependence between the limiting twisting moment and axial interference force, which was used to carry out the connection, was established.