Czasopismo Naukowo-Techniczne
Wydziału Inżynierii Mechanicznej UTP w Bydgoszczy

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

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ

DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING

3(2)
2014

Wydawnictwa Uczelniane
Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
w Bydgoszczy

ZESPÓŁ REDAKCYJNY
EDITORIAL BOARD

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

Redaktorzy Działowi – *Branch editors*:

Eksploatacja Maszyn *Machine Operating and Maintenance*	Bogdan LANDOWSKI
Inżynieria Biomedyczna *Biomedical Engineering*	Adam MAZURKIEWICZ
Inżynieria Produkcji *Production Engineering*	Marek SZCZUTKOWSKI
Mechanika i Konstrukcja Maszyn *Mechanics and Machinery Design*	Janusz ZACHWIEJA
Technika Rolnicza i Leśna *Agriculture and Woodland Engineering*	Marcin ZASTEMPOWSKI
Transport – *Transport*	Marcin ŁUKASIEWICZ
Sekretarz Zespołu – *Executive secretary*	Sylwester WAWRZYNIAK

MIĘDZYNARODOWA RADA PROGRAMOWA
INTERNATIONAL PROGRAMME COMMITTEE

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

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

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

Projekt okładki – mgr inż. Daniel Morzyński

© Copyright
Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
Bydgoszcz 2014

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

ISSN 2300-3383

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
Redaktor Naczelny: prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski
ul. ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. 52 3749482, 52 3749426
e-mail: wydawucz@utp.edu.pl http://www.wu.utp.edu.pl
Wyd. I. Nakład 80 egz. Ark. aut. 4. Ark. druk. 4,75.
Zakład Małej Poligrafii UTP Bydgoszcz, ul. ks. A. Kordeckiego 20

SPIS TREŚCI
CONTENTS

Michał Burak, Dariusz Skibicki
Porównanie klasycznych metod szacowania niskocyklowej trwałości zmęczeniowej z podejściem CDM 5
Comparison of classical methods for estimating low cycle fatigue with CDM approach

Weronika Dzikowska
Mathematical model analysis of sample from polyurethane vibroinsulation mat.....13
Analiza modelu matematycznego próbki maty wibroizolacyjnej

Michał Liss, Bogdan Żółtowski
Analiza modalna jako metoda diagnozowania stanu nadwozi samochodów osobowych 21
Modal analysis as method of body car condition diagnosis

Przemysław Osowski, Tomasz Piątkowski
Badania numeryczne i weryfikacja eksperymentalna procesu zderzenia opakowania z nieodkształcalnym podłożem.....29
Numerical research and experimental verification of the impact process of the package with rigid substrate

Andrzej Sadowski, Bogdan Żółtowski
Weryfikacja metody badawczej rozpływu energii w układzie napędowym.....39
Verification of test method of energy propagation system

Michał Stopel, Michał Burak
Sposoby modelowania elementów konstrukcji wsporczych infrastruktury drogowej.....49
Methods of modeling of road's infrastructure support elements

Tomasz Tomaszewski, Janusz Sempruch
Zakres normalizacji warunków badań zmęczeniowych minipróbek 59
Range standardization of fatigue testing conditions for mini specimens

Mateusz Wirwicki, Tomasz Topoliński
Wprowadzenie do badań połączeń adhezyjnych materiałów stomatologicznych.....67
Introduction to research calls adhesion of dental

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 5-12
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Michał BURAK, Dariusz SKIBICKI

PORÓWNANIE KLASYCZNYCH METOD SZACOWANIA NISKOCYKLOWEJ TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ Z PODEJŚCIEM CDM

Streszczenie: W pracy skupiono się na porównaniu podejść szacowania trwałości zmęczeniowej metodami tzw. klasycznymi (Morrow, Morrow (σm), SWT) – szeroko wykorzystywanymi w obliczeniach zmęczeniowych – z podejściem kontynualnej mechaniki uszkodzenia (Continuum Damage Mechanics – CDM).

Słowa kluczowe: Continuum Damage Mechanics, Morrow, Smith-Watson-Topper, niskocyklowa trwałość zmęczeniowa, uszkodzenie

1. TEORETYCZNE MODELE OBLICZENIOWE

1.1. Równanie Morrowa

Spośród różnych wzorów opisujących zależność trwałości zmęczeniowej i amplitudy odkształcenia całkowitego najbardziej znany jest wzór Morrowa [2]:

$$\varepsilon_{\mathrm{a}}^{\mathrm{c}} = \varepsilon_{\mathrm{a}}^{\mathrm{e}} + \varepsilon_{\mathrm{a}}^{\mathrm{p}} = \frac{\sigma'_{\mathrm{f}}}{\mathrm{E}}(2\mathrm{N_f})^{\mathrm{b}} + \varepsilon'_{\mathrm{f}}(2\mathrm{N_f})^{\mathrm{c}} \tag{1}$$

gdzie:
- ε_a^c – amplituda odkształcenia całkowitego,
- ε_a^e – amplituda odkształcenia sprężystego,
- ε_a^p – amplituda odkształcenia plastycznego,
- $2N_f$ – liczba nawrotów obciążenia,
- E – moduł Younga,
- σ'_f, b – współczynnik i wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej,
- ε'_f, c – współczynnik i wykładnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego.

mgr inż. Michał BURAK, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: michal.burak@utp.edu.pl
dr hab. inż. Dariusz SKIBICKI, prof. nadzw., Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: dariusz.skibicki@utp.edu.pl

Równanie (1) jest zatem sumą dwóch osobnych zależności opisujących właściwości cykliczne materiału:

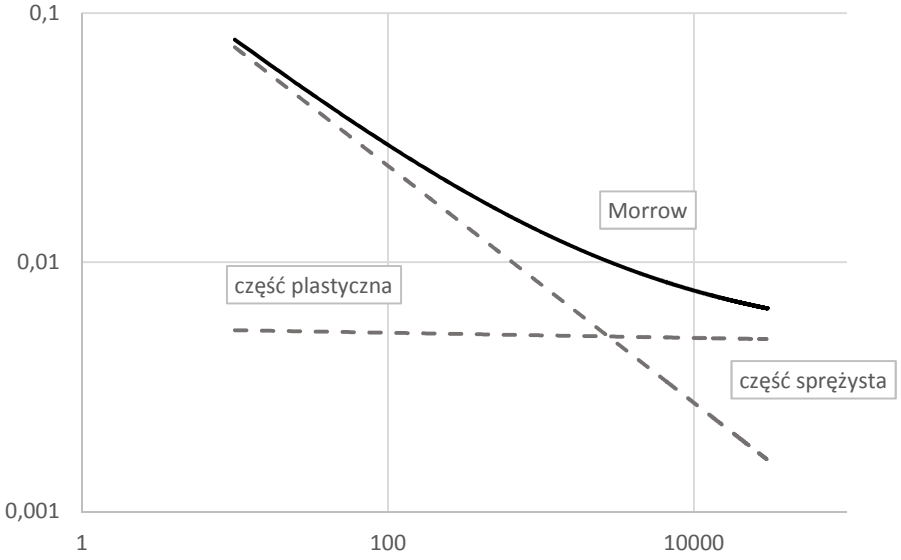
- w zakresie odkształceń sprężystych równanie Basquina podzielone przez moduł Younga (E):

$$\varepsilon_a^e = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b \tag{2}$$

- w zakresie odkształceń sprężystych równanie Mansona i Coffina:

$$\varepsilon_a^p = \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \varepsilon'_f(2N_f)^c \tag{3}$$

Na rysunku 1 przedstawiono krzywe opisujące zakresy odkształceń sprężystych, plastycznych oraz równanie Morrowa.



Rys. 1. Schemat krzywej Morrowa
Fig. 1. Schematic of Morrow curve

a. Równanie Morrowa z uwzględnieniem naprężeń średnich

Podstawowa zależność Morrowa, choć w łatwy sposób pozwala wykreślić krzywą ε^a_c -N_f, nie uwzględnia wpływu naprężeń średnich na właściwości cykliczne materiału. Morrow zaproponował więc modyfikację równania (1). Zakładając nieistotny wpływ naprężeń średnich w zakresie zmęczenia niskocyklowego oraz zauważalne efekty w zakresie zmęczenia wysokocyklowego, podał zmodyfikowane równanie oznaczone na potrzeby pracy jako Morrow (σ_m):

$$\varepsilon_a^c = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E}(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c \tag{4}$$

gdzie:

σ_m – naprężenie średnie cyklu.

b. Równanie Smitha-Watsona-Toppera

Inną propozycję uwzględnienia naprężeń średnich w opisie charakterystyk zmęczeniowych przedstawia równanie Smitha-Watsona-Toppera (SWT) (5). Zależność ta opiera się na klasycznym, dwuczłonowym wzorze Morrowa. Zakłada jednak, że dla określonej trwałości człon $\sigma_a\varepsilon_a$ dla cyklu symetrycznego jest równoznaczny z członem $\sigma_{max}\varepsilon_a$ dla cyklu niesymetrycznego. Założenie to uwzględniono w zapisie:

$$\sigma_{max} = \sigma_a = \sigma'_f(2N_f)^b \tag{5}$$

Po przemnożeniu równania (1) przez zależność (5) otrzymuje się:

$$\sigma_{max}\varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma'_f\varepsilon'_f(2N_f)^{b+c} \tag{6}$$

c. CDM

Główne założenia i dokładny opis kontynualnej mechaniki uszkodzenia podali w swojej pracy Lemaitre i Desmorat [2], przedstawiając również wady i zalety tego podejścia. Pierwsze swoje próby szacowania trwałości za pomocą modelu CDM podjęli Burak i Skibicki [3], opisując w formie skondensowanej model uszkodzenia CDM. W prezentowanej publikacji przytoczono jedynie główne, ogólne zależności opisujące wielkość uszkodzenia.

Zasadniczym równaniem na przyrost wartości uszkodzenia jest wzór (7). Uwzględnia on założenia, że wielkość uszkodzenia bądź jego wzrost zależy od gęstości uwalnianej energii oraz od wartości odkształceń plastycznych.

$$\dot{D} = \left(\frac{Y}{S}\right)^s \dot{p} \text{ jeżeli } p > p_D$$

$$\dot{D} = 0 \text{ w przeciwnym przypadku} \tag{7}$$

$$D = D_c \text{ inicjacja pęknięcia}$$

gdzie:

$\dot{D}$ – przyrost uszkodzenia,
Y – gęstość uwalnianej energii,
$\dot{p}$ – przyrost odkształceń plastycznych,
D – wartość skumulowanego uszkodzenia,
D_c – wartość progowa skumulowanego uszkodzenia.

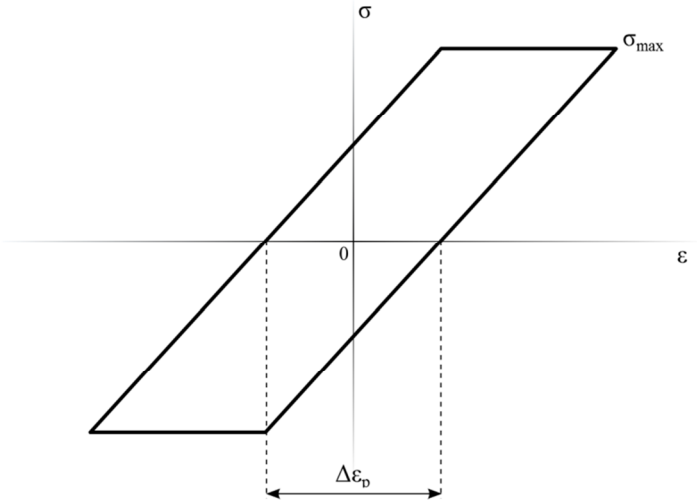
Podstawową zależność opisującą przyrost uszkodzenia (7) można w łatwy sposób zastosować do niskocyklowych obliczeń zmęczeniowych, przy założeniu idealnie plastycznego odkształcenia materiału podczas cyklu, co schematycznie przedstawiono na rysunku 2. Po prostych przekształceniach i scałkowaniu po cyklu równanie (7) przedstawić można jako:

$$\frac{\delta D}{\delta N} = \int_{1\ cykl} \dot{D} dt = \left(\frac{\sigma_{max}^2}{2ES(1-D)^2}\right)^s 2\Delta\epsilon_p \tag{8}$$

gdzie:

σ_{max} – naprężenia maksymalne,

$\Delta\epsilon_p$ – zakres odkształceń plastycznych odpowiadających σ_{max}.



Rys. 2. Schemat idealnie plastycznego odkształcenia materiału
Fig. 2. Schematic of perfectly plastic material

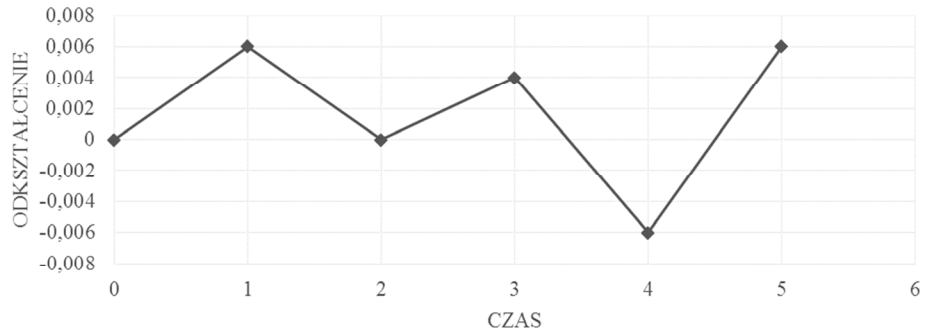
Za pomocą równania (8) możliwe jest oszacowanie przyrostu uszkodzenia w czasie jednego cyklu, pamiętając o założeniach. W ten sposób otrzymuje się dwa równania, dzięki którym możliwe jest obliczenie uszkodzenia. Trwałość oszacowano na podstawie obu zależności. Aby wyznaczyć poszczególne wielkości uszkodzeń, należy określić stałe S i s. Dokładną procedurę doboru tych stałych opisuje Lemaitre [3].

2. SZACOWANIE NISKOCYKLOWEJ TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Szacowanie trwałości zmęczeniowej na podstawie klasycznych metod zmęczeniowych oraz przy wykorzystaniu modeli CDM wykonano na podstawie przykładowej historii obciążenia (rys. 3) próbki ze stali C45 o podstawowych właściwościach materiałowych [1, 4] – tabela 1:

Tabela 1. Podstawowe właściwości stali C45
Table 1. Material parameters of C45 steel

Nazwa	Symbol	Wartość	Jednostka
Moduł Younga	E	215000	MPa
Współczynnik wytrzymałości cyklicznej	K'	840	MPa
Wykładnik odkształcenia zmęczeniowego	n'	0,082	
Współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej	σ'_f	1204	MPa
Wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej	b	-0,103	
Współczynnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego	ε'_f	0,218	
Wykładnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego	c	-0,475	
Parametr ogólnego prawa uszkodzenia	S	1,312	
Wykładnik ogólnego prawa uszkodzenia	s	6,293	
Wartość progowa odkształcenia plastycznego	p_d	0,11	
Krytyczna wartość uszkodzenia	D_c	0,3	

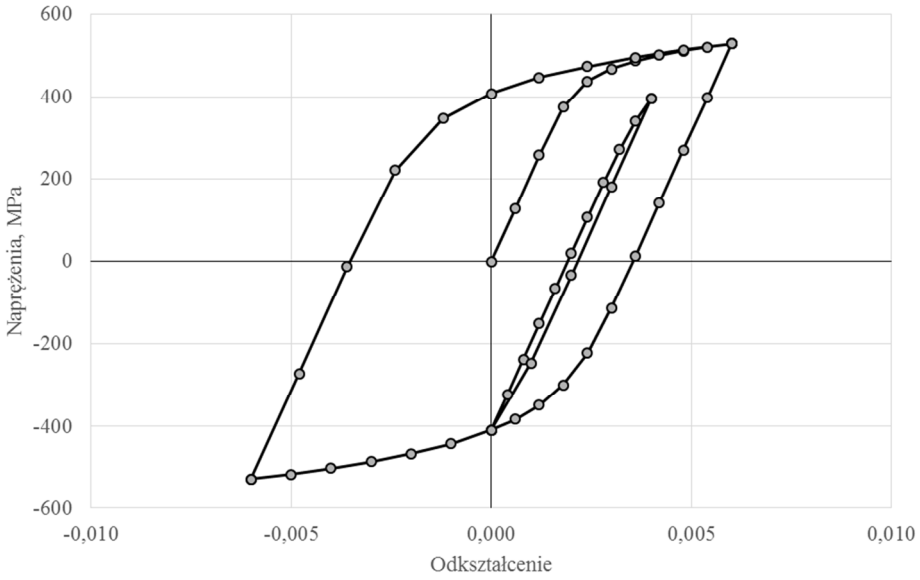


Rys. 3. Historia odkształcenia w czasie
Fig. 3. Variable amplitude strain-time history

Założono, że podczas cyklicznego obciążenia materiał odkształca się zgodnie z krzywą cyklicznego umocnienia w początkowej fazie obciążenia oraz na dalszym etapie wg zależności na zakres odkształceń Δε i zakres naprężeń Δσ, wyrażonej wzorem (9):

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \tag{9}$$

Ze względu na uciążliwość obliczeń analitycznych, zakresy odkształceń oraz zakresy i poziomy naprężeń wyznaczono za pomocą dodatku Solver w MS Excel. Na podstawie ustalonych wartości odkształceń i naprężeń wykreślono pętle histerezy (rys. 4) odpowiadające historii obciążenia.



Rys. 4. Pętle histerezy wyznaczone na podstawie historii odkształcenia
Fig. 4. Simulated hysteresis loops for given strain-time history

Dla każdego cyklu obliczono wielkość uszkodzenia przy wykorzystaniu równania (10) opisującego prawo liniowego uszkodzenia wg Palmgrena-Minera [1]:

$$D = \sum_{i=1}^{kn} \frac{n_i}{N_{f,i}} \tag{10}$$

gdzie:

n_i – liczba cykli w historii obciążenia,
kn – całkowita liczba cykli na blok,
$N_{f,i}$ – trwałość zmęczeniowa wg danego modelu obliczeniowego.

Liczbę powtórzeń bloków wyznaczono przy założeniu kryterium zniszczenia D = 1. Wyniki oszacowanych trwałości zestawiono w tabeli 2.

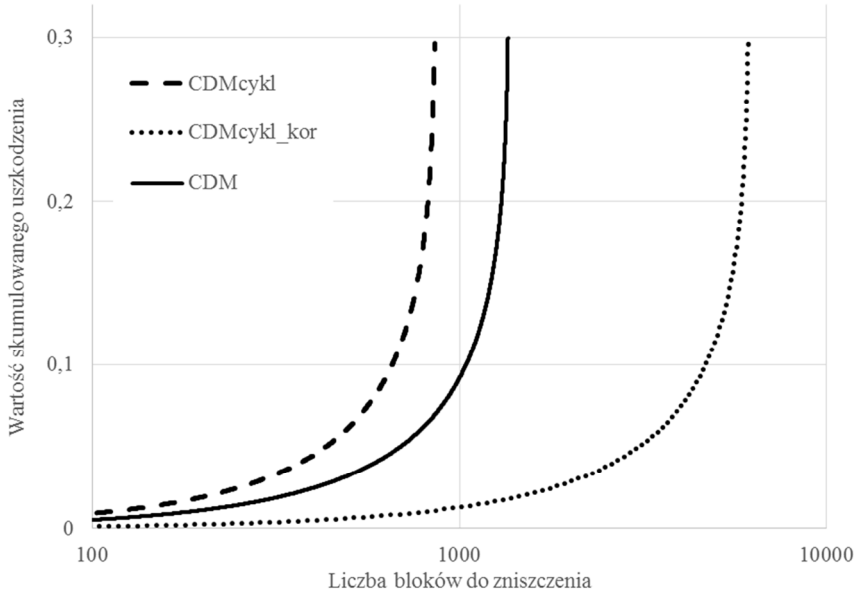
W przypadku obliczeń CDM wykonano obliczenia dla 2 wariantów szacowania uszkodzenia. Wynik pierwszego etapu obliczeń przeprowadzonych na podstawie zależności (8) wymagał skorygowania za pomocą współczynnika nazwanego na potrzeby pracy *kor* (11) w celu zmniejszenia wpływu uproszczenia, jakim jest założenie idealnego odkształcenia plastycznego w trakcie cyklu:

$$kor = \frac{1 - n'}{1 + n'} \tag{11}$$

Wartości skumulowanego uszkodzenia w zależności od liczby bloków aż do momentu zniszczenia (gdy $D = D_c$) przedstawiono na rysunku 5. Linia ciągła oznacza uszkodzenie wyznaczone na podstawie ogólnego prawa uszkodzenia wg CDM (7), linie przerywana i kropkowa odpowiednio uszkodzenie wyliczone wg zależności (8) oraz skorygowane wartości tego uszkodzenia.

Tabela 2. Oszacowane trwałości
Table 2. Estimated fatigue lifes

	Morrow (1)	Morrow_σ_m (4)	SWT (6)	CDM (7)	CDM_{cykl} (8)	$CDM_{cykl+kor}$ (8,11)
N_f	2634	2635	2252	1368	866	6172



Rys. 5. Wykres skumulowanego uszkodzenia
Fig. 5. Damage curve

3. WNIOSKI

Szacowanie trwałości zmęczeniowej wymaga znajomości wielu właściwości materiałowych. W przypadku klasycznych metod obliczeń zmęczeniowych wciąż prowadzone są badania, a dane materiałowe nierzadko dostępne są w publikacjach. O ile zebranie podstawowych stałych potrzebnych do szacowania trwałości zmęczeniowej klasycznymi metodami nie przysparza większych trudności, to już sama procedura tych obliczeń może stanowić problem. W pracy podjęto próbę szacowania trwałości zmęczeniowej dla bardzo prostej historii obciążenia, dzięki czemu procedury obliczeniowe nie były złożone. W przypadku podejścia CDM łatwe jest zastosowanie metod numerycznych do obli-

czeń uszkodzenia, a więc i trwałości zmęczeniowej. Do tego celu posłużyć może np. program LS-DYNA, który wykorzystywano w innych pracach. Należy jednak zwrócić uwagę na dokładność wyznaczania stałych materiałowych ze względu na dużą wrażliwość obliczeń CDM na te stałe.

LITERATURA

[1] BURAK M., SKIBICKI D., STOPEL M.: Analysis of CDM model in the scope of low-cycle fatigue life estimation. Key Engineering Materials, 2013.
[2] LEE Y-LI., BARKEY M.E.: Fatigue testing and analysis. Elsevier Butterworth–Heinemann, Burlington 2005.
[3] LEMAITRE J., DESMORAT R.: Engineering Damage Mechanics. Springer, Berlin Heidelberg 2010.
[4] MROZIŃSKI S., SZALA J.: Zagadnienie umocnienia lub osłabienia metali w warunkach obciążenia programowanego. Acta Mechanica et Automatica, 2005.

COMPARISON OF CLASSICAL METHODS FOR ESTIMATING LOW CYCLE FATIGUE WITH CDM APPROACH

Summary: The study focused on a comparison of approaches for estimating the fatigue life of the so-called classical methods (Morrow, Morrow (σm), SWT) widely used in the fatigue calculation with the approach of Continuum Damage Mechanics (CDM).

Key words: Continuum Damage Mechanics, Morrow, Smith-Watson-Topper, low cycle fatigue, damage

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 13-20
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Weronika DZIKOWSKA

MATHEMATICAL MODEL ANALYSIS OF SAMPLE FROM POLYURETHANE VIBROINSULATION MAT

Summary: The paper presents further developments in mathematical modelling of vibroinsulation mats. There was proposed the introduction of new parameters for characterizing the properties of the mat. An attempt to analyze the model in terms of its dynamic properties resulting from the determination of frequency transfer function was made. In conclusion the methodology of the studies necessary to quantify the material constants model was described.

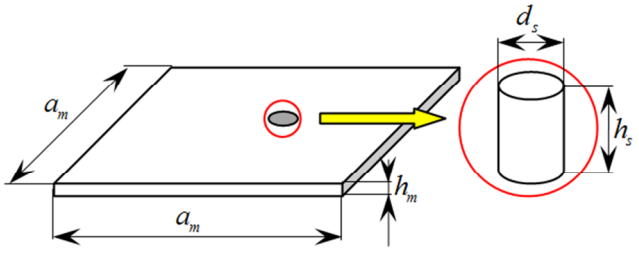
Key words: vibroinsulation mat, loss modulus, storage modulus, mathematical model

1. INTRODUCTION

Vibroinsulation mats used for loaded track railways must meet appropriate standards for static and dynamic properties. The tests are carried out in laboratory using a testing machine, working at specified frequencies. The test specimens have a prismatic shape of plan dimensions 500 × 500 mm and a height corresponding to the thickness of the final product.

Due to lack of access to this type of equipment, author decided to adopt an instrument DMA 242D Netzsh for that purpose. In this case, the test sample takes the form of a cylinder, height up to 6 mm.

Figure 1 shows symbolically the dimensions and geometry of the produced vibroinsulation mats and analyzed sample cut from the specimen.



$$A_m = a_m \cdot a_m$$
$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}$$
$$A_m \gg A_s$$
$$h_m \approx h_s$$

Fig. 1. Manufactured mat and a cut out (manufactured) sample, A_m – area of polyurethane mas, A_s – area of cylindrical sample

Rys. 1. Wyprodukowana mata oraz wycięta (wyprodukowana) próbka, A_m – powierzchnia maty poliuretanowej, A_s – powierzchnia próbki cylindrycznej

mgr inż. Weronika Dzikowska, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: weronika.dzikowska@wp.pl

It is necessary to develop methods for transfer of results obtained by testing samples of small size, disproportionate to the final product, which can be used process the results obtained from the available DMA device. The first step in this direction is to develop a mathematical model of tested sample.

2. MATHEMATICAL MODEL ANALYSIS

a. Analysis of limitations – the simplifying postulates

Using of classical similarity method is not possible in the present case because the basic condition for their application is geometric similarity of the final product and the sample. As shown in Figure 1, this condition cannot be achieved due to two reasons: difference of shape (prismatic and cylindrical) and impossibility to provide the scale of the similarity between two corresponding linear dimensions. The shape and dimensions of the test samples are imposed by available measuring equipment. Testing device is DMA 242 D produced by NETZSCH company. The maximum sample radius results from the limited hardware possibilities, accepted standards and the following relationship:

$$F_{\max} = \sigma_{\max} \cdot A_s \tag{1}$$

where:

$F_{\max}$ – maximum force possible to realize on the DMA 242D, in this case 7,272 N,

$\sigma_{\max}$ – maximum stress range $N \cdot m^{-2}$, according to DIN 45673-5:2010-08,

A_s – sample area, mm^2.

From equation (1) the maximum radius of the cylindrical sample can be determined:

$$r = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot \sigma_{\max}}} \approx 13,6\,\text{mm} \tag{2}$$

Due to the complexity of created mathematical model [1], it was important to determine and apply a series of simplifications, which allow specify the constituent parameters, based on the subsequent experimental studies. Vibroinsulation mat is porous, roughly one half of the pores is open and the other one closed. The mat is coated on its whole surface by a layer of a clearly increased density, called "skin".

It was assumed that the structure of the material is isotropy and homogeneity. Its material properties strongly depend on temperature, and therefore temperature has to be stabilized during experimental studies. In the first approximation any relationships take the linear character. The stress distribution in the sample is only uniaxial.

b. The solution of the equations describing the model

As noted in the abstract the mathematical model of sample was shown in paper [1].

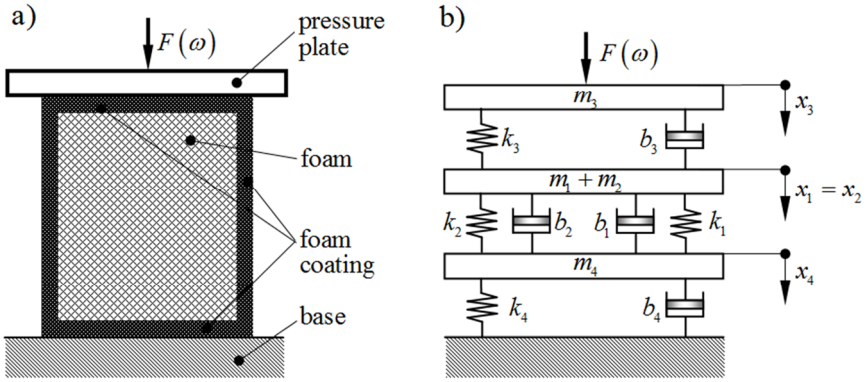


Fig. 2. Sample tested: a) cross-section of the actual sample, b) created physical model
Rys. 2. Badana próbka: a) przekrój próbki rzeczywistej, b) utworzony model fizyczny

Based on Figure 2, it is possible to write the equations of motion [1]:

$$\begin{aligned} &m_3\ddot{x}_3 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) = F(\omega) \\ &(m_1+m_2)\ddot{x}_1 + (b_1+b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + (k_1+k_2)(x_1 - x_4) = b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) \\ &m_4\ddot{x}_4 + b_4\dot{x}_4 + k_4x_4 = (b_1+b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + (k_1+k_2)(x_1 - x_4) \end{aligned} \tag{3}$$

where:

x_i – displacement of the upper layer of the sample element, m,
m_i – mass, kg,
b_i – damping coefficient, Ns·m^{-2},
k_i – stiffness, N·m^{-2},
$F(\omega)$ – driving force, according to DIN 45673-5, N,
$i = 1, 2, 3, 4$ the index that means respective: fundamental (porous) part of the sample, upper, side and lower skin layer.

It was assumed that the displacements are calculated from the static stable balance point. This assumption allow an adoption of zero initial conditions $x_i(0) = 0$ and $\dot{x}_i(0) = 0$. After applying to the (3) Laplace transform and rearranging data formula was given by:

$$\begin{aligned} &m_3s^2X_3 + (b_3s + k_3)(X_3 - X_1) = F(s) \\ &(m_1+m_2)s^2X_1 + \left[(b_1+b_2)s + (k_1+k_2)\right](X_1 - X_4) = (b_3s + k_3)(X_3 - X_1) \\ &(m_4s^2 + b_4s + k_4)X_4 = \left[(b_1+b_2)s + (k_1+k_2)\right](X_1 - X_4) \end{aligned} \tag{4}$$

where:

$X_i = X(s)$ means the Laplace transformed outputs (displacements), m,

$F(s)$ – the Laplace transformed input (driving force), N,

s – Laplace operator, [s^{-1}], other symbols as in formula (3).

The system defined by equations (3) can be written in matrix form

$$\begin{bmatrix} -(b_3 s + k_3) & m_3 s^2 + b_3 s + k_3 \\ (m_1 + m_2)s^2 + (b_1 + b_2 + b_3)s + k_1 + k_2 + k_3 & -(b_3 s + k_3) \\ -\left[(b_1 + b_2)s + (k_1 + k_2)\right] & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -\left[(b_1 + b_2)s + k_1 + k_2\right] \\ m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(s) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5a}$$

or in short form:

$$\mathbf{A}_m \mathbf{X} = \mathbf{F} \tag{5b}$$

where:

$$\mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} -(b_3 s + k_3) & m_3 s^2 + b_3 s + k_3 \\ (m_1 + m_2)s^2 + (b_1 + b_2 + b_3)s + k_1 + k_2 + k_3 & -(b_3 s + k_3) \\ -\left[(b_1 + b_2)s + (k_1 + k_2)\right] & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -\left[(b_1 + b_2)s + k_1 + k_2\right] \\ m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & 0 & a_{33} \end{bmatrix}$$

is a matrix of coefficients resulting from the material properties of particular elements of this sample

$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}$ is output quantity vector (in our case the images of deviations of the upper surface of the particular elements from stable balance

$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F(s) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$ is a vector of inputs, reduced in the present case to one driving force.

The value we are interested in: $X(s) = X_3(s)$, can be calculated from the equation

$$X(s) = X_3(s) = \frac{|\mathbf{A}_{m3}|}{|\mathbf{A}_m|} \tag{6}$$

where:

$|\mathbf{A}_m|$ is the main determinant of a matrix derived earlier $\mathbf{A}_m$,

$$|\mathbf{A}_{m3}| = \begin{vmatrix} -(b_3 s + k_3) & F(s) \\ (m_1 + m_2)s^2 + (b_1 + b_2 + b_3)s + k_1 + k_2 + k_3 & 0 \\ -\left[(b_1 + b_2)s + k_1 + k_2\right] & 0 \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} 0 \\ -\left[(b_1 + b_2)s + k_1 + k_2\right] \\ m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{11} & F(s) & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} \\ a_{31} & 0 & a_{33} \end{vmatrix}$$

is a auxiliary determinant associated with the variable $X(s) = X_3(s)$.

Therefore, the main determinant takes the form:

$$\begin{aligned} |\mathbf{A}_m| &= |a_{11}a_{22}a_{33} + a_{31}a_{12}a_{23} - a_{21}a_{12}a_{33}| = \\ &= (b_3 s + k_3)^2 \left[m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \right] + \\ &+ \left[(b_1 + b_2)s + (k_1 + k_2) \right]^2 (m_3 s^2 + b_3 s + k_3) + \\ &- \left[(m_1 + m_2)s^2 + (b_1 + b_2 + b_3)s + k_1 + k_2 + k_3 \right] (m_3 s^2 + b_3 s + k_3) \\ &\left[m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \right] \end{aligned} \tag{7}$$

However, determinant $|\mathbf{A}_{m3}|$ has form:

$$\begin{aligned} |\mathbf{A}_{m3}| &= (a_{31}a_{23} - a_{21}a_{33})F(s) = \\ &\left\{ \left[(b_1 + b_2)s + k_1 + k_2 \right]^2 - \left[(m_1 + m_2)s^2 + (b_1 + b_2 + b_3)s + k_1 + k_2 + k_3 \right] \right. \\ &\left. \left[m_4 s^2 + (b_1 + b_2 + b_4)s + k_1 + k_2 + k_4 \right] \right\} F(s) \end{aligned} \tag{8}$$

The transfer function is defined as the ratio of the Laplace transform of the output $X(s)$ to the Laplace transform of the input $F(s)$ is given by (9):

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \tag{9}$$

After substituting $s = i\omega$ for the Laplace operator, where ω is angular frequency of driving force $F(\omega)$), we get a spectral transfer function $G(i\omega)$,

which can be shown as $G(i\omega)=\mathrm{Re}\left(G(\omega)\right)+i\,\mathrm{Im}\left(G(\omega)\right)$. The real part of $\mathrm{Re}\left(G(\omega)\right)=G'$ is an equivalent of storage modulus E' and describes the ability to store potential energy and release it upon deformation, while the imaginary part of $\mathrm{Im}\left(G(\omega)\right)=G''$ corresponds to loss modulus E'' proportional to energy dissipation in the form of heat upon deformation. The modules E' and E'' are known from dynamic mechanical analysis.

3. DECOMPOSITION OF THE SAMPLE

The basic problem is to determine the parameters m_i, b_i, k_i for $i=1,2,3,4$ While parameters m_i don't present difficulties, because $m_1=\rho_f V_1$ and $m_i=\rho_s V_i \quad i=2,3,4$, where ρ_f is density of foam and ρ_s is density of the skin, other parameters are difficult to identify because they depend on dimensions and shape of sample. But we can see that there are only two types of material: the porous foam and the skin.

As seen in Fig. 3, the sample components analyzed separately have different shape. Below is shown the proposal to introduce new universal properties: characteristic damping coefficient $\hat{b}$ and characteristic stiffness $\hat{k}$ related to the unit volume of material. Then the damping coefficient and stiffness for each element are defined by formulas:

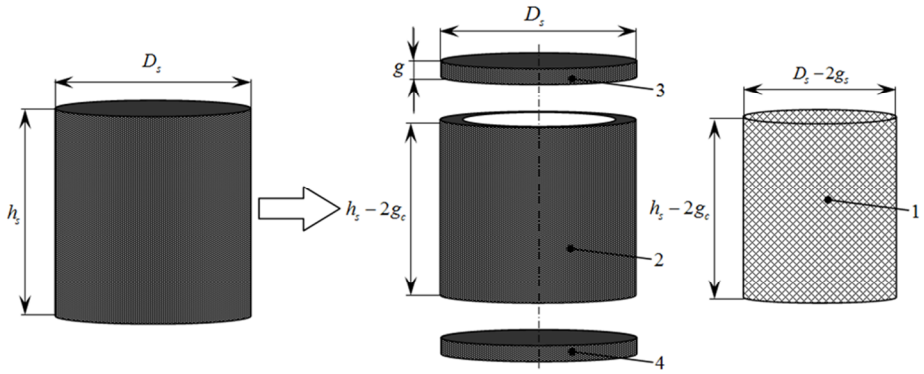


Fig. 3. Possible decomposition of the sample to the basic elements
Rys. 3. Możliwa dekompozycja próbki na podstawowe elementy

$$b_i=\hat{b}\frac{\hat{A}_i}{\hat{h}_t} \quad \mathrm{N\cdot s\cdot m^{-1}} \tag{10}$$

$$k_i=\hat{k}\frac{\hat{A}_i}{\hat{h}_t} \quad \mathrm{N\cdot m^{-1}} \tag{11}$$

where in formulas (10) and (11):

b_i – damping coefficient of *i-th* element of the sample, $\mathrm{N \cdot s \cdot m^{-1}}$,

k_i – stiffness of *i-th* element of the sample, $\mathrm{N \cdot m^{-1}}$,

$\hat{h}_i = \dfrac{h}{h_0}$ $h_0 = 1\,\mathrm{m}$ – relative height *i-th* element of the sample, –,

$\hat{A}_i = \dfrac{A}{A_0}$ $A_0 = 1\,\mathrm{m^2}$ – relative area *i-th* element of the sample, –,

h – real height of *i-th* element of the sample, measured along the axis of driving force, m,

A – real surface perpendicular to the direction of the driving force of *i-th* element of the sample, $\mathrm{m^2}$.

Possibilities of manufacturing different samples are presented in Fig. 4. Distribution of the skin on tested sample depends on whether it is cut or manufactured. Different samples allow to determine the material properties by the experimental methods for porous foam and skin.

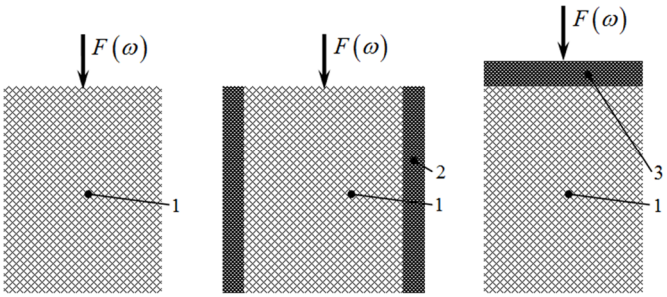


Fig. 4. The possibilities of skin position in the sample
Rys. 4. Możliwości rozmieszczenia lica próbki

Equations (3) for simplified samples presented in Fig. 4 are reduced equations as written below, respectively:

$$m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + k_1 x_1 = F(\omega t) \tag{12}$$

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)\dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = F(\omega t) \tag{13}$$

$$\begin{aligned} m_3\ddot{x}_3 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) &= F(\omega t) \\ m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + k_1 x_1 &= b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) \end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned} &m_3(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) = F(\omega t) \\ &(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)\dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) \end{aligned} \tag{15}$$

In general, to determine the four parameters $\hat{k}_1$, $\hat{k}_2 = \hat{k}_3 = \hat{k}_4$, $\hat{b}_1$, and $\hat{b}_2 = \hat{b}_3 = \hat{b}_4$ it is sufficient to study only two types of samples because the obtained transfer functions are complex numbers and each of them enables

determination of the two properties. Studies of the other two types of samples will be used to verify the assumptions.

4. CONCLUSIONS

The obtained mathematical model of the sample is linear. At the present stage of research it is difficult to evaluate the degree of its real nonlinearity. It seems that at first should be tested the simplest type of samples (consisting only of specific part of mats – porous, without skin) resultant from decomposition of the basic sample. For the model of this sample defined analytically it will be possible to determine experimentally the parameters b_1 and k_1 for different angular frequency ω defined in the standard. Differences from the constants, parameters b_1, and k_1 will be a measure of the nonlinearity of the model (its inaccuracy) and allow evaluation error during test.

In the next steps of research should be verified the correctness of the assumptions made in the formulas (10) and (11). In the studies will be used samples with different cross sections and heights. On them will be applied the force with constant circular frequency.

The model presented in this paper is the first linear approximation, but allows understanding of the future the research program and familiarization with the essence of the problem.

LITERATURA

[1] DZIKOWSKA W., ŻÓRAWSKI D., PESZYŃSKI K.: Modelling and Initial Tests of the Dynamic Properties of Vibroinsulation Mats. 20th International Conference Engineering Mechanics 2014, Svratka – Czech Republic, 152-155.
[2] KACZOREK T. i in.: Podstawy teorii sterowania. WNT, Warszawa 2005.
[3] OGATA K.: Modern Control Engineering Fifth Edition. Prentice Hall, New Jersey 2010.
[4] PESZYŃSKI K., SIEMIENIAKO F.: Sterowanie procesów, podstawy, przykłady. Wyd. Uczeln. Akademii Techniczno-Rolniczej, Bydgoszcz 2002.

ANALIZA MODELU MATEMATYCZNEGO PRÓBKI MATY WIBROIZOLACYJNEJ

Streszczenie: W pracy zaprezentowano kolejny etap rozwoju modelu matematycznego poliuretanowej maty wibroizolacyjnej. Zaproponowano wprowadzenie nowych parametrów chrakteryzujących własności maty. Podjęto próbę analizy modelu ze względu na jego własności dynamiczne wynikające z określenia transmitancji częstotliwościowej. W podsumowaniu opisano metodykę badań koniecznych do ilościowego określenia stałych materiałowych modelu.

Słowa kluczowe: mata wibroizolacyjna, moduł stratności, moduł zachowawczy, model matematyczny

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 21-28
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Michał LISS, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

ANALIZA MODALNA JAKO METODA DIAGNOZOWANIA STANU NADWOZI SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Streszczenie: W pracy przeanalizowano możliwości identyfikacji stanu technicznego nadwozi samochodów osobowych, mając na uwadze negatywny wpływ procesów degradacji konstrukcji. Przedstawiono propozycję metody diagnostycznej opartej na analizie modalnej.

Słowa kluczowe: diagnozowanie, analiza modalna, degradacja stanu nadwozia

1. WPROWADZENIE

Nadwozie jest jednym z najważniejszych zespołów w samochodach osobowych tak pod względem wizualnym, funkcjonalnym, jak również technicznym. W aspekcie technicznym nadwozie samochodów osobowych pełni odpowiedzialną funkcję struktury nośnej, do której mocowany jest zespół napędowy, układ kierowniczy, układ zawieszenia itp. Istotne jest również to, aby struktura nadwozia zapewniała wysoki poziom bezpieczeństwa kierowcy oraz pasażerom znajdującym się wewnątrz pojazdu. Aby sprostać tym wymaganiom, producenci samochodów modernizują nadwozia samonośne pod względem rozwiązań konstruktorskich oraz materiałowych.

Jednym z pierwszych rozwiązań zwiększających bezpieczeństwo w samochodach było zastosowanie tzw. stref zgniotu (gradacji sztywności). Innym rozwiązaniem współcześnie bardzo popularnym jest stosowanie nowoczesnych materiałów (aluminium, tworzyw sztucznych itp.) wykorzystywanych do produkcji elementów nadwozia. Niemniej jednak produkcja nadwozia samonośnego nie zmieniła się aż tak bardzo i w dalszym ciągu wykonuje się je z tłoczonych cienkich blach o zmiennych profilach, zgrzewanych punktowo oraz odpowiednio zabezpieczanych antykorozyjnie.

Mając powyższe na uwadze, nie trzeba zastanawiać się nad aspektem bezpieczeństwa w nowo wyprodukowanych pojazdach. Problem pojawia się wtedy, gdy pojazd samochodowy jest eksploatowany przez dłuższy czas. W trakcie eksploatacji konstrukcja pojazdu zostaje nie tylko poddawana różnym zmiennym obciążeniom wynikającym na przykład ze złego stanu dróg, ale również

mgr inż. Michał LISS, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: michal.liss@utp.edu.pl
prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: bogdan.zoltowski@utp.edu.pl

jest wystawiona na innego rodzaju czynniki (np. korozję, zmęczenie, zużycie itp.), przyczyniające się do postępowania procesu degradacji. Powoduje to, że stan techniczny takiego pojazdu może nie zapewniać już tak dużego bezpieczeństwa, jak miało to miejsce na samym początku jego eksploatacji. Mogą się również zdarzyć sytuacje, w których samochody powypadkowe po odpowiednich procesach naprawczych, nie zawsze przywracających pełne bezpieczeństwo, są dopuszczane do ruchu drogowego. Pojawia się zatem pytanie: jak w takich przypadkach wystarczająco miarodajnie ocenić stan techniczny pojazdów, aby mogły ponownie uczestniczyć w ruchu drogowym. Obecne metody diagnozowania struktury nośnej pojazdów opierają się w znacznym stopniu jedynie na organoleptycznej ocenie jej stanu, zatem jego wyniki w kwestiach wytrzymałości, trwałości, a tym samym poziomu bezpieczeństwa zarówno samego kierowcy, jak i pozostałych uczestników ruchu drogowego obarczone są dużym błędem.

2. PROCESY DEGRADACJI STRUKTURY NADWOZIA

Bez wątpienia jednym z najbardziej popularnych procesów niszczących konstrukcje nośne samochodów osobowych jest korozja. Warunki klimatyczne w Polsce sprzyjają rozwojowi korozji w nadwoziach. Mają na to bezpośredni wpływ takie parametry klimatyczne, jak:

- średnie temperatury zimowe,
- względna wilgotność powietrza,
- obciążenie środowiska substancjami chemicznymi (przykładem może być jon chlorku pochodzący z soli wykorzystywanej do zwalczania śliskości na drogach zimą).

Istotne zatem staje się również poznanie odporności korozyjnej nadwozi pojazdów w tak agresywnym środowisku. Informacje na ten temat mogą zostać zdobyte dzięki realizacji odpowiednich badań [1-4].

Najprostsze badanie, jakie jest wykonywane w każdym warsztacie samochodowym bądź w stacji kontroli, opiera się na bezpośrednich wizualnych obserwacjach, które przy zastosowaniu odpowiednich wskaźników pozwalają dokonać oceny stopnia skorodowania [4]. Punktem wyjścia do określenia kryteriów oceny jest klasyfikacja funkcjonalności elementów nadwozia, których korozja uznana została za czynnik istotny pod względem bezpieczeństwa, oraz sposób wyznaczenia stopnia uszkodzenia. W zależności od klasy funkcjonalności elementu i stopnia jego skorodowania podejmuje się odpowiednie decyzje w procesie diagnozowania. Metody te są jednak mało obiektywne, ponieważ wynik diagnozy w znacznym stopniu zależy od subiektywnej oceny diagnosty [2, 4].

Stopień skorodowania konstrukcji nośnej samochodu osobowego, określony przez diagnostę, pozwala jedynie ustalić poziom zaawansowania procesów korozyjnych, nie daje natomiast żadnego odniesienia do jego stanu technicznego.

Wszelkiego rodzaju procesy niszczące, takie jak zmęczenie materiału czy korozja, przejawiają się zmianami w geometrii i topologii konstrukcji [2]. Powstają nieciągłości materiału, defekty, które polegają na wypadaniu pewnych elementów czy węzłów. Zniszczenie w takiej postaci odbija się na własnościach dynamicznych konstrukcji, a więc również na macierzy sztywności, masy i tłumienia. Zaburzenie tych własności może spowodować zmianę sił wewnętrznych w nadwoziu, w związku z czym konstrukcja ta może stracić stateczność lub nawet mieć tendencję do uplastycznienia się.

Pracę całej konstrukcji lub jej części można ocenić na podstawie stanów granicznych: nośności, przystosowania i użytkowania [1, 3]. Stan granicznej nośności konstrukcji występuje wtedy, gdy w strukturze tworzą się globalny lub lokalne mechanizmy ruchu dla całej konstrukcji przy jednoczesnym zachowaniu geometrycznej niezmienności pozostałych części konstrukcji [1, 3].

O stanie granicznym przystosowania mówi się wówczas, gdy konstrukcja wchodzi w fazę pracy sprężysto-plastycznej, tzn. przynajmniej jeden jej element ulega odkształceniu plastycznemu. Dla danej wartości obciążenia konstrukcja się przystosowuje, tzn. gdy jest odciążana, przy następnym cyklu nie ma przyrostu odkształceń trwałych, jeżeli nie przekroczy się danego obciążenia. Zmaleje sztywność konstrukcji, ponieważ część jej elementów weszła w krytyczny obszar pracy i ich sztywność zmniejszyła się, a więc zmalała też sztywność całej konstrukcji [1, 3].

Stan graniczny użytkowania przejawia się najczęściej nadmierną propagacją drgań, nadmiernymi przemieszczeniami, odkształceniami czy też innymi negatywnymi zjawiskami wynikającymi ze specjalnych funkcji konstrukcji [2, 3].

Efektem przyrostu uszkodzeń w nadwoziu samochodu na skutek działania czynników destrukcyjnych jest spadek jego sztywności. Bezwzględny spadek tej sztywności może spowodować osiągnięcie minimalnej dopuszczalnej wartości, która jest jednocześnie granicznym stanem użytkowania. Istotne jest również to, aby określić wartość spadku sztywności konstrukcji w stosunku do jej sztywności początkowej. Takie podejście umożliwiłoby ocenę stopnia degradacji całej konstrukcji, jak i również tych partii, które w znacznym stopniu przyczyniają się do przyjmowania obciążeń zewnętrznych w konstrukcji nośnej oraz tych, które są istotne ze względu na rozprowadzanie w konstrukcji obciążeń wewnętrznych.

Wydaje się zatem, że aby poprawnie ocenić stan takiej konstrukcji w aspekcie bezpieczeństwa, należy mieć wiedzę z zakresu:

- właściwości mechanicznych materiałów,
- wymiarów geometrycznych,
- obciążeń konstrukcji i ich źródeł itp.

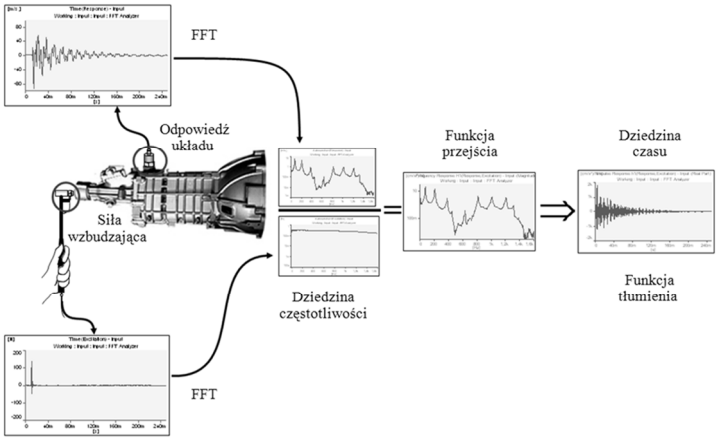
Określenie zmian własności materiałowych, struktury i rozkładu obciążeń w takiej konstrukcji jak nadwozie, z uwzględnieniem również potencjalnych defektów, które mogą się w tej strukturze znaleźć, okazuje się być bardzo trudne.

W takim przypadku rozwiązaniem, które umożliwi poznanie własności konstrukcji nadwozia pojazdów samochodów osobowych, mogą być badania wykorzystujące metody analizy modalnej.

3. METODY ANALIZY MODALNEJ

Współcześnie badanie własności dynamicznych konstrukcji mechanicznych z wykorzystaniem metod analizy modalnej jest bardzo powszechne. Celem tej analizy jest otrzymanie informacji o obiekcie w formie tzw. modelu modalnego, na który składają się postacie drgań własnych, częstotliwości drgań własnych oraz współczynników tłumienia, masy i sztywności dynamicznej. Mają one główny wpływ na drgania układu, emitowany hałas, wytrzymałość zmęczeniową, sterowalność oraz stabilność konstrukcji. Metoda analizy modalnej dzieli się na [5, 6]:

- eksperymentalną – wymagającą sterowanego eksperymentu identyfikacyjnego, podczas którego wymusza się ruch obiektu (np. drgania) oraz dokonuje pomiaru wymuszenia i pomiaru odpowiedzi w wielu punktach pomiarowych rozmieszczonych na badanym obiekcie (rys. 1),



Rys. 1. Schemat eksperymentalnej analizy modalnej
Fig. 1. Diagram of experimental modal analysis

- eksploatacyjną – opierającą się na eksperymencie eksploatacyjnym, w którym dokonuje się jedynie pomiarów odpowiedzi układu w wielu punktach pomiarowych, podczas gdy ruch obiektu spowodowany jest rzeczywistymi wymuszeniami eksploatacyjnymi,
- teoretyczną – wymagającą rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanego obiektu.

Analiza dynamiki nadwozia jest możliwa do wykonania albo na podstawie modelu strukturalnego (np. Metoda Elementów Skończonych), albo za pomocą odpowiednich badań na rzeczywistym obiekcie. W pracy przedstawiono zasto-

sowanie eksperymentalnej analizy modalnej, opierając się na modelu nadkola pojazdu Peugeot 306 (rys. 2).

Rys. 2. Nadkole z pojazdu osobowego Peugeot 306
Fig. 2. Wheel arch from Peugeot 306

3.1. Zastosowanie eksperymentalnej analizy modalnej

Zastosowanie metody w praktyce wymaga, aby badany układ spełniał odpowiednie warunki i założenia [5]:

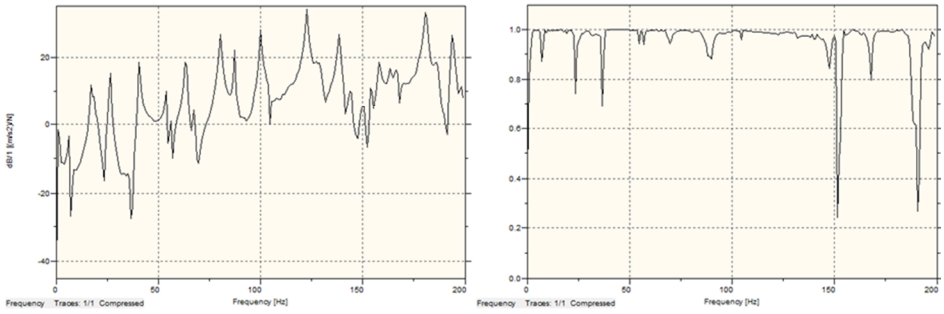
- układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą liniowego układu równań różniczkowych zwyczajnych lub cząstkowych. Z założenia o liniowości układu można sformułować zasadę superpozycji układu,
- układ spełnia zasadę wzajemności Maxwella, w rezultacie czego otrzymuje się symetryczne macierze mas, sztywności, tłumienia oraz charakterystyk częstościowych,
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne do masy lub sprężystości,
- układ jest obserwowalny i istnieje możliwość pomiarów wszystkich charakterystyk, których znajomość jest niezbędna do znajomości modelu.

Jeżeli warunki zostały spełnione, można przejść do badania analizowanej struktury, pobudzając ją do drgań wymuszeniem impulsowym. Takiego rodzaju wymuszenie może zostać zadane młotkiem modalnym bądź wzbudnikiem drgań. Na rysunku 3 przedstawiono mocowanie czujnika odpowiedzi oraz sposób wymuszania konstrukcji młotkiem modalnym.

Rys. 3. Przykład eksperymentu analizy modalnej
Fig. 3. Example of modal analysis research

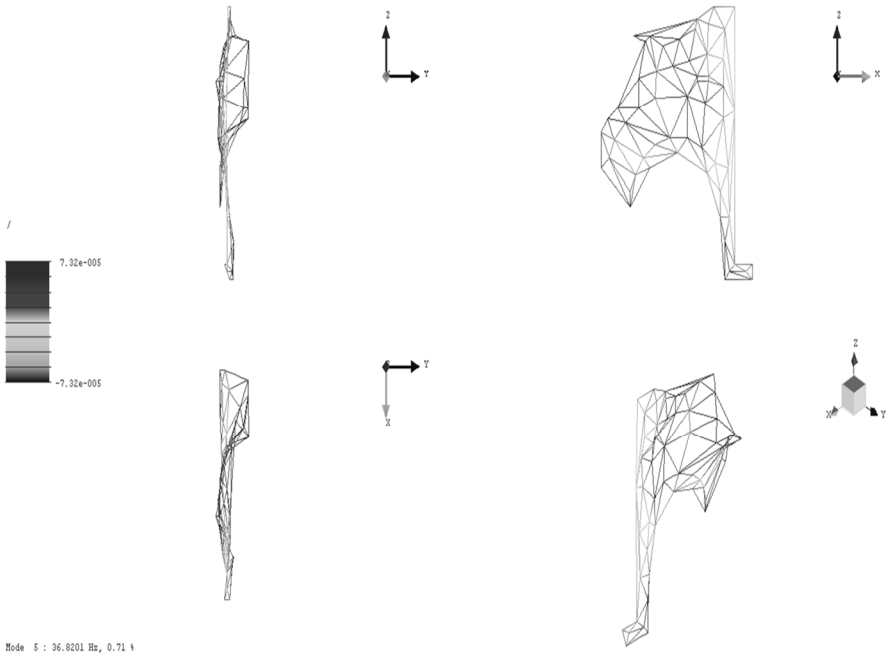
Reakcja nadkola na to wymuszenie jest mierzona czujnikiem przyśpieszeń drgań. W trakcie pomiaru drgań wraz ze wzrostem częstotliwości wymuszenia następują zmiany amplitudy w punkcie pomiarowym.

Pomimo stałej w czasie siły wymuszającej, odpowiedź układu na zadane wymuszenie wzmacnia się w niektórych częstotliwościach nadkola, aż do momentu osiągnięcia pełnej zgodności pomiędzy częstotliwością wymuszenia a jego częstotliwością rezonansową. Przetworzenie sygnału czasowego na sygnał częstotliwościowy za pomocą szybkiej transformaty Fouriera (FFT) pozwala na wyznaczenie tzw. widmowej funkcji przejścia (FRF). Taka postać sygnału umożliwia znacznie prostszą formę wyznaczania częstotliwości rezonansowych obiektu (rys. 4). Wyznaczenie tych częstotliwości jest jeszcze prostsze, jeżeli nałoży się na wykres FRF wykres koherencji.



Rys. 4. Wykres (od lewej) widmowej funkcji przejścia FRF oraz wykres funkcji koherencji COH
Fig. 4. Diagram (from left) of FRF and coherence function COH

Postacie drgań badanej struktury przyjmują różne formy w zależności od częstotliwości wymuszenia. Każda z naturalnych dla badanej struktury częstotliwości rezonansowych odpowiada określonej postaci drgań, które często są nazywane również modami wibracji (rys. 5).



Rys. 5. Postacie drgań własnych nadkola jako odpowiedź na zadane wymuszenie
Fig. 5. Mode shape of wheel arch as a response at excitation

Poszczególne mody wibracji mogą mieć odmienny charakter: skrętny, giętny oraz giętno-skrętny. Położenie częstotliwości własnych i postacie drgań własnych wynikają z właściwości badanej struktury, opisanej przez parametry takie jak masa, sztywność oraz tłumienie.

4. PODSUMOWANIE

Problem degradacji konstrukcji nośnej samochodów osobowych na polskich drogach w dalszym ciągu nie traci na znaczeniu. Wpływ mają na to nie tylko trudne warunki klimatyczne panujące w Polsce, ale również preferencje użytkowników pojazdów, którzy są zainteresowani w znacznej mierze samochodami po ponad 10-letnim okresie eksploatacji, jak również samochodami powypadkowymi, w których procesy naprawcze mają istotny wpływ na własności dynamiczne elementów. W tego typu pojazdach degradacja nadwozia w znacznym stopniu następuje na skutek działania procesów korozyjnych. W związku z tym pojawia się kolejny problem związany z oceną stopnia korozji, opierającą się w dalszym ciągu jedynie na metodach organoleptycznych.

Analizując dostępną literaturę, można zauważyć, że powstało kilka rozwiązań tego problemu, natomiast zaproponowane metody nadal są bardzo skomplikowane i trudne do zrealizowania podczas obowiązkowego prostego przeglądu technicznego.

Próba zastosowania w tym celu metod analizy modalnej może rzucić zupełnie nowe światło na zaistniały problem, a nawet stać się realnym rozwiązaniem, możliwym również do zastosowania codziennego.

LITERATURA

[1] ŁUBIŃSKI M.: Konstrukcje metalowe. Arkady, Warszawa 1986.
[2] PAWŁOWSKI B.: Wybrane aspekty diagnostyki stanu technicznego nadwozi samochodów osobowych. Archiwum Motoryzacji 3-4, 1998, 91-99.
[3] ROMANOV F.: Wytrzymałość ram i nadwozi pojazdów. WKiŁ, Warszawa 1988.
[4] SITEK K., SYTA S.: Badania stanowiskowe i diagnostyka. WKiŁ, Warszawa 2011.
[5] UHL T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych. WNT, Kraków 1997.
[6] ŻÓŁTOWSKI B.: Badania dynamiki maszyn. ATR, Bydgoszcz 2002.

MODAL ANALYSIS AS METHOD OF BODY CAR CONDITION DIAGNOSIS

Summary: This paper presents why we need to identify the technical condition of body cars whereas a negative impact degradation processes and proposes a diagnostic method based on modal analysis.

Key words: diagnosis, modal analysis, degradation body state

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 29-37
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Przemysław OSOWSKI, Tomasz PIĄTKOWSKI

BADANIA NUMERYCZNE I WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA PROCESU ZDERZENIA OPAKOWANIA Z NIEODKSZTAŁCALNYM PODŁOŻEM

Streszczenie: Praca dotyczy modelownia oraz symulacji procesu zderzenia opakowania z nieodkształcalnym podłożem w środowisku LS-DYNA. W opakowaniu zastosowano wypełnienie przeciwwstrząsowe wykonane z EPS 100, które zdefiniowano za pomocą modelu *MAT_LOW_DENSITY_FOAM. W celu weryfikacji wyników symulacji przeprowadzono badania eksperymentalne. Środowisko modelowania LS-DYNY może być wykorzystane jako narzędzie wspomagające proces projektowania optymalnych właściwości przeciwwstrząsowych opakowań.

Słowa kluczowe: opakowanie, zjawisko zderzenia, modelowanie

1. WSTĘP

Rozwój gospodarki w państwie jest zależny m.in. od importu oraz eksportu dóbr. Powodują one wzrost liczby przewozów ładunków pomiędzy partnerami handlowymi, które mają zasięg globalny.

Produkty umieszczane są w opakowaniach jednostkowych w celu ochrony zawartości przed uszkodzeniem, umożliwienia automatycznej identyfikacji w procesie dystrybucji oraz usprawnienia mechanizacji przeładunkowych procesów transportowych. Rola opakowania nabrała większego znaczenia przy coraz bardziej skomplikowanych sposobach dystrybucji dóbr [4]. Powodem tego jest duża różnorodność opakowań. Najczęściej klasyfikowane są ze względu na ich przeznaczenie. Według tego kryterium można je podzielić na [5]:

- jednostkowe – chronią tylko przed ubytkiem ilościowym, nie zapewniają jednak odpowiedniej ochrony podczas transportu i magazynowania,
- transportowe – zapewniają ochronę zawartości przed narażeniami mechanicznymi, klimatycznymi i biologicznymi w czasie magazynowania i transportu,
- zbiorcze – stanowią opakowania pośrednie między opakowaniami jednostkowymi a transportowymi.

mgr inż. Przemysław OSOWSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: przemyslaw.osowski@utp.edu.pl
dr hab. inż. Tomasz PIĄTKOWSKI, prof. nadzw. UTP, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: tomasz.piatkowski@utp.edu.pl

Najbardziej szczegółowo badane są opakowania transportowe. Można je uznać koncepcyjnie za urządzenie, które chroni wrażliwy produkt przed szkodliwym środowiskiem. Decydujący wpływ na własności ochronne opakowań ma odpowiedni dobór właściwości mechanicznych, np. wytrzymałości na ściskanie, odporności na zderzenie oraz zdolności tłumienia drgań materiału [8]. Jedną z częstszych przyczyn uszkodzenia ładunku jest uderzenie spowodowane nagłym kontaktem z podłożem, innymi ładunkami lub elementami wykonawczymi urządzeń przeładunkowo-manipulacyjnych. Zjawisko zderzenia powoduje błyskawiczny wzrost przyspieszenia przez pewien krótki czas. Skutkuje to powstaniem sił reakcji wywieranych na obiekt, które mogą spowodować jego uszkodzenie. W celu zmniejszenia wartości tych sił stosuje się materiały przeciwwstrząsowe (np. EPS (polistyren ekspandowany), tekturę falistą, gąbkę) [1].

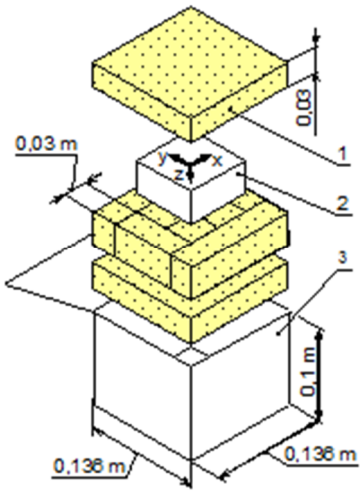
W badaniach podjęto próbę zamodelowania i symulacji procesu zderzenia opakowania z nieodkształcalnym podłożem, spowodowanego spadkiem swobodnym z wysokości. Przyjęto, że wypełnieniem opakowania (wykonanego z tektury falistej) pełniącym rolę przeciwudarową jest EPS 100. Badania przeprowadzono z uwzględnieniem wymagań normy [7], dotyczącej badania materiałów (np. do opakowań) przy swobodnym spadku. Wyniki otrzymane z symulacji modelu zderzenia w środowisku LS-DYNA zweryfikowano podczas badań eksperymentalnych. Zasadniczym celem przeprowadzonych badań jest dokonanie oceny zdolności środowiska LS-DYNA do odtwarzania rzeczywistego przebiegu procesu zderzenia zarejestrowanego podczas testów doświadczalnych (w odniesieniu do przykładowego opakowania). Pozytywny wynik tej oceny będzie motywacją do podjęcia dalszych badań nad opracowaniem skutecznej metodyki projektowania optymalnych zdolności przeciwwstrząsowych opakowań na podstawie środowiska LS-DYNA z jednoczesną minimalizacją konieczności wykonywania licznych, czasochłonnych i kosztownych badań eksperymentalnych.

2. WARUNKI BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH SWOBODNEGO SPADKU OBIEKTU NA NIEODKSZTAŁCALNE PODŁOŻE

Wyniki pomiarów podczas swobodnego spadku zostały zarejestrowane trójosiowym czujnikiem przyspieszeń SAVER3L30 firmy Lansmont.

Rejestrator (blok aluminium o wymiarach 0,076 × 0,076 × 0,04 m i masie 0,4 kg) został umieszczony we wnętrzu ładunku (rys. 1). Opakowanie (o wymiarach 0,136 × 0,136 × 0,1 m) wykonane jest z trójwarstwowej tektury falistej. Funkcje przeciwwstrząsowe pełni wypełnienie ze styropianu EPS 100 o grubości 0,03 m [6].

Tak zmontowany ładunek został poddawany serii prób swobodnego spadku z wysokości H = 0,3 m [8]. Dobrana wysokość odpowiada realnemu narażeniu na upadek dla ok. 20% obiektów podczas całego procesu transportowego od magazynu do odbiorcy [8].



Rys. 1. Struktura ładunku przygotowanego do prób swobodnego spadku: 1 – elementy przeciwwstrząsowe, 2 – rejestrator przyspieszeń, 3 – opakowanie kartonowe [6]
Fig. 1. Unit load structure prepared for dropping test: 1 – cushioning elements, 2 – acceleration recorder, 3 – fiberboard package [6]

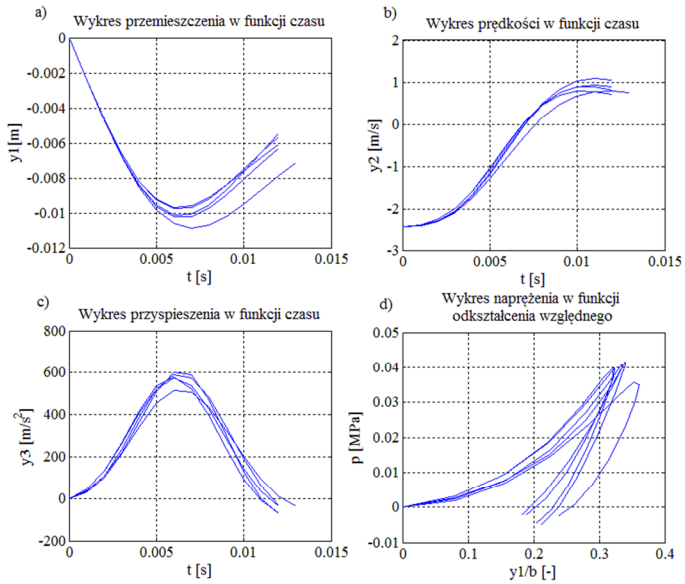
Z danej wysokości ładunek był zrzucany pięciokrotnie na dolną ścianę – ścianę prostopadłą do kierunku osi z. Podczas badań ładunek manipulowano i pozycjonowano ręcznie.

3. WYNIKI BADAŃ

Na rysunku 2c przedstawiono wykresy przyspieszeń zarejestrowane przez czujnik podczas prób zderzenia. Z wykresów tych można odczytać czas, amplitudę i przebieg zderzenia.

Na rysunkach 2a i 2b przedstawiono wykresy przemieszczeń i prędkości rejestratora. Dane do tych wykresów wyznaczono poprzez jednokrotne oraz dwukrotne całkowanie przyspieszeń zaprezentowanych na rysunku 2c.

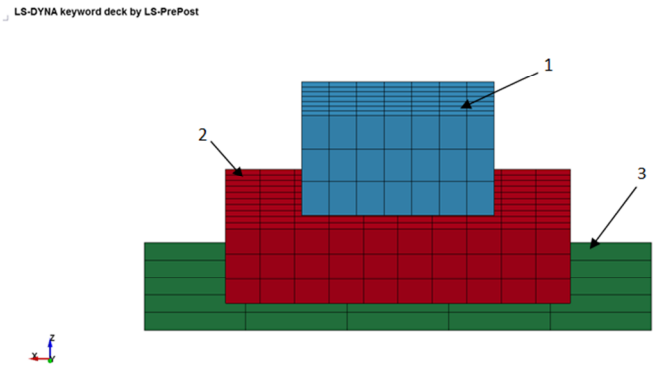
Wykres naprężeń materiału przeciwwstrząsowego w funkcji odkształcenia względnego (rys. 2d) opracowany został w środowisku Matlab. Przedstawia przebieg obciążenia, jak i odciążenia wypełnienia opakowania podczas zderzenia z podłożem. Wykres ten ma charakter funkcji hiperbolicznej – początkowo, przy małych wartościach naprężeń występuje duży wzrost odkształcenia względnego. Dokładny opis przebiegu tego wykresu zamieszczono w następnym rozdziale.



Rys. 2. Wykres: a) przyspieszenia rejestratora w funkcji czasu, b) prędkości rejestratora w funkcji czasu, c) przemieszczenia rejestratora w funkcji czasu, d) naprężeń w funkcji odkształcenia względnego materiału przeciwwstrząsowego
Fig. 2. Plot of: a) recorder movement in the function of time, b) recorder velocity in the function of time, c) recorder acceleration in the function of time,
d) stress in the function of relative strain of cushioning material

4. MODELOWANIE ZDERZENIA W ŚRODOWISKU LS-DYNA

Model numeryczny (opracowany w środowisku LS-DYNA, rys. 3) odzwierciedla obiekty i warunki występujące podczas badań eksperymentalnych.



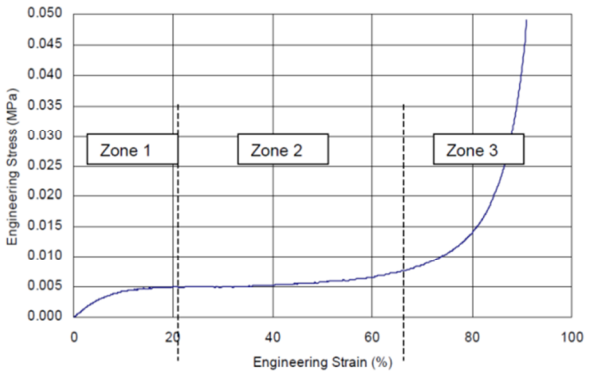
Rys. 3. Model numeryczny prób zderzenia: 1 – rejestrator, 2 – materiał przeciwwstrząsowy, 3 – sztywne podłoże
Fig. 3. The numerical model of impact test: 1 – recorder, 2 – cushioning material, 3 – rigid substrate

Model składa się z 3 elementów: 1 – rejestratora, 2 – materiału przeciwwstrząsowego, 3 – sztywnego podłoża. Element (3) pełni rolę wizualną, zastosowano go w celu przedstawienia sztywnej powierzchni. Aby wygenerować tę powierzchnię, wykorzystano polecenie *RIGIDWALL_PLANAR_FORCE [3]. Definicja kontaktu pomiędzy podłożem (3) a materiałem przeciwwstrząsowym (2) określona jest wewnątrz tego polecenia. Interakcje pomiędzy rejestratorem (1) a wypełnieniem (2) wprowadzono do modelu, posługując się kontaktem *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE [3].

Materiał, z jakiego został wykonany ładunek (aluminium), zdefiniowano za pomocą polecenia *MAT_ELASTIC [3], które najlepiej naśladuje liniową elastyczność materiału metalicznego zgodnie z charakterystyką naprężeń w funkcji odkształcenia względnego.

Styropian EPS 100 jest trudny w modelowaniu – to pianka o zamkniętych komórkach, która ma strukturę wielofazową. Właściwości materiału zależne są od postaci osnowy materiału, jak i mikrostruktury porów. Wytrzymałość tego materiału rozpatrywana jest głównie pod względem obciążeń na ściskanie. Wykres naprężeń ściskających w funkcji odkształcenia składa się z trzech stref (rys. 4) [2]:

- strefa 1 – we wstępnej strefie obciążenia przebieg wykresu jest zależny od sztywności osnowy,
- strefa 2 – w zamkniętych komórkach, które występują w styropianie, znajduje się gaz, który poddawany jest kompresji,
- strefa 3 – komórki w tej strefie ulegają rozerwaniu (zgnieceniu), co powoduje, że materiał będzie się zachowywać jak w strefie 1.

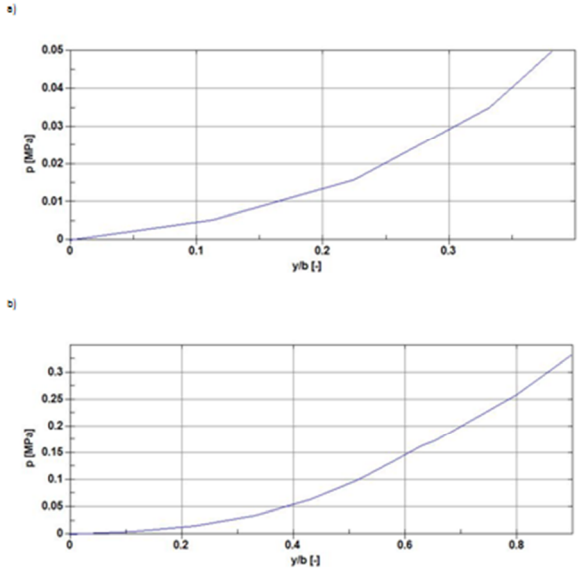


Rys. 4. Wykres naprężenia w funkcji odkształcenia względnego podczas ściskania pianki [2]
Fig. 4. Plot of stress in the function of relative strain during compression of foam [2]

Środowisko LS-DYNA oferuje wiele modeli materiałów, które powinny symulować niektóre zachowania poszczególnych pianek [2]. W badaniach własnych wykorzystano materiał *MAT_LOW_DENSITY_FOAM [3], który spośród modeli materiałów proponowanych w pracy [2] najlepiej odzwierciedla przebieg rozpatrywanego procesu zderzenia. Inne materiały nie pozwalały od-

tworzyć wyników z badań doświadczalnych, gdyż uzyskiwano zbyt krótki czas trwania zderzenia.

W definiowanym materiale wymagana jest krzywa opisująca przebieg naprężenia w funkcji odkształcenia materiału. Zdefiniowana w tym celu krzywa (rys. 5b, w sekcji *DEFINE) ma ścisły związek z wynikami badań doświadczalnych. Krzywa ta stanowi ekstrapolację wykresu z rysunku 5a (wyznaczonego na podstawie rys. 2d) aż do osiągnięcia wartości 0,9 odkształcenia względnego.



Rys. 5. Przebieg naprężenia w funkcji odkształcenia względnego uzyskany na podstawie badań doświadczalnych: a) krzywa przed ekstrapolacją, b) krzywa po ekstrapolacji
Fig. 5. Course of the stress in the function of strain obtained from experimental tests: a) curve before extrapolation, b) curve after extrapolation

Zdefiniowano również prędkość, jaką osiągnął badany obiekt w chwili inicjacji kontaktu z podłożem, którą obliczono ze wzoru:

$$v = \sqrt{2 \times g \times h} \tag{1}$$

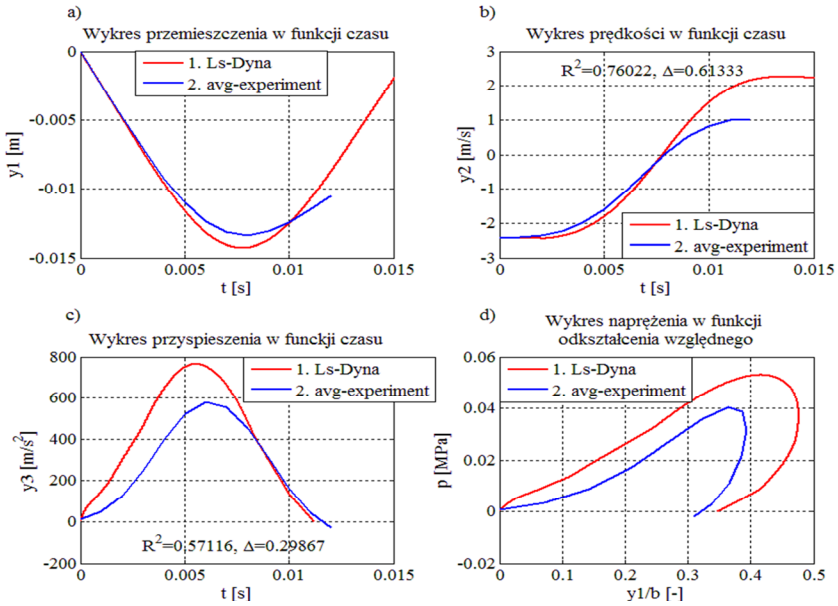
gdzie:

v – prędkość ładunku w momencie zderzenia z podłożem,
g – przyspieszenie ziemskie,
h – wysokość swobodnego spadku ładunku.

Prędkość tę wprowadzono do środowiska LS-DYNA za pomocą komendy *INITIAL_VELOCITY [3], a grawitację – stosując *LOAD_GRAVITY_PART.

5. WYNIKI SYMULACJI

Na rysunku 6 przedstawiono wykresy przemieszczeń, prędkości i przyspieszenia elementu (wg modelu, rys. 3) oraz wykres naprężenia w funkcji odkształcenia względnego materiału przeciwwstrząsowego, otrzymane podczas symulacji zderzenia ze sztywnym podłożem (krzywa oznaczona odnośnikiem (1)). Na rysunku tym zamieszczono również uśrednione wartości poszczególnych charakterystyk (oznaczone odnośnikiem (2)), które wyznaczono na podstawie badań eksperymentalnych (wg rys. 2).



Rys. 6. Wykresy parametrów ruchu rejestratora wyznaczone na podstawie symulacji (krzywa oznaczona odnośnikiem 1) i badań eksperymentalnych (krzywa oznaczona odnośnikiem 2): a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) naprężenie materiału przeciwwstrząsowego w funkcji odkształcenia względnego

Fig. 6. Plot of recorder motion parameters determined from the simulation (curve indicated with reference 1) and experimental tests (curve indicated with reference 2): a) acceleration, b) velocity, c) displacement, d) stress in the function of relative strain of cushioning material

W celu oceny dopasowania uzyskanych wyników symulacji z eksperymentalnymi zastosowano współczynnik determinacji R^2 oraz błąd względny Δ:

$$\Delta = \frac{\left|\hat{w}_{\max} - w_{\max}\right|}{w_{\max}} \tag{2}$$

gdzie:

$\hat{w}_{\max}$, $w_{\max}$ – maksymalna wartość (np. przyspieszenia lub prędkości) wyznaczona na podstawie wyników symulacji (1) oraz badań doświadczalnych (2).

Na podstawie analizy wykresów można stwierdzić, że dane uzyskane podczas symulacji są porównywalne z danymi eksperymentalnymi – $R^2 > 0$, jednakże nie w sposób idealny. Najwyższa zgodność przebiegu charakterystyki wystąpiła dla wykresu prędkości ($R^2 = 0{,}76022$), lecz najmniejszy błąd uzyskano pomiędzy maksymalnymi wartościami przyspieszeń ($\Delta = 0{,}29867$). Rozbieżność wyników można wytłumaczyć tym, że podczas eksperymentu w opakowaniu znajdowała się jeszcze tektura, która dodatkowo łagodziła skutki zderzenia, oraz faktem, że zdefiniowany materiał nie odzwierciedla idealnie właściwości EPS 100. Rozbieżności wyników badań (doświadczalnych i numerycznych) znajdują się w zakresie bezpiecznym dla produktów – opakowania (projektowane na podstawie wyników badań numerycznych) będą przystosowane do przenoszenia większych przeciążeń niż rzeczywiście im nadawanych.

6. WNIOSKI

W pracy przedstawiono propozycję modelowania ładunku jednostkowego, który poddany jest swobodnemu spadkowi z zadanej wysokości. Materiał niejednorodny (EPS 100), który pełni rolę ochronną, jest tworzywem trudnym do zamodelowania. Jest to wynikiem złożonej struktury tego typu materiałów, która powoduje różnorodność w zachowaniu elastyczno-plastycznym pod wpływem nacisku. Podczas tworzenia modelu numerycznego (w środowisku LS-DYNA) konieczne jest wprowadzenie danych uzyskanych z badań eksperymentalnych – kalibrujących model teoretyczny. Dzięki temu za pomocą symulacji można skutecznie przewidzieć przebieg procesu zdarzenia przy innych danych wejściowych bez potrzeby wykonywania ponownych badań eksperymentalnych. Początkowe wyniki badań numerycznych nie pokrywają się w pełni z danymi eksperymentalnymi. Nie powoduje to jednak ich dyskwalifikacji. Przyspieszenie jest większe od zarejestrowanych podczas badań doświadczalnych. Powoduje, że próg bezpieczeństwa podczas projektowania jest podwyższony o nieznaczną wartość ($\Delta = 0{,}29867$).

Badania nad powyższym zagadnieniem będą kontynuowane w celu dokładniejszego odzwierciedlenia zachowania materiałów przeciwwstrząsowych podczas procesu zderzenia. Dzięki temu zmniejszony zostanie nakład czasu potrzebny do przeprowadzania badań, jak również koszt niezbędny do ich wykonania.

LITERATURA

[1] KIRKPATRICK J.: Corrugated Cushion Design Handbook. A Handbook for the Effective Use of Corrugated Fiberboard as a Cushioning Medium in Protective Packaging. Victoria University, Melbourne, Australia, www.staff.vu.edu.au/,sek/Handbook%20corrugated%2020 part% 201.pdf (dostęp 28.11.2013).

[2] LOBO H., CROOP B.: Selecting Material Models for the Simulation of Foams in LS-DYNA. 7th European LS-DYNA Conference DatapointLabs 2009, New York.

[3] LS-DYNA Keyword User's Manual. Vol. I, II. August 2012, Version 971 R6.1.0, Livermore Software Technology Corporation.

[4] MOKRZYSZCZAK H.: Ładunkoznawstwo. Wyd. Komunikacji i Łączności, Bydgoszcz 1985.
[5] NIERZWICKI W.: Opakowania. Wybrane zagadnienia. Wyd. Wyższej Szkoły Morskiej, Gdynia 1997.
[6] PIĄTKOWSKI T.: Analiza i modelowanie procesu sortowania strumienia małogabarytowych ładunków jednostkowych. Wyd. Uczeln. Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego, Bydgoszcz 2010.
[7] PN-EN 22248:2001P: Opakowania – Opakowania transportowe z zawartością – Metoda badania odporności na uderzenia przy swobodnym spadku.
[8] SCHUENEMAN H.: Packaging engineering and testing. A step-by-step approach for protection of fragile products. Package Test Laboratory. Westpak Inc., San Jose, USA, www.westpak.com/techpapers/08_package_engineering_design_testing.pdf (dostęp 28.11.2013).

NUMERICAL RESEARCH AND EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE IMPACT PROCESS OF THE PACKAGE WITH RIGID SUBSTRATE

Summary: This article concerns about modeling and simulation of impact process with rigid substrate in LS-DYNA environment. In a package was used cushioning fulfillment made of EPS 100, which was defined with model *MAT_LOW_DENSITY_FOAM. The verification of simulation results the experimental research was conducted. The environment modeling LS-DYNA can be used as a tool to assist the design process of optimal properties of cushioning packages.

Key words: package, impact phenomenon, modeling

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 39-47
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Andrzej SADOWSKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

WERYFIKACJA METODY BADAWCZEJ ROZPŁYWU ENERGII W UKŁADZIE NAPĘDOWYM

Streszczenie: W pracy przedstawiono weryfikację metody badawczej rozpływu energii w układzie napędowym samochodu ciężarowo-terenowego. Jako obiekt badań wykorzystano samochód marki STAR 266M2 o napędzie na wszystkie trzy osie. Pomiary poprzedzone zostały analizą układu napędowego, na podstawie której wyznaczono punkty pomiarowe. Sposób wykonania pomiarów obejmował wykorzystanie tensometrii oporowej w celu wyznaczenia odkształceń wałów napędowych w efekcie przenoszonego momentu obrotowego. Uzyskane wyniki badań mogą ułatwić identyfikację miejsc występowania strat energii w układzie napędowym pojazdów będących w procesie eksploatacji.

Słowa kluczowe: rozpływ energii, pomiary, moment obrotowy, straty energii

1. WSTĘP

Maszynę stanowi na ogół napędzany, pod wpływem impulsu wywołanego lub zadanego przez człowieka, mechanizm lub zespół mechanizmów przeznaczony do wykonywania żądanej pracy związanej z procesem produkcji, przekształceniem energii. Główną częścią składową maszyny jest element aktywny, który bezpośrednio uczestniczy w przemianie energii, przekazywaniu mocy, przetwarzaniu rodzajów ruchów roboczych na inne ich rodzaje, przenoszeniu obciążeń [9].

Przykładem elementu aktywnego maszyny jest układ napędowy, który przekształca i przekazuje energię na kolejne jej części składowe, tworząc zespół połączonych ze sobą mechanizmów. Człony w tym układzie uczestniczą w transformowaniu i przekazywaniu energii z członów napędzających na człony bierne, czyli obciążone siłami oporu. Nie cała jednak praca sił czynnych zostaje wykorzystana do zamierzonych celów użytecznych. Część energii zostaje zużyta na pokonanie towarzyszących ruchom oporów tarcia i rozprasza się w otoczeniu w postaci ciepła, część zaś gromadzi się w samym mechanizmie jako energia kinematyczna, a czasem także potencjalna [1].

Strumień energii, przepływając przez każdy z tych mechanizmów, zmniejsza się, co spowodowane jest występującymi tam oporami. W układzie napę-

mgr inż. Andrzej SADOWSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: a.sadowski@utp.edu.pl
prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: bogzol@utp.edu.pl

dowym, pozbawionym urządzeń pracujących z ciągłym poślizgiem, dominującym źródłem strat energetycznych są przekładnie.

O wartości strat energetycznych w układzie napędowym decydują czynniki:

- konstrukcyjne (budowa podzespołów, parametry zazębień itp.),
- ruchowe (prędkość kątowa i przenoszony moment obrotowy, opory ruchu),
- eksploatacyjne (ilość i właściwości smarne oleju, temperatura, stan zdatności obiektu).

Rozpływ energii w układzie napędowym zależy od wielu czynników zarówno zewnętrznych, jak i wewnętrznych i pełni rolę stanu chwilowego dla ściśle określonych warunków pracy danego obiektu [3, 4, 7].

Celem pracy jest weryfikacja metody badawczej na podstawie analizy danych uzyskanych w trakcie realizacji badań oraz ocena wrażliwości systemu pomiarowego na zmiany zachodzące w obiekcie badań.

2. METODYKA BADAŃ

Metoda pomiaru opierała się na pomiarze napięcia, uzyskiwanego na wyjściu mostka tensometrycznego, proporcjonalnego do wartości odkształcenia, powstającego na wale napędowym wskutek obciążenia go momentem obrotowym. Z teorii wytrzymałości materiałów wiadomo, że w walcowym elemencie skręcanym maksymalne odkształcenia występują pod katem 45° do głównej osi skręcania. Wskazuje to na konieczność precyzyjnego przeprowadzenia montażu tensometrów w celu uzyskania wiarygodnego sygnału pomiarowego. W przeprowadzonym eksperymencie wykorzystano tensometry przeznaczone do pomiarów momentu obrotowego (rys. 1), wykonane w półmostku pomiarowym Wheatstone'a.

Rys. 1. Tensometry wykorzystywane w pomiarach (z lewej) – stanowisko laboratoryjne, (z prawej) – tensometr zainstalowany na wale napędowym obiektu badań
Fig.1. Strain gauges used in measuring (left) – the position of Laboratory, (right) – a strain gauge mounted on the drive shaft of the test object

Moment, rozumiany jako działanie pary sił stycznych do powierzchni bocznej walca, powoduje w wyniku elastyczności walca jego odkształcenie sprężyste [2, 6]. Można je wyznaczyć za pomocą zależności (1) określającej odkształcenie wału na podstawie napięcia zmierzonego na wyjściu mostka tensometrycznego. Dwukrotna wartość napięcia zmierzonego, wynikająca z zastosowanego rodzaju tensometru, jest odwrotnie proporcjonalna do iloczynu wzmocnienia sygnału, stałej tensometru oraz napięcia wzbudzenia:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \Delta U}{a \cdot k \cdot U_o} \tag{1}$$

gdzie:

ΔU – przyrost napięcia (napięcie zmierzone), V,
a – wzmocnienie sygnału,
Uo – napięcie wzbudzenia tensometru, V,
k – stała tensometru, mV/V.

Po uzyskaniu wartości odkształcenia wału można wyznaczyć wartość momentu obrotowego dla wału drążonego za pomocą zależności (2):

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot \varepsilon \cdot G \cdot \pi \cdot (D^3 - d^3) \tag{2}$$

gdzie:

G – moduł Kirchoffa, Pa,
ε – odkształcenie wału (mierzone),
D – średnica zewnętrzna wału, m,
d – średnica wewnętrzna wału, m.

Znając wielkość momentu obrotowego oraz prędkość obrotową wału napędowego, na którym dokonano pomiaru, istnieje możliwość wyznaczenia mocy, co przedstawia zależność (3):

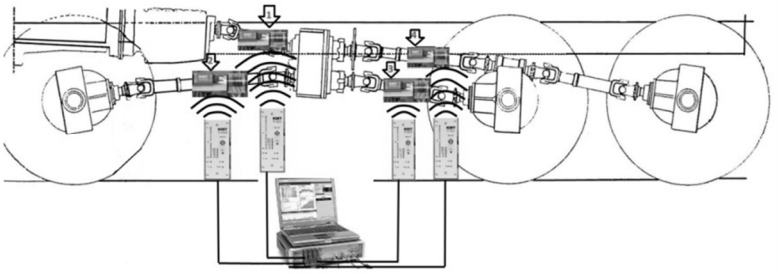
$$P = \frac{M_o * n}{9549{,}3} \tag{3}$$

gdzie:

Mo – moment obrotowy, Nm,
n – prędkość obrotowa, obr·min^{-1}.

Do pomiaru odkształcenia wykorzystano tensometry firmy Micro-Mesurments Vishay Precision Group, przeznaczone do pomiaru momentu obrotowego (rys. 1), o następującej charakterystyce: rezystancja 350Ω ± 0,4%, stała tensometru 2,075, rozeta tensometru złożona z dwóch części pod kątem 90º, połączonych elektrycznie w półmostku Wheatstone'a.

Realizowane badanie polega na pomiarze momentu obrotowego w punktach pomiarowych przedstawionych na rysunku 2. Sygnał pomiarowy zarejestrowano w celu dokonania dalszych analiz za pomocą analizatora sygnałów LMS SCADAS Recorder oraz aplikacji programowych Testxpress.



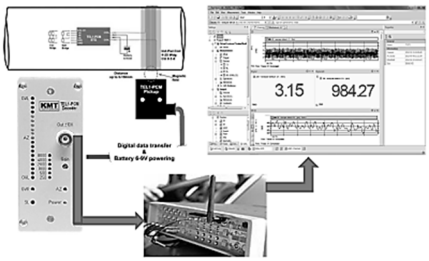
Rys. 2. Punkty pomiarowe w układzie przeniesienia napędu [źródło własne]
Fig. 2. Measuring points in the transmission system [own source]

W celu wyboru techniki pomiarowej przeprowadzono analizę i przyjęto następujące kryteria wyboru:

- wprowadzanie jak najmniejszych zmian konstrukcyjnych w badanym obiekcie,
- dokładność pomiaru,
- gabaryty,
- koszt zakupu,
- możliwość współdziałania z rejestratorem.

Wybrano optymalne rozwiązanie polegające na pomiarze odkształcenia wału za pomocą tensometrii oporowej z telemetryczną transmisją sygnału pomiarowego.

Telemetryczny system pomiarowy pozwala na bezprzewodowy pomiar momentu obrotowego z akwizycją danych pomiarowych w postaci sygnału napięciowego na wirujących bądź pozostających w ruchu obiektach w czasie ich pracy w sposób całkowicie bezkontaktowy. Charakteryzuje się niewielkimi wymiarami i masą, odpornością na trudne warunki pracy. Bezkontaktowa transmisja sygnału w formie cyfrowej charakteryzuje się niskim poziomem zakłóceń, a bezprzewodowe zasilanie indukcyjne nie wymaga konieczności stosowania baterii powodujących dodatkowe niewyrównoważenie wału. System pomiarowy umożliwia skonfigurowanie współpracy z typowymi tensometrami oporowymi [2, 3]. W tym celu wykorzystano system pomiarowy KMT Telemetry TEL1-PCM-BATT umożliwiający pomiar odkształcenia wału (rys. 3).



Rys. 3. Schemat transmisji sygnału pomiarowego odkształcenia [8]
Fig. 3. Measuring signal transmission scheme deformation [8]

3. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań w przeprowadzonym eksperymencie był układ napędowy pojazdu ciężarowo-terenowego marki Star model 266M2, przedstawiony na rysunku 4, będący na wyposażeniu Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku, gdzie przeprowadzono badania.

Rys. 4. Obiekt badań STAR 266M2 [źródło własne]
Fig. 4. STAR test object 266M2 [own source]

Zaprezentowany pojazd został zmodernizowany w 2012 roku w AUTOBOX Starachowice z wersji 266 do 266M2. Podstawowe zmiany podczas procesu modernizacji – dotyczące układu napędowego – objęły:

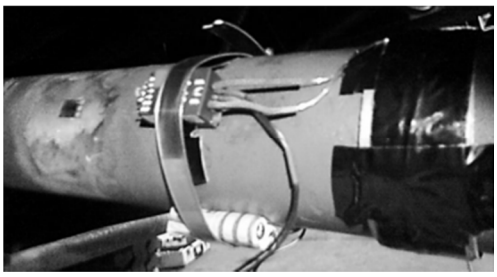
- montaż silnika IVECO typ F4AE0481 o mocy 125 kW (170KM) oraz maksymalnym momencie obrotowym 560 Nm,
- montaż skrzyni biegów Eaton o 6-ciu przełożeniach,
- wszystkie zespoły samochodu (m.in. mosty napędowe, skrzynia rozdzielcza, wały napędowe) poddane zostały naprawie głównej.

Silnik IVECO F4AE0481A zastosowany w obiekcie badań jest czterocylindrowym doładowanym silnikiem wysokoprężnym o pojemności skokowej 3920 cm^3. Maksymalny moment obrotowy równy 560 Nm występuje przy 1200 $obr \cdot min^{-1}$, a maksymalna moc 125 kW przy prędkości obrotowej silnika 2700 $obr \cdot min^{-1}$. Silnik współpracuje z sześciostopniową skrzynią biegów EATON FS-5206B.

4. PRZYGOTOWANIE OBIEKTU I WARUNKI BADAŃ

Przed przystąpieniem do badań założono jak najmniejszą ingerencję w konstrukcję badanego obiektu oraz całkowitą bezkontaktowość wykonania pomiaru. Przygotowanie obiektu do badań polegało na przygotowaniu powierzchni wałów napędowych pod naklejenie tensometrów. Związane było to z koniecznością miejscowego oczyszczenia wału z warstwy lakierniczej. Tak przygotowaną powierzchnię poddano wygładzeniu papierem ściernym o gradiacji: 800, 1200, 1800 oraz odtłuszczeniu powierzchni. Klejenie tensometru dokonano za pomocą kleju cyjanoakrylowego, a następnie poddano dosychaniu w podwyższonej temperaturze. Enkoder wraz z anteną nadawczą zabezpieczono taśmą ferromagnetyczną eliminującą zakłócenia sygnału pomiarowego.

Kolejnym etapem przygotowania obiektu do badań był montaż anten odbiorczych. Dzięki zaopatrzeniu systemu pomiarowego w dodatkowe źródło zasilania, widoczne na rysunku 5, zwiększono odległość między anteną nadawczą a odbiorczą z 50 do 150 mm. Umożliwiło to dokonanie pomiaru przy eksploatacyjnych warunkach pracy układów napędowego i zawieszenia.



Rys. 5. Układ pomiarowy w trakcie montażu na wale napędowym obiektu badań
Fig. 5. The measuring system during assembly on the drive shaft testing facility

Badanie przeprowadzono na otwartym terenie o nawierzchni utwardzonej sześciokątnymi płytami betonowymi typu Trylinka (o wymiarach: szerokość 35 cm, długość ścianki bocznej 20 cm, wysokość 15 cm). Temperatura powietrza podczas pomiaru wynosiła 21°C, przy wilgotności względnej powietrza 88%, ciśnienie atmosferyczne: 1014 hPa, prędkość wiatru: 11 $km \cdot h^{-1}$.

Badania zrealizowano przy ustalonej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1512 $obr \cdot min^{-1}$ na trzecim biegu, co odpowiada przełożeniu skrzyni biegów 1:2,80.

5. WYNIKI

Pomiaru dokonano w trzech próbach na prostym odcinku drogi. W wyniku dokonanych pomiarów otrzymano wartości napięcia. Częstotliwość próbkowania ustalono na poziomie 41 kHz. Wyniki zarejestrowano, a następnie w trakcie analizy uśredniono. Na podstawie przedstawionych zależności matematycznych w punkcie 2 wyznaczono odkształcenie wałów według zależności (1), w której przyjęto następujące dane:

- ΔU – przyrost napięcia (napięcie zmierzone), V,
- a – wzmocnienie sygnału 8000,
- Uo – napięcie wzbudzenia tensometru 4 V,
- k – stała tensometru 2,075.

Następnie uzyskane wartości odkształcenia wykorzystano w zależności (2), wyznaczającej moment obrotowy na podstawie:

- odkształcenia wałów (wartość wyznaczona powyżej),
- moduł odkształcalności postaciowej modułu Kirchoffa – 80 GPa,
- średnicy zewnętrznej – 70 mm,
- średnicy wewnętrznej – 64 mm.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano wartości momentu obrotowego w ustalonych punktach pomiarowych. Wartości te zaprezentowano w tabeli 1.

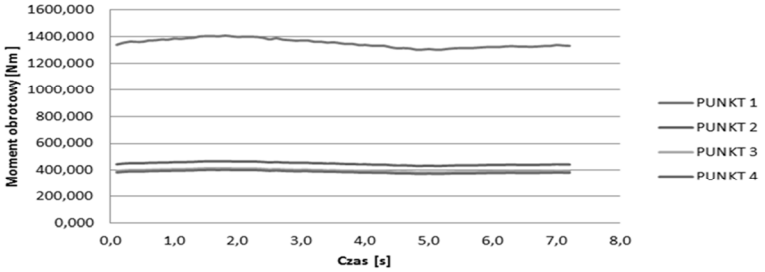
Tabela 1. Wartości momentu obrotowego dla punktów pomiarowych
Table 1. The torque values for the measuring points

Czas [s]	PUNKT 1 [Nm]	PUNKT 2 [Nm]	PUNKT 3 [Nm]	PUNKT 4 [Nm]
0,1	1339,113	445,686	396,215	385,518
0,2	1354,028	450,650	400,627	389,812
0,3	1362,719	453,542	403,199	392,314
0,4	1361,710	453,206	402,900	392,023
0,5	1361,822	453,243	402,933	392,056
0,6	1371,410	456,435	405,770	394,816
0,7	1372,531	456,808	406,102	395,139
0,8	1379,372	459,084	408,126	397,108
0,9	1377,858	458,581	407,678	396,672
1	1386,661	461,510	410,283	399,206
1,1	1383,745	460,540	409,420	398,367
1,2	1388,959	462,276	410,963	399,868
1,3	1391,931	463,265	411,842	400,724
1,4	1401,968	466,605	414,812	403,613
1,5	1403,818	467,221	415,359	404,146
1,6	1404,939	467,594	415,691	404,469
1,7	1402,809	466,885	415,061	403,855
1,8	1407,911	468,583	416,570	405,324
1,9	1402,753	466,866	415,044	403,839
2	1398,211	465,355	413,700	402,532
2,1	1399,949	465,933	414,215	403,032
2,2	1400,173	466,008	414,281	403,097
2,3	1398,155	465,336	413,684	402,516
2,4	1391,314	463,059	411,660	400,546
2,5	1380,269	459,383	408,392	397,366
2,6	1388,623	462,164	410,863	399,771
2,7	1378,699	458,861	407,927	396,914
2,8	1374,493	457,461	406,683	395,704
2,9	1370,344	456,080	405,455	394,509
3	1371,017	456,304	405,654	394,703
3,1	1371,634	456,509	405,837	394,880
3,2	1361,934	453,281	402,967	392,088
3,3	1362,831	453,579	403,232	392,346
3,4	1355,766	451,228	401,142	390,312
3,5	1358,177	452,031	401,855	391,006
3,6	1351,337	449,754	399,831	389,037
3,7	1345,562	447,832	398,122	387,374
3,8	1345,898	447,944	398,222	387,471
3,9	1337,151	445,033	395,634	384,953
4	1338,160	445,368	395,933	385,244
4,1	1332,497	443,484	394,257	383,613
4,2	1331,264	443,073	393,892	383,258

cd. tabeli 1

4,3	1331,432	443,129	393,942	383,307
4,4	1320,274	439,416	390,640	380,094
4,5	1313,434	437,139	388,616	378,125
4,6	1314,723	437,568	388,998	378,496
4,7	1312,088	436,691	388,218	377,738
4,8	1302,332	433,444	385,332	374,929
4,9	1303,621	433,873	385,713	375,300
5	1307,322	435,105	386,808	376,366
5,1	1302,668	433,556	385,431	375,026
5,2	1303,397	433,799	385,647	375,236
5,3	1309,397	435,795	387,422	376,963
5,4	1313,265	437,083	388,567	378,077
5,5	1315,396	437,792	389,197	378,690
5,6	1315,228	437,736	389,147	378,642
5,7	1315,676	437,885	389,280	378,771
5,8	1319,097	439,024	390,292	379,755
5,9	1322,405	440,125	391,271	380,708
6	1323,582	440,517	391,619	381,047
6,1	1322,965	440,311	391,437	380,869
6,2	1327,507	441,823	392,780	382,177
6,3	1329,526	442,495	393,378	382,758
6,4	1326,161	441,375	392,382	381,789
6,5	1326,442	441,468	392,465	381,870
6,6	1324,479	440,815	391,885	381,305
6,7	1326,610	441,524	392,515	381,918
6,8	1330,086	442,681	393,544	382,919
6,9	1330,647	442,868	393,710	383,081
7	1338,160	445,368	395,933	385,244
7,1	1333,619	443,857	394,589	383,936
7,2	1331,600	443,185	393,992	383,355
średnia	1351,287	449,737	398,439	389,023

Powyższe wartości przedstawia wykres przebiegów czasowych w punktach pomiarowych dla wartości zmierzonych (rys. 6).



Rys. 6. Przebiegi czasowe momentu obrotowego w punktach pomiarowych
Fig. 6. The time courses of torque measuring points

Na podstawie uzyskanych danych pomiarowych wyznaczono sprawność skrzyni rozdzielczej, która wynosi 91,66%.

Moment obrotowy dostarczony do skrzyni rozdzielczej jest momentem wyjściowym skrzyni biegów, z czego wynika, że sprawność odcinka układu napędowego między silnikiem a skrzynią rozdzielczą wynosi 86,95%.

6. WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonego doświadczenia zarejestrowano moment obrotowy w układzie napędowym, pomniejszony o wartość strat występujących w sprzęgle oraz skrzyni biegów. Zarejestrowane w trakcie pomiarów dane wejściowe i wyjściowe w skrzyni rozdzielczej umożliwiają wyznaczenie sprawności tego podzespołu. Zarejestrowany moment obrotowy przekazywany przez wały napędowe został zużytkowany na opory ruchu oraz straty w mostach napędowych. W trakcie pomiaru nie zaobserwowano zmian prędkości obrotowej między wejściem a wyjściami skrzyni rozdzielczej. Świadczy to, że przy stałym załączeniu mechanizmów przekazujących napęd nie dochodzi do strat wartości tego parametru.

LITERATURA

[1] MILLER S.: Teoria maszyn i mechanizmów: analiza układów kinematycznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1989.
[2] MIŁEK M.: Metrologia elektryczna wielkości nieelektrycznych. Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2006.
[3] ORŁOŚ Z.: Doświadczalna analiza odkształceń i naprężeń. PWN, Warszawa 1977.
[4] SADOWSKI A., ŻÓŁTOWSKI B.: Badania sprawności złożonych układów napędowych. Inżynieria i aparatura chemiczna, nr 5, 2012.
[5] SADOWSKI A., ŻÓŁTOWSKI B.: Badanie rozpływu energii pojazdu samochodowego. Polskie Stowarzyszenie Zarządzania Wiedzą, seria: Studia i Materiały nr 48, 2011.
[6] SADOWSKI A., ŻÓŁTOWSKI B.: Bezinwazyjne metody pomiaru momentu obrotowego. Logistyka.net.pl 6, 2012.
[7] SIŁKA W.: Teoria ruchu samochodu. WNT, Warszawa 2002.
[8] www.kmt-telemetry.com
[9] ŻÓŁTOWSKI B., ĆWIK Z.: Leksykon Diagnostyki Technicznej. Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, Bydgoszcz 1996.

VERIFICATION OF TEST METHOD OF ENERGY PROPAGATION SYSTEM

Summary: In the article a verification of research method of the energy dispersed in the driving system of cargo off-road car field was described. As the object of examinations a car of the STAR 266M2 brand having a drive to all three axes was used. Measurements were preceded by analysis of the driving system based on which test points were set. The way of performing measurements included the application strain gauge in the destination of appointing deformations of propeller shafts of the torque in the end moved. The results may help identify the sites of energy losses in the drive vehicles in the process of exploitation.

Keywords: energy dispersed, measurements, torque, energy losses

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 49-57
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Michał STOPEL, Michał BURAK

SPOSOBY MODELOWANIA ELEMENTÓW KONSTRUKCJI WSPORCZYCH INFRASTRUKTURY DROGOWEJ

Streszczenie: W pracy przedstawiono wybrane sposoby modelowania słupa wsporczego znaku drogowego w programie LS-Dyna. Podjęto próbę wykazania zalet i wad dla poszczególnych rozwiązań. Podczas analizy skupiono się na sposobie modelowania słupa, upraszczając pozostałe elementy konstrukcji w tym utwierdzenie w podłożu.

Słowa kluczowe: LS-Dyna, MES, konstrukcje wsporcze, bezpieczeństwo bierne

1. WSTĘP

Zgodnie z danymi statystycznymi dotyczącymi przyczyn wypadków drogowych w Polsce, wpływ czynników drogowych, w tym infrastruktury, na bezpieczeństwo mieści się w przedziale od 2 do 4%. Europejscy eksperci uważają natomiast, że niewłaściwa infrastruktura drogowa mogła w pośredni bądź bezpośredni sposób przyczynić się do zajścia 28÷34% wypadków drogowych [1]. Wylicza się, iż koszty, jakie poniesiono w Polsce w 2010 roku w związku ze zdarzeniami drogowymi, to 742 mln złotych, z czego aż 75 mln to koszty wypadków z udziałem infrastruktury drogowej. W tabeli 1 zebrano dane dotyczące procentowego udziału infrastruktury drogowej w ogólnej liczbie wypadków drogowych w 2010 roku. Przybliżone dane w sposób jednoznaczny wskazują, jak duże znaczenie ma zapewnienie biernego bezpieczeństwa poprzez stosowanie odpowiedniej infrastruktury na drogach [2].

Tabela 1. Udział infrastruktury drogowej w ogólnej liczbie wypadków w Polsce w 2010 roku
Table 1. The share of road infrastructure in the total number of accidents in Poland, 2010

Rodzaj zdarzenia	wypadki		zabici		ranni	
	ogółem	%	ogółem	%	ogółem	%
Najechanie na słup, znak	731	1,9	75	1,9	945	1,9
Najechanie na barierę ochronną	318	0,8	40	1,0	401	0,8

Poprawa bezpieczeństwa podróżujących po drogach z roku na rok zyskuje coraz większe zainteresowanie zarówno wśród instytucji państwowych, jak i prywatnych. Powstają nowe rozwiązania i konstrukcje urządzeń składających

mgr inż. Michał STOPEL, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: michal.stopel@utp.edu.pl
mgr inż. Michał BURAK, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: michal.burak@utp.edu.pl

się na bezpośrednie otoczenie jezdni. Wraz z rosnącymi wymaganiami dotyczącymi zachowania się tych elementów zarówno w fazie normalnej eksploatacji, jak i w bezpośrednim zderzeniu z pojazdem, istnieje potrzeba przeprowadzania wielu testów zderzeniowych. Testy pozwalają na skonfrontowanie założeń konstrukcyjnych z rzeczywistością. Wiążą się jednak z wysokimi kosztami wynikającymi z jednostkowej produkcji prototypu, uszkodzeń pojazdu wykorzystanego podczas testu zderzeniowego oraz zaangażowania ekspertów w przygotowanie oraz przeprowadzenie bezpośredniego eksperymentu.

Pomocą w takiej sytuacji są systemy pozwalające na przeprowadzenie analizy zjawisk szybkozmiennych z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Powszechnie stosowanym programem do prowadzenia analiz tego typu jest program LS-Dyna. Dzięki zastosowaniu symulacji numerycznych można znacznie zredukować koszty związane z wprowadzeniem na rynek nowego rozwiązania, mającego na celu poprawę bezpieczeństwa na drogach. Przeprowadzenie testów zderzeniowych w środowisku wirtualnym pozwala na wprowadzenie poprawek w konstrukcji już na etapie projektowania – przed wyprodukowaniem prototypu. W wielu publikacjach naukowych dotyczących prowadzenia testów zderzeniowych z wykorzystaniem programu LS-Dyna dowodzi się, iż przy zastosowaniu odpowiednich nastaw zmiennych parametrów uzyskuje się bardzo wysoką zbieżność z rzeczywistością [3, 4].

1.1. Bezpieczeństwo bierne na drogach

Poprzez pojęcie bezpieczeństwa biernego rozumie się ogół czynników, których celem jest zredukowanie skutków już zaistniałego wypadku drogowego bądź kolizji. Europejska norma PN-EN 12767:2003 „Bierne bezpieczeństwo konstrukcji wsporczych dla urządzeń drogowych. Wymagania i metody badań" określa, jakie wymagania eksploatacyjne stawia się konstrukcjom biernie bezpiecznym, stanowiącym stały element wyposażenia dróg. W normie tej znajdują się również ograniczenia dotyczące dotkliwości urazów odniesionych przez osoby poszkodowane w wyniku zderzenia z konstrukcjami biernie bezpiecznymi.

Norma PE-EN 12767:2003 klasyfikuje drogowe konstrukcje w trzech kategoriach:

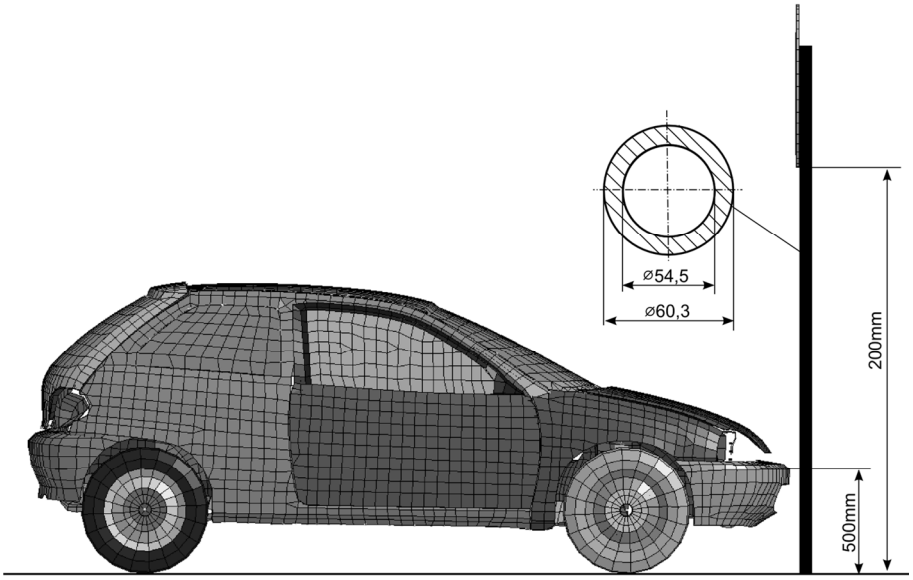
- HE – konstrukcje pochłaniające energię w wysokim stopniu,
- LE – konstrukcje pochłaniające energię w niewielkim stopniu,
- NE – konstrukcje niepochłaniające energii.

Konstrukcje niepochłaniające energii (NE), spełniające wymogi omawianej normy, zapewniają mniejsze ryzyko wystąpienia obrażeń u poszkodowanych niż konstrukcje pochłaniające energię mieszczące się w kategoriach HE i LE.

2. ANALIZA NUMERYCZNA

Przeprowadzona analiza numeryczna miała na celu określenie wad i zalet poszczególnych sposobów modelowania elementów konstrukcji wsporczych

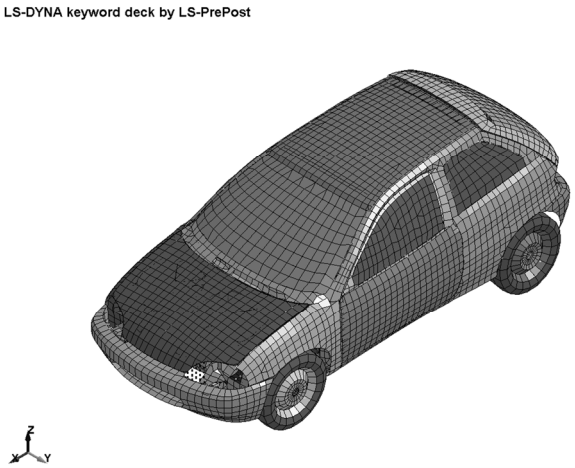
znaków drogowych, między innymi takich, jak pionowe słupy do montowania znaków czy elementy kratownic bram drogowych. Eksperyment polegał na zamodelowaniu zdarzenia, podczas którego pojazd uderza w pojedynczy słup o profilu rurowym o wymiarach 2600 mm × 60,3/2,9 mm (wys. × śr. zew/gr. ścianki), na szczycie którego zamocowano znak drogowy o średnich gabarytach. Wysokość zamocowania oraz wymiary znaku drogowego określone zostały na podstawie informacji zawartych w załączniku nr 1 do Dziennika Ustaw Nr 220 poz. 2181 [3]. Wymiary charakterystyczne przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Wymiary charakterystyczne
Fig. 1. Characteristic dimensions

2.1. Model pojazdu

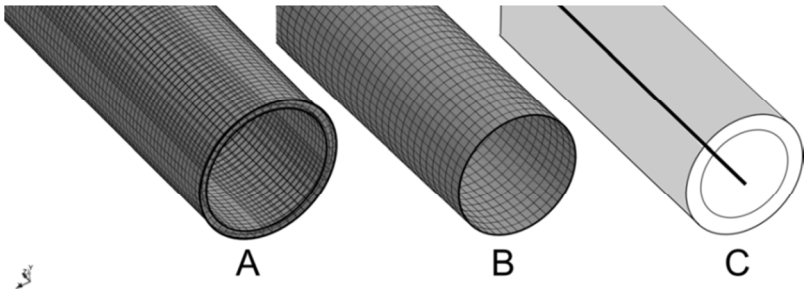
Model numeryczny pojazdu wykorzystanego podczas eksperymentu, oznaczony jako GM_R4, pochodzi z upublicznionych zasobów Narodowego Centrum Analiz Zderzeniowych (National Crash Analysis Center) w Stanach Zjednoczonych. Model został przebudowany w taki sposób, aby spełniał wymogi normy PN-EN 12767 dotyczące warunków testowania elementów wsporczych infrastruktury drogowej. Model dostosowany do przeprowadzenia testów zderzeniowych zgodnie z normą został dostarczony przez firmę Lier (Francja). W środku ciężkości pojazdu umieszczono sześcian zbudowany z sześciu elementów powłokowych typu *SHELL z przydzielonym materiałem typu *RIGID. Kostka ta pełni funkcję akcelerometru oraz służy do odczytu wielkości kinematycznych w lokalnym układzie współrzędnych. Masa całkowita pojazdu została dostosowana do wymogów normy i wynosi 0,9 Mg. Na rysunku 2 przedstawiono siatkę elementów składającą się na model GM_R4.



Rys. 2. GM_R4 – Siatka elementów
Fig. 2. GM_R4 – Mesh of finite elements

2.2. Model słupa ze znakiem drogowym

Na potrzeby eksperymentu przygotowano trzy odrębne modele słupa wraz ze znakiem drogowym średniej wielkości (kat. S). Różnice pomiędzy poszczególnymi przypadkami polegały na wykorzystaniu różnego typu elementów do zamodelowania słupa wsporczego. Wszystkie przypadki przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Sposoby modelowania słupa wsporczego
Fig. 3. Methods for modeling the support pole

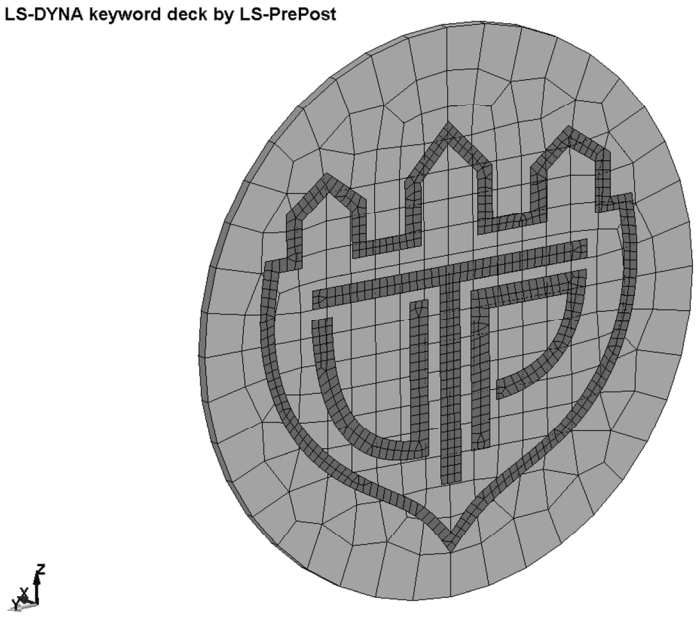
W przypadku A słup zamodelowano z wykorzystaniem elementów bryłowych SOLID. Są to elementy trójwymiarowe, mające trzy translacyjne stopnie swobody. Opisane są poprzez funkcję kształtu pierwszego i drugiego rzędu. Każdy element ma osiem węzłów. Łączna liczba elementów bryłowych, składająca się na siatkę elementów skończonych słupa, to 100000. Dla elementów zdefiniowano kartę *SECTION_SOLID z nastawami ELFORM = 1 z jednym punktem całkowania [4].

W przypadku B słup zamodelowano z wykorzystaniem jednowymiarowych elementów belkowych BEAM. Mają one 6 stopni swobody (3 translacyj-

ne, 3 rotacyjne). Przyjmuje się, iż w przypadku elementów typu BEAM nie dochodzi do odkształcenia w przekroju poprzecznym podczas deformacji. Elementy belkowe są elementami dwuwęzłowymi. Trzeci dodatkowy węzeł jest węzłem kierunkowym informującym o położeniu zdefiniowanego przekroju elementu. Dla elementów zdefiniowano kartę *SECTION_BEAM z nastawami ELFORM = 4 [4]. Łącznia liczba elementów skończonych typu belkowego składająca się na model słupa to 500.

W przypadku C słup zamodelowano z wykorzystaniem elementów powłokowych. Są to elementy dwuwymiarowe mające pięć stopni swobody (3 translacyjne, 2 rotacyjne – brak możliwości obrotu wokół normalnej do płaszczyzny powłoki). Elementy powłokowe opisane są za pomocą funkcji kształtu pierwszego i drugiego rzędu. Dla elementów zdefiniowano kartę *SECTION_SHELL z nastawami ELFORM = 16 (4 punkty całkowania), dodatkowo w celu kontroli sztywności wyboczenia zdefiniowano kartę *HOURGLASS opisaną parametrami HQ = 8 [4]. Łączna liczba elementów powłokowych składająca się na siatkę elementów skończonych słupa to 25000.

Znak umieszczony na maszcie został zamodelowany z wykorzystaniem elementów powłokowych. Nie będzie on jednak przedmiotem tego opracowania. Na rysunku 4 przedstawiono siatkę elementów naniesioną na znak oraz wskazano część pośredniczącą mocującą znak do słupa.



Rys. 4. Znak kat. S (średniej wielkości) – siatka elementów
Fig. 4. Sign cat. S (medium size) – mesh of sinite elements

Do słupa i znaku przypisano materiał sprężysto-plastyczny z modelem uszkodzenia, którego kryterium jest wartość odkształcenia. Materiał został zdefiniowany w karcie *MAT_PLASTIC_KINEMATIC (#003). Jest to materiał dwuliniowy, z możliwością uszkodzenia na podstawie kryterium, jakim jest procentowa wartość odkształcenia elementu [4]. Nastawy dla materiału zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Cechy materiałowe
Table 2. Material properties

Parametr	Symbol	Wartość
Gęstość	RO	7900 [kg·m^{-3}]
Moduł Younga	E	210000 [MPa]
Wsp. Poissona	PR	0,3
Granica plastyczności	SIGY	390 [MPa]
Kryterium uszkodzenia	FS	0,2%

2.3. Warunki brzegowe i kontakty

Słup utwierdzony został na podłożu poprzez odebranie wszystkich stopni swobody węzłom znajdującym się w jego dolnej części. Połączenie pomiędzy znakiem a masztem wykonano z wykorzystaniem pośredniczącej części typu *RIGID, do której przypisano węzły znajdujące się u góry masztu oraz wybrane węzły elementów znaku.

Kontakt pomiędzy pojazdem a słupem zdefiniowano za pomocą karty *CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE. W karcie kontaktu pozostawiono domyślne wartości nastaw.

Dodatkowo w przypadku C wykorzystano kartę *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE zdefiniowaną dla słupa, aby zdefiniować kontakt pomiędzy elementami w obrębie jednej części.

Przestrzeń eksperymentu została ograniczona w dolnej płaszczyźnie poprzez kartę *RIGIDWALL_PLANAR.

Prędkość początkowa pojazdu została zdefiniowana za pomocą karty *INITIAL_VELOCITY_GENERATION, nadając nodom należącym do kół prędkość liniową równą 9722,22 mm·s^{-1} oraz kątową względem osi kół równą 31,21 rad·s^{-1}.

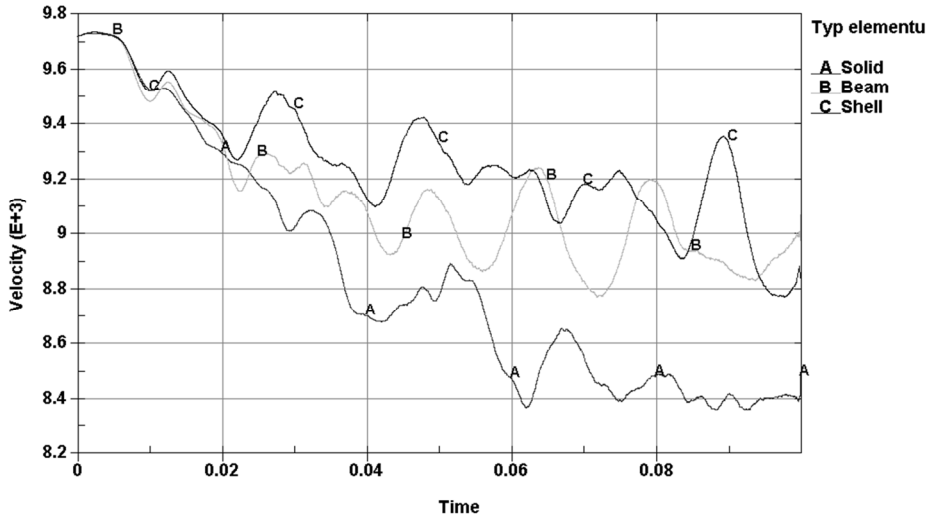
3. ANALIZA WYNIKÓW

Przyjętymi kryteriami oceny były dwa parametry: prędkość końcowa po uderzeniu oraz czas obliczeniowy potrzebny na przeprowadzenie analizy w zadanym przedziale czasu. Jako dodatkowy element oceny przyjęto organoleptyczną ocenę odkształcenia słupa po jego uszkodzeniu u podstawy.

Na rysunku 5 przedstawiono wykres zmian prędkości w czasie dla poszczególnych przypadków.

Jak widać, różnice pomiędzy nimi są niewielkie. Rozbieżność zwiększa się z chwilą uszkodzenia słupa u podstawy. Niemniej jednak przyjąć można, że pod

względem wartości różnice mieszczą się w granicach dopuszczalnego błędu. Na podstawie wykresu, zakładając największą dokładność elementów typu SOLID, wnioskować można, dużą zbieżność wyników dla modelowania słupów elementami typu BEAM, SHELL i SOLID.



Rys. 5. Zmiana prędkości w funkcji czasu
Fig. 5. Speed change as a function of time

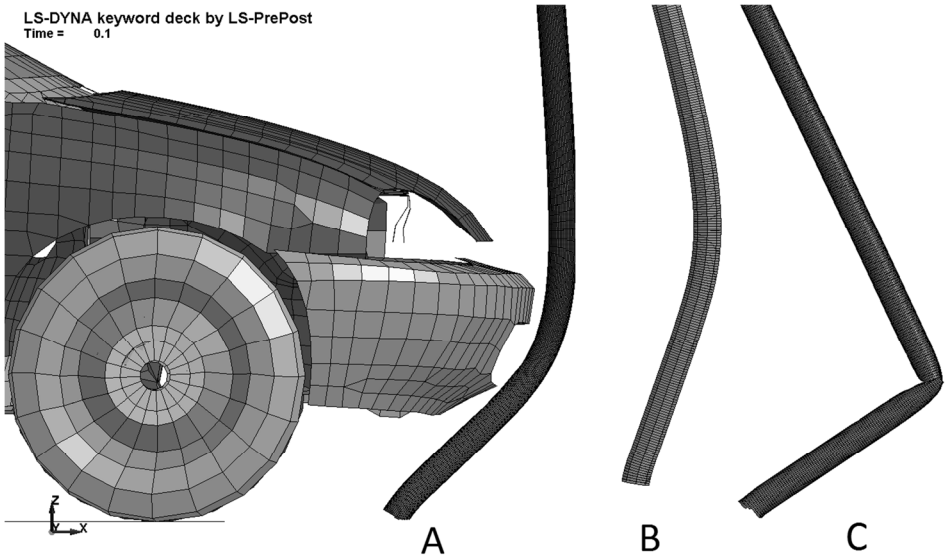
Czas potrzebny do przeprowadzenia analizy dla poszczególnych przypadków przedstawiono w tabeli 3. Różnice są znaczące. Kryterium to jest bardzo istotne ze względu na badania wielu prototypów i prowadzenie studium parametrycznego. Dzięki zmniejszeniu czasu obliczeń potrzebnego do rozwiązania jednego zestawu danych wejściowych możliwe staje się przeprowadzenie rozbudowanego studium przypadku dla wielu różnych wartości zmiennych. Staje się to istotne w chwili walidacji modelu, gdy porównuje się uzyskane rezultaty z wynikami eksperymentu na obiekcie fizycznym. Ze względu na kryterium czasu obliczeń najbardziej rozsądnym zdaje się być wykorzystanie elementów belkowych.

Tabela 3. Czas potrzebny do przeprowadzenia analizy
Table 3. Time required for analysis

Przypadek	Czas analizy [s]
A (solid)	22070
B (beam)	1251
C (shell)	4647

Na rysunku 6 przedstawiono odkształcenie słupów. Kryterium uszkodzenia była wartość odkształcenia przekraczającego 2%. Do uszkodzenia we wszystkich trzech przypadkach doszło w tym samym kroku obliczeń. Jak można zau-

ważyć, poszczególne fotografie przedstawiające różne sposoby zamodelowania słupa wsporczego są do siebie zbliżone.



Rys. 6. Odkształcenie w chwili uszkodzenia
Fig. 6. The deformation at the time of damage

4. WNIOSKI

Analiza numeryczna zjawisk dynamicznych zyskuje coraz szersze zastosowanie. W przypadku konstrukcji wsporczych elementów infrastruktury drogowej można przeanalizować sposób zachowania się poszczególnych konstrukcji jeszcze przed wyprodukowaniem prototypu. Pozwala to nie tylko na wspomaganie procesu konstrukcyjnego, ale również na przewidywanie skutków bądź analizę przyczyn mogących zaistnieć zdarzeń drogowych.

Przeprowadzona analiza rozpatrywanego przypadku zderzenia pojazdu ze słupem znaku drogowego miała na celu wskazanie typu elementu, który przy zadanych parametrach jest najbardziej odpowiedni do modelowania takich struktur. Na podstawie przedstawianych wyników stwierdzono, że najbardziej odpowiednim spośród analizowanych jest przypadek B – z wykorzystaniem elementów belkowych

Należy przy tym jednak zaznaczyć, że na podstawie przedstawionych wyników nie można tego stwierdzić jednoznacznie. W przypadku analiz zjawisk szybkozmiennych nieodzownym elementem jest przeprowadzenie walidacji modelu. Pozwoli to na weryfikację, czy zbudowany model zachowuje się w sposób odpowiedni w odniesieniu do rzeczywistości. Bez tego typu działań przyjmowanie wyników symulacji za ostatecznie jest wysoce ryzykowne.

LITERATURA

[1] BARCIK J., CZECH P.: Wpływ infrastruktury drogowej na bezpieczeństwo ruchu – cześć 1. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010.
[2] BOROVINSEK M., VESENJAK M., ULBIN M., REN Z.: Simulating the impact of a truck on a road safety barier. Journal of Mechanical Engineering, Lublana 2006.
[3] Dz.U. z 2003 r. Nr 220, poz. 2181, załącznik nr 1, Szczegółowe warunki techniczne dla znaków drogowych pionowych i warunki ich umieszczania na drogach.
[4] LS-DYNA Keyword User's Manual Volumes I and II, Sierpień 2012, Wersja 971 R6.1.0, Livermore Software Technology Corporation.
[5] MATEJ V., MATEJ B., ZORAN R.: Computational simulation of road safety barriers using LS-DYNA. Forum użytkowników LS-Dyna, Frankenthal 2012.
[6] SCHABOWSKI J.: Skuteczność i efektywność drogowych urządzeń bezpieczeństwa biernego. Międzynarodowe Seminarium Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego – GAMBIT, Gdańsk 2012.

METHODS OF MODELING OF ROAD'S INFRASTRUCTURE SUPPORT ELEMENTS

Summary: This paper presents some ways of modeling the supporting pole for a traffic sign in the LS-Dyna. An attempt was made to demonstrate the advantages and disadvantages for each solution. Analysis is focused on the modeling method, whereas the the remaining elements of construction are simplified.

Key words: LS-Dyna, FEM, support elements, passive safety

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 59-66
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Tomasz TOMASZEWSKI, Janusz SEMPRUCH

ZAKRES NORMALIZACJI WARUNKÓW BADAŃ ZMĘCZENIOWYCH MINIPRÓBEK

Streszczenie: W pracy scharakteryzowano procedurę prowadzenia badań zmęczeniowych w oparciu o normy. Przedstawiono geometrię próbek gładkich, warunki prowadzenia badań i opis wyników w formie charakterystyki zmęczeniowej σ_a-N. Jako praktyczną możliwość rozszerzenia zakresu identyfikacji własności zmęczeniowych materiału zaproponowano metodykę badań na minipróbkach.

Słowa kluczowe: zmęczenie wysokocyklowe, minipróbka, krzywa σ_a-N

1. WPROWADZENIE

Większość eksploatowanych maszyn poddawana jest obciążeniom zmiennym w czasie. Tego typu obciążenia powodują złożony splot zjawisk w materiale, w wyniku których następuje rozwój pęknięcia zmęczeniowego, powodujący zniszczenie elementu konstrukcyjnego [10]. Ze względu na złożoność tego procesu i wpływ na jego przebieg wielu czynników (m.in. obciążenia, czasu), proces traktowany jest jako fenomenologiczny, w którym brak bezpośredniego odwołania do rzeczywistej struktury materiału i fizycznego opisu zachodzących w nim zmian [9]. W procesie konstruowania istotnym czynnikiem jest uwzględnienie wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych. Z uwagi na rozwój nowych technologii produkcji, w nielicznych obszarach badań zmęczeniowych zauważyć można brak wiarygodnych procedur oceny własności zmęczeniowych. Skłania to do poszukiwania nowych metodyk badawczych rozwijających dotychczasowe, stosowane procedury.

Wyznaczenie charakterystyki zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych jest w wielu przypadkach utrudnione z uwagi na ograniczenia narzucane przez wytyczne normatywne definiujące geometrię próbek do badań, sposób ich pobierania i wykonywania, warunki prowadzenia badań (obciążenia, częstotliwość), przedstawienie wyników. Możliwe jest pobranie próbek wyłącznie z obiektów w ograniczonym zakresie gabarytowym. Rozszerzenie tego zakresu realizowane jest w wyniku zmniejszenia próbek. Jednakże ich wielkość powinna zapewnić wiarygodne określenie własności materiałowych. Oznacza to, że wymiary części roboczej próbki powinny być na tyle duże, aby badana objętość

mgr inż. Tomasz TOMASZEWSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz,
e-mail: tomaszewski@utp.edu.pl

prof. dr hab. inż. Janusz SEMPRUCH, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: semjan@utp.edu.pl

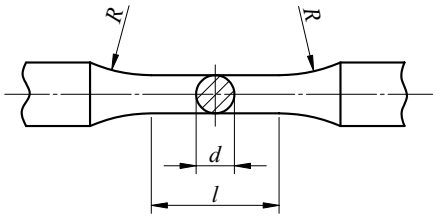
była reprezentatywna. W przypadku dużych ziaren lub materiałów o niejednorodnej strukturze (tzw. nieuporządkowanych), próbki powinny być proporcjonalnie większe [2].

Prowadzenie badań na próbach geometrycznie mniejszych (tzw. minipróbkach) rozszerza zakres identyfikacji materiału elementu konstrukcyjnego o ograniczonych gabarytach [19]. Minipróbki charakteryzują się ponadto niewielką objętością, która sprzyja realizacji pełnej próby zmęczeniowej w przypadku ograniczonej ilości dostępnego materiału badawczego. Dzięki temu możliwe jest określenie stopnia uszkodzenia obiektu eksploatowanego w stosunku do elementów nowego [11].

Minipróbki są wykorzystywane w badaniach o charakterze eksperymentalnym. Znalazły zastosowanie miedzy innymi w przemyśle jądrowym, gdzie badano wpływ napromieniowania na wytrzymałość zmęczeniową stali. Stosowane są ze względu na ograniczoną objętość napromieniowania badanego obiektu [6]. Dzięki wykorzystaniu próbek o małym przekroju możliwe jest prowadzenie badań na niestandardowych stanowiskach badawczych. Przykładem są badania wytrzymałości gigacyklowej na stanowisku wykorzystującym ultradźwięki, gdzie częstotliwość zmiany obciążenia jest na poziomie 20 kHz [5]. Minipróbki są ponadto wykorzystywane do wyznaczenia własności materiału w strefie złącza spawanego. Z uwagi na niewielką objętość możliwe było ich pobranie z różnych jego obszarów (spoina, strefa wpływu ciepła, materiał rodzimy) [4]. Szczegółowy opis metodyki i wyników badań dla minipróbek został opisany m.in. w pracach [2, 3].

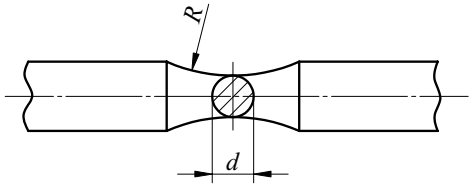
2. NORMALIZACJA GEOMETRII PRÓBEK

Ogólne wytyczne normatywne dotyczące geometrii próbek do badań zmęczeniowych narzucają ich wymiary gabarytowe i kształt, które są ustalane w zależności od warunków badań. Wybrane geometrie próbek normatywnych zgodne z normą PN-74/H-04327 [12] przedstawiono na rysunkach 1-3.



d [mm]	l [mm]	R_{min} [mm]
6	24	24
7,5	30	32
10	40	45
12	48	48

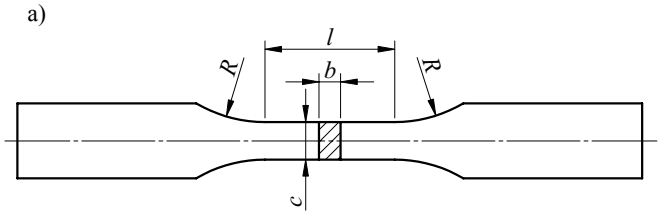
Rys. 1. Geometria próbki okrągłej o stałym przekroju [12]
Fig. 1. Geometry round specimens of a fixed cross-section [12]



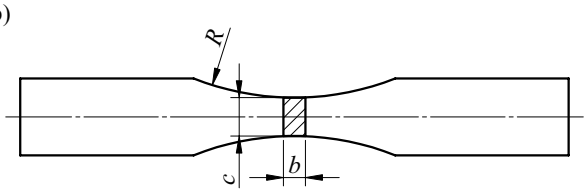
d [mm]	R_{min} [mm]
6	24
7,5	32
10	45
12	48

Rys. 2. Geometria próbki okrągłej o zmiennym przekroju [12]
Fig. 2. Geometry round specimens of variable cross-section [12]

a)



b)



b [mm]	c [mm]	l [mm]	$R = 2c$ [mm]
< 3	10b	4b	20b
3÷5	5b		10b
5	10		20
7,5	15		30
10	20		40

Rys. 3. Geometria próbki płaskiej: a) o stałym przekroju, b) o zmiennym przekroju [12]
Fig. 3. Geometry flat specimens: a) of a fixed cross-section, b) of variable cross-section [12]

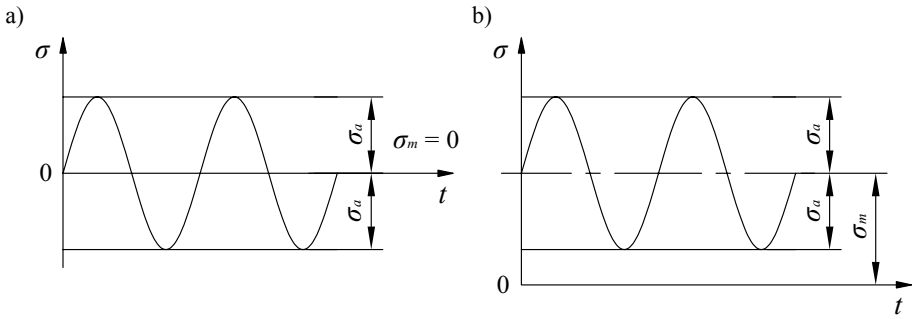
Wytyczne dotyczące przygotowania próbek płaskich do badań zmęczeniowych dla lotnictwa i kosmonautyki [16, 17] zakładają wymiary geometrii próbek okrągłych ($d \geq 4{,}5$ mm, $2d \leq l \leq 4d$, $6d \leq R \leq 8d$) i płaskich ($b > 3$ mm, $c > b$, $c > 5$ mm, $2c \leq l \leq 4c$, $6c \leq R \leq 8c$). W normie ASTM E-466 [1] zdefiniowano wymiary dla próbki okrągłej o stałym przekroju ($d = 5{,}08 \div 25{,}4$ mm, $R_{min} = 8 \times l$, $l = 2 \div 3 \times d$), próbki okrągłej o zmiennym przekroju ($d = 5{,}08 \div 25{,}4$ mm, $R_{min} = 8 \times d$) i próbki płaskiej ($c = b$ * (2÷6 mm), R = 8* c, $l = 2 \div 3c$, $A = 19{,}4 \div 645$ mm). Normalizacja geometrii próbek została również opisana w normach ISO [7, 8].

Badania zmęczeniowe prowadzone na próbkach z karbem szczegółowo opisano w normach [12, 14]. Geometria próbek uzależniona jest od sposobu ich obciążania (osiowe rozciąganie – ściskanie, zginanie) i badanego materiału (metale [12, 14], żeliwo i staliwo [15]).

Próbki do badań powinny być pobierane z obiektu o jednorodnych parametrach struktury materiału i jednakowym ukierunkowaniu włókien. W przypadku weryfikacji własności materiału obiektu eksploatowanego próbki pobierane są z obszaru występowania największych naprężeń. Należy zachować stałe parametry obróbki mechanicznej próbek. Temperatura obróbki nie powinna powodować zmian struktury materiału. Chropowatości powierzchni próbek gładkich nie może przekraczać wartości 1,25. Dopuszczalne odchyłki wymiarowe dla części pomiarowej nie mogą być większe niż 0,05 mm [13].

3. NORMALIZACJA STOSOWANYCH OBCIĄŻEŃ W BADANIACH ZMĘCZENIOWYCH

Badania zmęczeniowe metali sprowadzają się do cyklicznego obciążenia wywołującego zmienny stan naprężeń. Podstawowym obciążeniem do wyznaczania własności zmęczeniowych materiału lub elementu konstrukcyjnego przyjęto cykl sinusoidalny. Parametry założonego cyklu do badań zakładają określenie wartości amplitudy naprężenia cyklu (σ_a) i naprężenia średniego cyklu (σ_m). Przykładowe cykle o różnej wartości współczynnika asymetrii cyklu ($R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$) przedstawiono na rysunku 4. Wartości przyjętych poziomów naprężeń uzależnione są od zakresów wytrzymałości zmęczeniowej opisanych w punkcie 4.

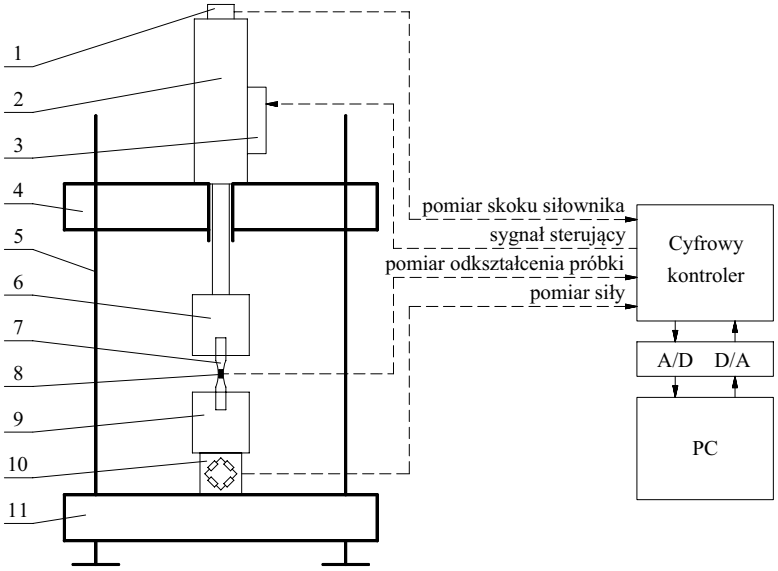


Rys. 4. Wykres cyklu sinusoidalnego: a) symetryczny (R = -1), b) jednostronnego (R > 0)
Fig. 4. Graph sinusoidal cycle: a) symmetric (R = -1), b) unilateral (R > 0)

Częstotliwość (f) zmian obciążenia powinna być w zakresie od 5 do 100 Hz [13] i stała dla danej serii próbek. Dobór częstotliwość uzależniony jest od parametrów maszyny wytrzymałościowej, na której realizowana jest próba. W przypadku wzrostu temperatury próbki podczas próby należy zapewnić jej chłodzenie, aby temperatura nie powodowała zmian własności materiału.

Do badań z kontrolowanym naprężeniem jako kryterium końca próby zmęczeniowej przyjmuje się makropęknięcia próbki [13]. Przełom musi wykazywać charakterystyczne cechy zmęczenia materiału. Badania powinny być realizowane na maszynie przystosowanej do realizacji badań zmęczeniowych dla danego rodzaju obciążenia. Najczęściej wykorzystuje się serwohydrauliczne

maszyny zmęczeniowe sterowane w pętli sprzężenia zwrotnego wymuszenia i pomiaru siły lub odkształcenia. Przykładowy schemat kinematyczny takiej maszyny przedstawiono na rysunku 5.



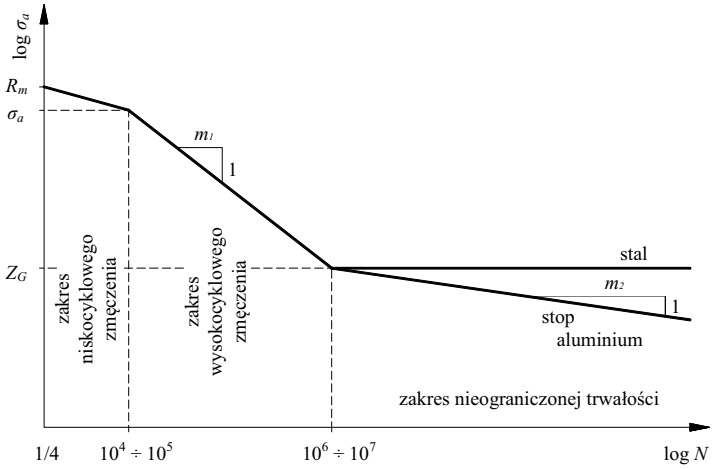
Rys. 5. Schemat kinematyczny serwohydraulicznej maszyny wytrzymałościowej do badań zmęczeniowych: 1 – liniowy zmienny transformator różnicowy (LVDT), 2 – siłownik hydrauliczny, 3 – serwozawór, 4 – górna belka, 5 – słup prowadzący belkę, 6 – uchwyt górny, 7 – próbka, 8 – tensometr lub ekstensometr, 9 – uchwyt dolny, 10 – tensometryczny czujnik siły, 11 – podstawa

Fig. 5. The kinematic scheme of servohydraulic material testing machine for fatigue tests: 1 – linear variable differential transformer (LVDT), 2 – hydraulic actuator, 3 – servovalve, 4 – top beam, 5 – beam guiding post, 6 – top holder, 7 – specimen, 8 – tensometer or extensometer, 9 – bottom holder, 10 – tensometric force sensor, 11 – base

Powyższe założenia dotyczą badania metali w zakresie obciążeń osiowych rozciąganie – ściskanie, zginanie i skręcania próbek gładkich lub z karbem. Opisane warunki badań zmęczeniowych w większości pokrywają się z dostępnymi normami polskimi i zagranicznymi.

4. CHARAKTERYSTYKA ZMĘCZENIOWA σ_a-N

Opis własności zmęczeniowych materiału w ujęciu naprężeniowym przedstawiany jest w postaci charakterystyki σ_a-N (wykres Wöhlera – rys. 6). Z uwagi na zależność rozwoju pęknięcia zmęczeniowego od poziomu naprężenia, odkształcenia, wykres podzielony jest na cztery zakresy (quasi-statyczna wytrzymałość, niskocyklowe zmęczenie, wysokocyklowe zmęczenie, nieograniczona trwałość) [9]. Podział na poszczególne zakresy jest orientacyjny.



Rys. 6. Krzywa σ_a-N w układzie bilogarytmicznym
Fig. 6. σ_a-N curve plotted on bilogarithmic scale

W zakresie odkształceń sprężystych materiału wykres obejmuje dwa obszary – ograniczonej trwałości zmęczeniowej (zakres wysokocyklowy – obszar zawarty pod odcinkiem opisanym współczynnikiem kierunkowym m_1, ale powyżej Z_G – jeżeli występuje) oraz nieograniczonej trwałości zmęczeniowej (stal – wyraźna granica zmęczenia, stop aluminium – prosta o nachyleniu m_2 [18]). Wykres zmęczeniowy w tych zakresach opisuje się równaniem:

$$C = N(\sigma_a)^{-1/m} \tag{1}$$

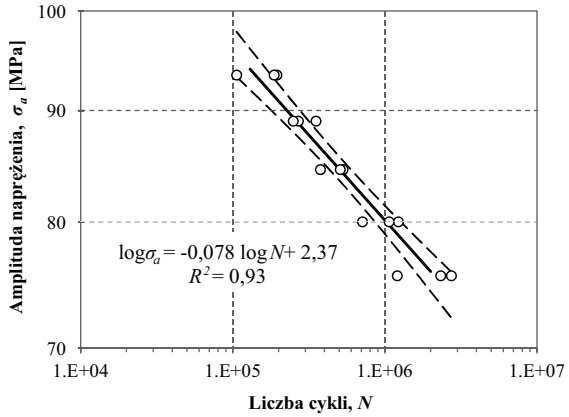
gdzie:

C – parametr stały krzywej σ_a-N,
m – współczynnik kierunkowy,

w postaci logarytmicznej:

$$\log \sigma_a = m \log N + b \tag{2}$$

Przykładową charakterystykę zmęczeniową σ_a-N wyznaczoną w zakresie wysokocyklowym dla minipróbek wykonanych ze stopu aluminium przedstawiono na rysunku 7. W badaniach eksperymentalnych zastosowano próbkę (mniejszą niż w zaleceniach normatywnych) o wymiarach: b = 1 mm, c = 3,5 mm, R = 25 mm. Przyjęto częstotliwość zmiany obciążenia na poziomie 5 Hz. Zastosowano cykl zmiany obciążenia o współczynniku asymetrii cyklu R = 0,1, który eliminował wyboczenie się minipróbki. Szczegółowe sprawozdanie z badań opisano w pracy [19].



Rys. 7. Przykładowa krzywa σ_a-N dla minipróbki wykonanej ze stopu aluminium EN AW-6063
Fig. 7. Example σ_a-N curve for the mini specimen made of aluminum alloy EN AW-6063

Wykres w zakresie wysokocyklowym powinien być wyznaczony dla przynajmniej 3 próbek na każdym z 5 poziomów naprężenia [13]. Dla wyników opisanych prostą regresji wyznacza się przedział ufności na poziomie poziomu istotności 0,95. Jako miarę dopasowania wyznaczonego modelu regresji stosuje się współczynnik determinacji (R^2), który określa rozrzut wyników badań. Powyżej wartości 0,8 przyjmuje się wiarygodność przeprowadzonej próby zmęczeniowej.

5. PODSUMOWANIE

Możliwym jest rozszerzenie zakresu identyfikacji własności cyklicznych materiału poprzez prowadzenie badań na próbkach geometrycznie mniejszych niż zalecane do stosowania przez normy. Na podstawie prezentowanych wyników badań można stwierdzić praktyczną możliwość wykorzystania metodyki w oparciu o próbkę niestandardową. Zakres modyfikacji wytycznych normatywnych dotyczy wyłącznie geometrii próbek. Pozostałe warunki badań (warunki wykonania próbek i przeprowadzenia próby, stosowane obciążenia, przedstawienie wyników) są zgodne z dostępnymi normami dotyczącymi badań zmęczeniowych.

LITERATURA

[1] ASTM E-466, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials.
[2] BOROŃSKI D.: Lokalne własności materiałowe w analizie zmęczeniowej. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – Państwowego Instytutu Badawczego, Radom 2009.
[3] CALLAGHAN M.D., HUMPHRIES S.R., LAW M., HO M., YAN K., YEUNG W.Y.: Specimen-size dependency and modelling of energy evolution during high-temperature low-cycle fatigue of pressure vessel steel. Scripta Materialia, Volume 65 Issue 4, 2011, 308-311.
[4] ÇAM G., ERIM S., YENI., KOÇAK M.: Determination of mechanical and fracture properties of laser beam welded steel joints. Welding Journal, 1999, 193-201.
[5] FURUYA Y.: Notable size effects on very high cycle fatigue properties of high-strength steel. Materials Science and Engineering, A 528, 2011, 5234-5240.

[6] HIROSE T., TANIGAWA H., ANDO M., SUZUKI T., KOHYAMA A., KATOH Y., NARUI M.: Evaluation of creep fatigue properties with miniature hourglass specimen. Small Specimen Test Techniques: Fourth Volume, 2002, 181-194.
[7] ISO 1099:2006, Metallic materials – Fatigue testing – Axial force-controlled method.
[8] ISO 1143:2010, Metallic materials – Rotating bar bending fatigue testing.
[9] KOCAŃDA S.: Zmęczeniowe pękanie metali. WNT, Warszawa 1985.
[10] KOCAŃDA S., SZALA J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1997.
[11] LORD J., ORKNEY L., ROEBUCK B.: Validation of a miniature tensile strength measurement system. Small Specimen Test Techniques: Fourth Volume, Journal of ASTM International, 2002, 234-250.
[12] PN-74/H-04327, Badanie metali na zmęczenie. Próba osiowego rozciągania – ściskania przy stałym cyklu obciążeń zewnętrznych.
[13] PN-76/H-04325, Badania metali na zmęczenie – Pojęcia podstawowe i ogólne wytyczne przygotowania próbek oraz przeprowadzenia prób.
[14] PN-76/H-04326, Badania metali na zmęczenie – Próba zginania.
[15] PN-84/H-04662, Żeliwo i staliwo – Badania na zmęczenie.
[16] PN-EN 3987:2009, Lotnictwo i kosmonautyka – Metody badań materiałów metalowych – Próba zmęczeniowa o dużej liczbie cykli ze stałą amplitudą kontrolowanego obciążenia.
[17] PN-EN 6072:2010, Lotnictwo i kosmonautyka – Materiały metalowe – Metody badań – Próba zmęczeniowa przy stałej amplitudzie.
[18] SONSINO C. M.: Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety. International Journal of Fatigue, 29, 2007, 2246-2258.
[19] TOMASZEWSKI T., SEMPRUCH J.: Determination of the fatigue properties of aluminum alloy using mini specimen. Material Science Forum, 726, 2012, 63-68.

RANGE STANDARDIZATION OF FATIGUE TESTING CONDITIONS FOR MINI SPECIMENS

Summary: The paper was characterized procedure for conducting fatigue tests based on the standards. The geometry of the smooth specimens, conditions of tests and description of the results (fatigue characteristics σ_a-N) was presented. As a practical opportunity to extend the scope of the identification of fatigue properties of the material proposed methodology for testing the mini specimens.

Key words: high-cycle fatigue, mini specimen, σ_a-N curve

POSTĘPY W INŻYNIERII MECHANICZNEJ
DEVELOPMENTS IN MECHANICAL ENGINEERING
3(2)/2014, 67-73
Czasopismo naukowo-techniczne – Scientific-Technical Journal

Mateusz WIRWICKI, Tomasz TOPOLIŃSKI

WPROWADZENIE DO BADAŃ POŁĄCZEŃ ADHEZYJNYCH MATERIAŁÓW STOMATOLOGICZNYCH

Streszczenie: Badania wytrzymałościowe pełnią bardzo dużą rolę w poznaniu zjawiska adhezji. Człowiek i zwierzęta wykorzystują zjawisko adhezji na co dzień. Zjawisko to w stomatologii odgrywa znaczącą rolę, ponieważ większość materiałów stomatologicznych stosowanych w wypełnieniach, koronach czy mostkach dzięki temu zjawisku może połączyć się z zębem naturalnym. W pracy przedstawiono wstępną analizę zjawisk wpływających na wartość sił adhezji oraz przegląd literatury dotyczącej badań wytrzymałościowych w dentystyce. Dokonano klasyfikacji tych badań na podstawie obiektów, przebiegu obciążeń i ich rodzajów. Opisano próbki do badań.

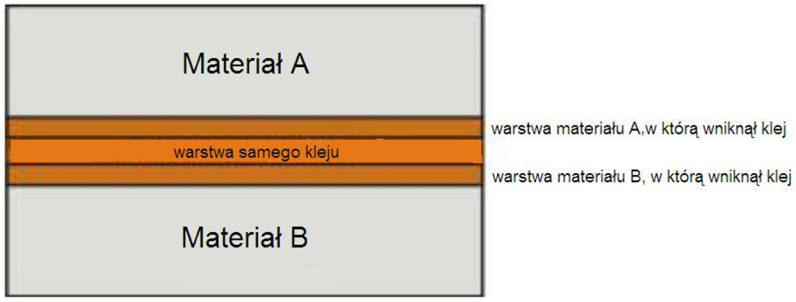
Słowa kluczowe: dentystyka, adhezja, badania wytrzymałościowe, połączenia klejowe

1. WSTĘP

Badania wytrzymałościowe połączeń klejowych wykonuje się dla poznania procesu klejenia, określenia jego wad i zalet, oceny odporności adhezyjnej. Substancję klejącą – organiczną lub nieorganiczną, mającą własność łączenia materiałów, wprowadza się pomiędzy dwie powierzchnie wykonane z tych samych lub różnych materiałów, co pozwala na połączenie ich w procesie klejenia (rys. 1). Kleje są materiałami, które oddziałują powierzchniowo – ich główną cechą jest zwiększanie sił adhezji pomiędzy klejonymi powierzchniami. Adhezja jest wynikiem sumy oddziaływań międzycząsteczkowych i atomowych na powierzchniach łączonych ciał (adhezja właściwa) powiązanych z przygotowaniem tych powierzchni (adhezja mechaniczna) [1]. Wyznacznikiem adhezji jest praca odniesiona do pola powierzchni łączonych, którą trzeba wykonać, aby rozłączyć połączone ciała. Adhezja właściwa wynika z oddziaływań międzycząsteczkowych i atomowych, będących efektem kompleksowych oddziaływań na granicy faz; głównym czynnikiem odróżniającym je od reakcji chemicznej jest pojawienie się nietrwałych wiązań chemicznych pomiędzy powierzchniami. Zjawisko adhezji można zauważyć również w naszym otoczeniu podaczas malowania i klejenia oraz stosowania kartek i taśm samoprzylepnych. Celem pracy

mgr inż. Mateusz WIRWICKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz, e-mail: wirwicki@utp.edu.pl
prof. dr hab. inż. Tomasz TOPOLIŃSKI, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz,
e-mail: tomasz.topolinski@utp.edu.pl

jest prezentacja zjawisk odpowiedzialnych za adhezję, klasyfikacja badań wytrzymałościowych dla układu ząb – wypełnienie, korona, implant.



Rys. 1. Struktura połączenia adhezyjnego[1]
Fig. 1. Structure of adhesive joint [1]

2. PROCES KLEJENIA

Istnieje wiele hipotez dotyczących tworzenia odpowiedniej wartości sił adhezji. W pracy [1] wymienia się na podstawie przeglądu 20 pozycji literatury z lat 1989-2005 następujące rodzaje zjawisk i występujących sił decydujących o siłach adhezji:

- adhezja adsorpcyjna – decyduje różnica pomiędzy stanem energetycznym wewnątrz i na powierzchni materiału,
- siły kowalencyjne wiązań chemicznych – siła adhezji zależy od aktywności cząstek zaadsorbowanych i stanu energetycznego powierzchni,
- wiązania wodorowe – siła adhezji zależy od istnienia czy też nie wiązań wodorowych międzycząsteczkowych i wewnątrzcząsteczkowych,
- siły van der Waalsa – o sile adhezji mogą decydować także wartości sił pomiędzy cząsteczkami gazowymi a materią stałą,
- adhezja elektryczna – o sile adhezji decyduje przyciąganie elektrostatyczne podwójnej warstwy elektrycznej skleiny,
- adhezja dyfuzyjna – wykorzystywana do interpretacji zjawisk wyłącznie w połączeniach, w których klej przynajmniej częściowo rozpuszcza materiał podłoża.

Część z powyższych hipotez jest dyskusyjna, a pełna interpretacja zjawisk zachodzących przy klejeniu trudna.

Producenci klejów, także dentystycznych, zdając sobie sprawę z powyższych hipotez, przygotowują odpowiednie ich składy, ale dbają także o odpowiednie procedury klejenia i zapewnienie dbałości o adhezję mechaniczną. Zalecają zatem właściwe czyszczenie powierzchni przed klejeniem, tj. [2]:

- obróbkę chemiczną – wytrawianie,
- obróbkę ścierną – czyszczenie materiałami ściernymi,
- odtłuszczanie – przemywanie rozpuszczalnikami,

- aktywowanie powierzchni,
- lakierowanie.

Kolejnym krokiem jest odpowiednia procedura klejenia, która obejmuje:

- oczyszczanie powierzchni metodami chemicznymi lub mechanicznymi,
- przygotowanie masy klejącej,
- dokładne nałożenie warstwy kleju,
- utwardzenia skleiny w odpowiedniej temperaturze z zachowaniem właściwego docisku (przy właściwym dawkowaniu energii),
- oczyszczeniu skleiny.

Procedury takie dotyczą także połączeń klejowych dentystycznych.

Warto zwrócić uwagę, że złożoność zagadnienia związana z właściwościami adhezyjnymi warstwy wierzchniej łączonych materiałów wynika nie tylko ze złożoności procesu adhezji, ale również jego nieliniowości [1]. Powoduje to, że analizy połączeń klejowych oparte na liniowych charakterystykach kleju i właściwości warstwy wierzchniej mogą prowadzić do znacznych odstępstw wytrzymałości obliczeniowej od wytrzymałości rzeczywistej tych połączeń.

3. BADANIA POLĄCZEŃ KLEJONYCH W DENTYSTYCE

Badania połączeń materiałów dentystycznych, w zdecydowanej większości połączeń klejowych, można podzielić na badania, w których ocenia się wytrzymałość materiałów stanowiących składowe połączenia, tj. samych zębów i samych syntetycznych materiałów dentystycznych. W tym przypadku analizy są związane z różnymi sposobami obciążenia zębów naturalnych w zależności od ich usytuowania w szczękach i sprawowania różnych funkcji oraz różnej ich budowy i próbami porównań z zębami syntetycznym i materiałami przy przeniesieniu rodzajów i wielkości obciążenia z analiz zębów naturalnych. Zdecydowanie rzadsze są analizy samych połączeń. Drugim podstawowym kryterium podziału publikowanych prac dotyczących wytrzymałości materiałów dentystycznych naturalnych i sztucznych, w tym także połączeń, są badania przy różnej zmienności obciążenia. W przypadku obciążeń statycznych analizy związane są z doraźnym uszkodzeniem badanych materiałów, co można odnieść do np. wyłamania zęba, jego ukruszenia, pęknięcia doraźnego itp. Do obciążeń cyklicznych w analizach należy uwzględnić sumujące się defekty właściwe obciążeniom o mniejszych wartościach, ale pojawiające się w sposób cykliczny odpowiadający procesom odgryzania i żucia.

Pierwszą grupę badań można podzielić na badania [24]:

- zębów naturalnych ludzkich, np. [3-12, 19, 21, 23, 25, 27, 28], a te podzielić można na badania:
  - siekaczy, np. [9, 10, 11],
  - zębów przedtrzonowych [3, 5],
  - zębów trzonowych [4, 8],

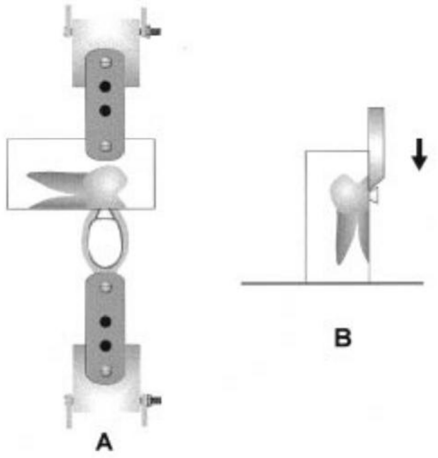
- zębów sztucznych, np. [13-15],
- zębów bydlęcych, np. [20, 22]
- materiałów dentystycznych, np.:
  - żywic polimerowych [16-18],
  - cementu dentystycznego [19],
  - technologii łączenia [6, 16].

Drugą kategorią jest podział ze względu na przebieg obciążenia. Prowadzone badania można podzielić na:

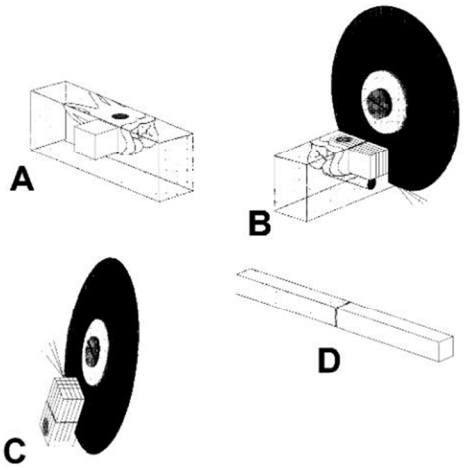
- statyczne, np. [4, 14-16, 18-21, 28],
- dynamiczne, np. [3-15, 17, 18, 26, 9], w tym:
  - wysokocyklowe [3, 8, 11, 18, 13, 23],
  - niskocyklowe [3, 9, 10, 12, 23, 25, 27, 28].

We wszystkich tych przypadkach elementy badane mogą być poddawane rozciąganiu, np. [4], ścinaniu, np. [9], rozciąganiu (ściskaniu) i zginaniu, np. [10, 19].

Badania prowadzone są na kompletnych zębach, zębach poklejonych czy wypełnionych. Przykładowe obciążeniowe schematy badawcze dla całych obiektów – za pracą [9] – przedstawiono na rysunku 2. Zdecydowanie bardziej złożone, z uwagi na wielkość próbek, są badania na próbkach, które stanowią materiał zębny naturalny połączony skleiną z wypełniaczem, koroną czy implantem. Próbki te uzyskuje się jako beleczki o kształcie prostopadłościanów cięte w pakiecie sklejonego (wypełnionego) zęba. Przekrój poprzeczny takiej beleczki zwykle nie przekracza 2 mm^2. Sposób uzyskiwania takich próbek, jako przykładowy, przedstawiono na rysunku 3 – za [9].



Rys. 2. Schemat: A – rozciągania próbki, B – ścinania [9]
Fig. 2. Diagram: A – tensile test apparatus, B – shear test apparatus [9]



Rys. 3. Schemat przygotowywania próbek do mikrorozciągania, A – doklejenie próbki do zęba, B – docięcie wzdłużne, C – docięcie poprzeczne, D – próbka do mikro rozciągania [9]
Fig. 3. Schema of sample preparation for micro-tensile: A – appending the sample to the tooth, B – longitudinal cutting, C – cross-cutting, D – micro tensile specimen [9]

Zdecydowana większość prezentowanych w literaturze wyników badań wskazuje, że materiały klejowe są podatne na starzenie. Ich wytrzymałość długotrwała jest zróżnicowana i zależy od wielu czynników, między innymi i od wilgotności – stąd badania w środowisku wodnym czy sztucznej ślinie.

4. PODSUMOWANIE

Wielość hipotez tłumaczących powstawanie, wartość i trwałość sił adhezji w połączeniach klejowych oraz szerokie możliwości przygotowania powierzchni do klejenia, a także znaczna liczba czynników zakłócających proces eksploatacji powodują brak jednoznacznych normatywów badań rozważanych połączeń w dentystyce. Bada się bardzo zróżnicowane obiekty przy bardzo zróżnicowanych obciążeniach, co oczywiście poszerza wiedzę na temat połączeń klejonych w dentystyce w ogólności, ale z punktu widzenia aplikacji z korzyścią dla pacjenta jest to nie najlepsze podejście do rozważanych zagadnień. Stąd wydaje się koniecznością opracowanie eksperymentalnej metodyki normatywnej, dającej zasadniczą odpowiedź, które kleje i z jakimi materiałami dają największą pewność i trwałość dla standardowych obciążeń. Odpowiedź ta w połączeniu z ceną mogłaby stanowić podstawę decyzji pacjenta dotyczącą wyboru materiałów dentystycznych.

LITERATURA

[1] ATTIA A., ABDELAZIZ K.M., FREITAG S., KERN M.: Fracture load of composite resin and feldspathic all-ceramic CAD/CAM crowns. J Prosthet Dent, 2006, Vol. 95, No. 2, 117-123.
[2] BAJAJ D,, NAZARI A., EIDELMAN N., AROLA D.D.: A comparison of fatigue crack growth in human enamel and hydroxyapatite. Biomaterials, 2008, Vol. 29, 4847-4854.

[3] BARKMEIER W.W., ERICKSON R.L., LATTA M.A.: Fatigue limits of enamel bonds with moist and dry techniques. Dental materials journal, Vol. 25(12), 1527-1531.
[4] BELLI S., OZÇOPUR B., YEŞILYURT C., BULUT G., DING X., DORSMAN G.: The effect of loading on microTBS of four all-in-one adhesives on bonding to dentin. J Biomed Mater Res B Appl Biomater, Vol. 91(2), 948-956.
[5] BRAEM M.: Microshear fatigue testing of tooth/adhesive interfaces. The Journal of adhesive dentisty, Vol. 2, 249-253.
[6] BRAEM M.: Microshear Fatigue Testing of Tooth/Adhesive Interfaces. J Adhes Dent., 2007, Vol. 9, Supplement 2, 249-253.
[7] BOLHUIS P., DE GEE A., FEILZER A.: Influence of fatigue loading on four post-and-core systems in maxillary premolars. Quintessence Int., 2004, Vol. 35, No. 8, 657-667.
[8] BIJELIC J., GAROUSHI S., VALLITTU P.K., LASSILA L.V.: Fracture load of tooth restored with fiber post and experimental short fiber composite. The Open Dentistry Journal, Vol. 5, 58-65.
[9] CARDOSOSO P., BRAGA R., CARRILHO M.: Evaluation of micro-tensile, shear and tensile tests determining the bond strength of three adhesive systems. Dent Mater 14, 394-398.
[10] DRUMMOND J.L.: Degradation, fatigue and failure of resin dental composite materials. J Dent Res., 2008, Vol. 87, No. 8, 710-719.
[11] DOMIŃCZUK J.: Właściwości adhezyjne warstwy wierzchniej materiałów konstrukcyjnych. Postępy Nauki i Techniki, nr 9, 2011, 28-37.
[12] EL-MOWAFY O., RUBO M.: Retention of a Posterior Resin-Bonded Fixed Partial Denture with a Modified Design: An In Vitro Study. The International Journal of Prosthodontics, 2000, Vol. 13, No. 9, 425-431.
[13] GAROUSHI S.K., LASSILA L.V.J., VALLITTU P.K.: Fatigue Strength of Fragmented Incisal Edges Restored with a Fiber Reinforced Restorative Material. The Journal of Contemporary Dental Practice, 2007, Vol. 8, No. 2, 1-10.
[14] GOTO Y., NICHOLLS J.I., PHILLIPS K.M., JUNGE T.: Fatigue resistance of endodontically treated teeth restored with three dowel-and-core systems. J Prosthet Dent., 2005, Vol. 93, No. 1, 45-50.
[15] GATEAU P., SABEK M., DAILEY B.: Fatigue testing and microscopic evaluation of post and core restorations under artificial crowns. J Prosthet Dent., 1999, Vol. 82, No. 3, 341-347.
[16] HERION T., FERRACANE J.L., COVELL D.A. Jr.: Three Cements Used for Orthodontic Banding of Porcelain Molars. Angle Orthod., 2007, Vol. 77, No. l, 94-99.
[17] HUANG H.H., LIN M.C., LIN C.C., HSU C.C., CHEN F.L., LEE S.Y., HUNG C.C.: Effects of welding pulse energy and fluoride ion on the cracking susceptibility and fatigue behavior of Nd: YAG laser-welded cast titanium joints. Dent Mater J., 2006, Vol. 25, No. 3, 632-640.
[18] HEYDECKE G,, BUTZ F., HUSSEIN A., STRUB J.R.: Fracture strength after dynamic loading endodontically treated teeth restored with different post- and-core systems. J Prosthet Dent, 2002, Vol. 87, No. 4, 438-445.
[19] HSU Y.B., NICHOLLS J.I., PHILLIPS K.M., LIBMAN W.J.: Effect of Core Bonding on Fatigue Failure of Compromised Teeth. The International Journal of Prosthodontics, 2002, Vol. 15, No. 2, 175-178.
[20] INOUE T., NISHIMURA F., DEBARI K., KOU K., MIYAZAKI T.: Fatigue and tensile properties of radicular dentin substrate. Journal of Biomechanics 2011, Vol. 44(4), 586-59.
[21] LOHER H,, BEHR M., HINTEREDER M., ROSENTRITT M., HANDEL G.: The impact of cement mixing and storage errors on the risk of failure of glass-ceramic crowns. Clin Oral Invest, 2009, Vol. 13, No. 2, 217-222.
[22] LI B.H., ZHAO X., BAO Y., AI H.J.: Resistance to cyclic fatigue of pulpless teeth with flared root canals restored with three kinds of post-and-cores. Shanghai Kou Qiang Yi Xue, Vol. 18, s. 69-72.

[23] MINAMI H., SUZUKI SH., MINESAKI Y., KURASHIGE H., TANAKA T.: In Vitro Evaluation of the Effect of Thermal and Mechanical Fatigues on the Bonding of an Auto-polymerizing Soft Denture Liner to Denture Base Materials Using Different Primers. Journal of Prosthodontics, 2008, Vol. 17, 392-400.
[24] RITTER J.E.: Critique of test methods for lifetime predictions. Dent. Matter., 1995, 11, 147-151.
[25] SINGH V, MISRA A, MARANGOS O, PARK J, YE Q, KIEWEG SL, SPENCER P.: Viscoelastic and fatigue properties of model methacrylate-based dentin adhesives. Journal of Biomedical materials research 2010, Vol. 95(2), 283-290.
[26] STELLINI E., STOMACI D., ZUCCON A., BRESSAN E., FERRO R., PETRONE N., FAVERO L., MAZZOLENI S.: Tooth fragment reattachment through the use of a nanofilled composite resin. European Journal of Paediatric Dentisty, Vol. 11(2), 77-81.
[27] TOPOLIŃSKI T., WIRWICKI M.: Metodologia badań wytrzymałościowych próbek zębnych klejonych. Journal of Polish Cimac, Vol. 6, No. 3.
[28] ZAHRAN M., EL-MOWAFY O., TAM L., WATSON P.A., FINER Y.: Fracture Strength and Fatigue Resistance of All-Ceramic Molar Crowns Manufactured with CAD/CAM Technology. Journal of Prosthodontics, 2008, Vol. 17, 370-377.

INTRODUCTION TO RESEARCH CALLS ADHESION OF DENTAL

Summary: Strength tests of bonded joints are very important in identifying and selecting the mechanical properties of the connection. Author shows three methods of strength studies of adhesive joins in the article. Glues used during the studies are also common in dental practice. The paper presents a preliminary analysis of the phenomena that affect the size of the forces of adhesion and review of the literature concerning the strength tests in dentistry. These studies were classified in terms of research facilities, course loads and their types. Discussed the test sample.

Keywords: dentistry, adhesion, strength tests, adhesive joints