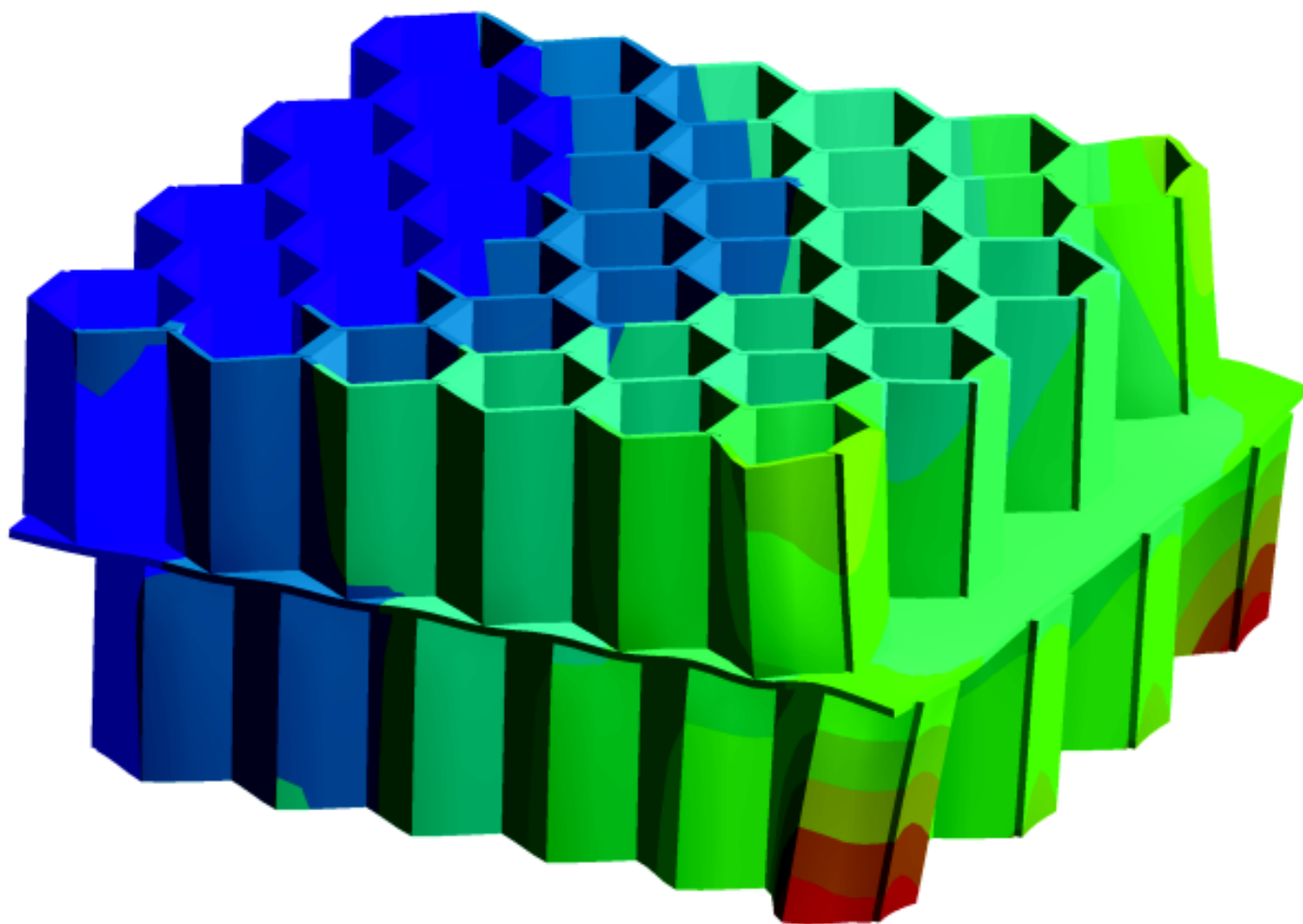




**INSTYTUT MECHANIKI
I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ**
WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Studencka Konferencja Naukowa

**METODY
KOMPUTEROWE
2016**



Gliwice 2016

Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2016”

Gliwice, maj 2016 r.

Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej

Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18A
tel.: 32 237 12 04, fax: 32 237 12 82

Komitet Naukowy:

Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
Prof. dr hab. inż. Antoni John
Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Waclaw Kuś, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Witold Beluch
Dr hab. inż. Adam Długosz
Dr hab. inż. Grzegorz Kokot
Dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski
Dr hab. inż. Mirosław Szczepaniak

Komitet Organizacyjny:

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr inż. Grzegorz Działkiewicz
Dr inż. Jacek Ptaszny
Dr hab. inż. Adam Długosz
Dr inż. Łukasz Turchan
Mgr inż. Waldemar Mucha
Mgr inż. Witold Ogierman
Piotr Sobota
Małgorzata Macura
Mateusz Jurczak

Komitet Redakcyjny:

Dr inż. Grzegorz Działkiewicz
Dr inż. Jacek Ptaszny
Dr inż. Mirosław Dzięwoński

Wydanie zeszytów naukowych zostało sfinansowane
przez IBS Poland Sp. z o. o. w Gliwicach.

Rysunek na okładce wykonał inż. Łukasz Kanicki, autor artykułu na stronie 29.

ISBN 978-83-930523-6-3

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.
Druk i oprawę wykonano w Centrum Poligrafii Politechniki Śląskiej.
Nakład 100 egz. Druk ukończono w maju 2016 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 24 artykuły prezentowane na dziesiątej jubileuszowej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 30 maja 2016 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej Politechniki Śląskiej. Artykuły przedstawiają wyniki prac studentów Wydziału Mechanicznego Technologicznego, a także studentów zagranicznych. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- wytrzymałość materiałów,
- mikromechanika,
- termodynamika,
- badania doświadczalne,
- badania operacyjne.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów, prezentacji i plakatów na konferencję, Komitetowi Naukowemu za troskę o poziom naukowy prac, Komitetowi Redakcyjnemu za przygotowanie zeszytu naukowego do druku i wersji elektronicznej materiałów konferencyjnych, a Komitetowi Organizacyjnemu za przygotowanie obrad konferencji.

Szczególne podziękowania za współpracę ze Studenckim Kołem Naukowym „Metody Komputerowe” oraz wsparcie finansowe organizacji konferencji składam przedstawicielom firmy IBS Poland Sp. z o. o.

Duża liczba zgłoszonych artykułów świadczy o znacznej aktywności naukowej studentów i potrzebie organizacji tego rodzaju konferencji. Życzę studentom owocnych dyskusji w czasie konferencji. Mam nadzieję, że udział w niej będzie inspiracją do dalszych badań naukowych.

Opiekun Naukowy Studenckiego Koła Naukowego
„Metody Komputerowe”

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Gliwice, maj 2016 r.

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych”
Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska
www.imio.polsl.pl

Zarząd Koła w roku akademickim 2015/2016:

Przewodniczący: Piotr Sobota, Mechanika i Budowa Maszyn
Wiceprzewodnicząca: Małgorzata Macura, Mechatronika
Sekretarz: Mateusz Jurczak, Mechatronika

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Opiekunowie ds. organizacji: dr inż. Grzegorz Działkiewicz, dr inż. Jacek Ptaszny

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzanie wiedzy studentów na temat metod komputerowych i ich zastosowań w technice.

Zakres merytoryczny działania Koła:

- poznanie nowych metod komputerowych i technik informatycznych, ze szczególnym uwzględnieniem zastosowań w dziedzinie mechaniki,
- zapoznanie się ze sprzętem i programami komputerowymi oraz ich obsługą,
- pogłębienie wiedzy z zakresu mechaniki układów odkształcalnych, termomechaniki, biomechaniki, analizy wrażliwości i optymalizacji, modelowania układów i procesów, metod sztucznej inteligencji.

Formy działalności Koła:

- udostępnianie członkom Koła sprzętu oraz programów komputerowych znajdujących się w Laboratorium Metod Komputerowych Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej (IMiO),
- samokształcenie i prowadzenie badań własnych przez członków Koła,
- prezentacje przez członków Koła prac własnych, prac przejściowych i prac dyplomowych na zebraniach naukowych Koła i konferencjach,
- opieka naukowa pracowników IMiO nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych IMiO oraz zaproszonych gości na zebraniach naukowych Koła,
- organizowanie kursów obsługi programów wspomagających prace inżynierskie oraz kursów programowania,
- organizowanie konkursów,
- uczestniczenie w wystawach i prezentacjach sprzętu i programów komputerowych,
- zapoznanie się z pracą biur projektowo-konstrukcyjnych, instytutów, szkół wyższych stosujących metody mechaniki komputerowej, przez organizowanie wycieczek,
- współpraca naukowa z innymi studenckimi kołami naukowymi.



Uczestnicy Studenckiej Konferencji Naukowej
„Metody Komputerowe – 2015” – Gliwice, 28.05.2015 r.



Noc Naukowców Politechniki Śląskiej, wydarzenie „Angry Robots” – Gliwice, 17.10.2015 r.



Prezentacja firmy IBS Poland Sp. z o. o. podczas zebrania członków Koła – Gliwice, 24.11.2015 r.



Zwiedzanie zakładu ZF TRW Polska Sp. z o. o. – Częstochowa, 8.04.2016 r.

W pomyśle PLM ujawnia się talent,
w wykonaniu sztuka.

- Dystrybucja rozwiązań CAD/CAM/CAE/PLM
- Audyty biznesowe PLM
- Wdrożenia systemów zarządzania wiedzą o produkcji
- Szkolenia i doradztwo inżynierskie
- Usługi projektowo-konstrukcyjne

IBS Poland, jako partner firmy Dassault Systemes, prowadzi sprzedaż i wdraża rozwiązania PLM (CATIA, ENOVIA, DELMIA, 3DVIA) na rynku polskim. Konsekwentnie analizujemy potrzeby rynku w zakresie unowocześnienia technologii i informatyzacji zakładów, oferując usługi wdrożeniowe i konsultacyjne. Dostarczamy rozwiązania informatyczne do wszystkich gałęzi przemysłu bazując na otwartej, skalowalnej platformie integrującej środowiska pracy działów inżynierskich w ramach realizowanych procesów biznesowych.

Bogate doświadczenie w obszarze implementacji rozwiązań PLM oraz wysokie kompetencje zespołu technicznego sprawiły, że firma jest rozpoznawalną marką na rynku i stale poszerza swoje horyzonty, m.in. poprzez członkostwo w Polskiej Izbie Gospodarczej Zaawansowanych Technologii.



Spis treści

BARTELA ADAM Numeryczna symulacja struktur piankowych	1
BAK MAGDALENA Sterowanie zapasami z wykorzystaniem modeli EOQ	5
CHOLEWA TOMASZ Projekt modelu modułu mieszkalnego stacji pozaziemskiej	9
DUDEK OLAF Projektowanie układu napędowego na przykładzie platformy kołowej	13
GOLA ROBERT Analiza wytrzymałościowa haka jednoróżnego	17
HOLEK MATEUSZ Ocena skuteczności działania radiatora podczas chłodzenia procesora	21
INDEKA MILENA System rozpoznawania położenia gwiazdy z użyciem ogniw fotowoltaicznych	25
KANICKI LUKASZ Model i analiza struktur typu plaster miodu	29
KORAL KATARZYNA Optymalizacja planu produkcji – podejście wielokryterialne	33
KRZYMYK MAGDALENA Optymalizacja sieci dystrybucji – problem minimalnego kosztu przepływu sieci	37
ŁACH ARTUR Analiza numeryczna kompozytowej obudowy anteny w aerokosmicznych warunkach eksploatacji	41
ŁASKARZEWSKA DOMINIKA Zastosowanie programowania binarnego w problemach wyboru inwestycji	45
MACURA MONIKA Weryfikacja hipotez statystycznych z zastosowaniem pakietu STATISTICA	49
NIEWIADOMSKA ANETA Proces podejmowania optymalnej decyzji w planowaniu produkcji	53
NOWAK MATEUSZ Badanie własności mechanicznych lodu oraz jego wpływ na stan naprężenia w konstrukcjach	57

OŚLIZŁO BARBARA

Rozwiązywanie problemu komiwojażera za pomocą programowania liniowego 61

PANEK KAROLINA

Badania doświadczalne i analiza numeryczna kompozytów 65

PAŹDZIOR PAWEŁWyznaczanie rozkładu temperatury w układzie tłok-korbowód
silnika z zapłonem samoczynnym 69**PIECH PIOTR**

Pomiar częstotliwości drgań za pomocą akcelerometru 73

PŁAZA KAMIL

Ocena skuteczności izolacji cieplnej szyb zespolonych 77

POPCZYK OLAFAnaliza wpływu niepewności parametrów paliwa na stan wytężenia komory spalania
broni typu „spud gun” 81**SHASHKO ALEXANDER**

Determination of fatigue properties of truck lower suspension arm 85

TRYFANKOU DZMITRY

Modeling of an emergency stop of the gear 89

ŻOŁNA PIOTR

Badania doświadczalne i analiza wytrzymałościowa MES złączy drewnianych 93

NUMERYCZNA SYMULACJA STRUKTUR PIANKOWYCH

inż. ADAM BARTELA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Antoni John

Streszczenie. W artykule przedstawiono modelowanie wielkoskalowe struktur pianowych z wykorzystaniem numerycznej homogenizacji. W pierwszym etapie utworzono uproszczony model porowatej struktury typu metale spienione stosując MES. Następnie utworzono RVE model reprezentujący elementarną objętość homogenizowanej struktury. W końcowym etapie wyznaczono macierz współczynników sprężystości wykorzystując algorytm numerycznej homogenizacji.



NUMERICAL SIMULATION OF FOAM STRUCTURE

Abstract. In the paper multi-scale modeling of the foamed structures using numerical homogenization algorithm is prescribed. The first, numerical model of heterogeneous porous simplified structures of typical foamed metal, based on the FEM was built. Next, a micro RVE model representing elementary volume of macroscopic model was constructed. Material parameters of the considered structure were determined with use of numerical homogenization algorithm.

1. Wprowadzenie

Modelowanie struktur piankowych ze względu na ich rozwiniętą strukturę wewnętrzną stanowi duży problem - konieczne jest zastosowanie odpowiednich technik modelowania. Możliwe jest modelowanie pełnej struktury jedynie bardzo małych próbek. Zamodelowanie pełnej struktury i jej analiza wymaga użycia jednostek obliczeniowych o dużej mocy oraz wymaga bardzo wiele czasu zarówno na obliczenia jak i na samo stworzenie modelu. Możliwe jest również wyznaczenie właściwości materiałowych doświadczalnie jednak jest to bardzo czasochłonne oraz generuje duże koszty. Aby uniknąć wyżej wymienionych problemów oraz kosztów, stosowane są metody wielkoskalowego modelowania oraz numerycznej homogenizacji

2. Analiza wielkoskalowa

Jeśli niejednorodność modelu nie jest globalna a jedynie dotyczy pewnego niewielkiego obszaru możliwe i efektywne jest stosowanie analizy wielkoskalowej dla której model lokalny struktury oraz globalny całego obiektu są związane ze sobą warunkami brzegowymi. Metoda ta polega na modelowaniu modelu globalnego jako ciągłego, obciążeniu go i wyznaczeniu przemieszczeń. Następnie wyznaczone pole przemieszczeń jest zastosowane jako warunki brzegowe w modelu lokalnym, który reprezentuje niejednorodną strukturę wewnętrzną

jakiegoś obszaru w ciele. Po analizie modelu lokalnego uzyskane wyniki są przesyłane z powrotem do modelu globalnego i uwzględniane w dalszej analizie, pętla ta może być wykonywana raz lub wielokrotnie. Metoda ta nie jest wykorzystywana w przypadku gdy cały obiekt jest niejednorodny ponieważ konieczne byłoby przeliczenie całego modelu w obydwóch skalach a to wydłużyłoby czas obliczeń.

3. Numeryczna homogenizacja

Metoda ta pozwala na wyznaczenie macierzy zastępczych parametrów materiałowych, która z kolei może być wykorzystywana w modelu globalnym. W tym przypadku modeluje się obiekt jako ciało ciągłe a następnie wprowadza jako model materiału wyznaczoną macierz co uwzględnia w obliczeniach rzeczywistą strukturę wewnętrzną i pozwala uprościć model. Wyróżnia się dwie podstawowe odmiany tej metody:

- uśrednianie parametrów materiałowych,
- testowanie parametrów materiałowych.

Za pomocą pierwszej metody wyznacza się macierz parametrów materiałowych jedynie w oparciu o właściwości składników kompozytu oraz ich proporcje w jego objętości. Zaletą tej metody jest jej prostota jednak posiada ona istotną wadę, nie uwzględnia się w niej struktury wtrąceń oraz ich rozmieszczenia w materiale. Wyznaczona w ten sposób macierz (1) jest tensorem jednolitej mieszaniny wszystkich składników, z tego powodu stosuje się ją jedynie do uśredniania materiałów, których wtrącenia mają jednakowe wymiary i są równomiernie rozmieszczone w osnowie.

$$C = \begin{bmatrix} E_1(1 - \nu_{23}\nu_{32}) & E_1(\nu_{21} - \nu_{31}\nu_{23}) & E_1(\nu_{31} - \nu_{21}\nu_{32}) & 0 & 0 & 0 \\ E_1(\nu_{12} - \nu_{13}\nu_{32}) & E_1(1 - \nu_{13}\nu_{31}) & E_1(\nu_{32} - \nu_{12}\nu_{31}) & 0 & 0 & 0 \\ E_1(\nu_{13} - \nu_{12}\nu_{23}) & E_1(\nu_{23} - \nu_{21}\nu_{13}) & E_1(1 - \nu_{12}\nu_{21}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2G_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2G_{31} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2G_{12} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Metoda druga jest bardziej złożona jednak uwzględnia ona również strukturę wtrąceń oraz ich rozmieszczenie. W przypadku tej odmiany homogenizacji elementy macierzy parametrów materiałowych są wyznaczane na podstawie badań przeprowadzonych na modelu RVE. RVE są modelami niewielkich fragmentów struktury materiału, które mają za zadanie reprezentowanie ich właściwości. Testy te polegają na obciążeniu badanego modelu określonymi rodzajami warunków brzegowych, mogą to być zadane przemieszczenia bądź naprężenia. W przypadku elementu 3D konieczne jest przeprowadzenie sześciu eksperymentów odpowiadających sześciu składowym tensora naprężenia. W praktyce polega to na obciążeniu modelu RVE w trzech kierunkach głównych oraz trzech kierunkach stycznych. Poprawność przeprowadzenia obliczeń w tej metodzie w znacznym stopniu zależy od dobranych warunków brzegowych. Powinny one zapewnić swobodne odkształcanie się modelu zarówno w głównym kierunku obciążenia jak i w pozostałych kierunkach jednocześnie odbierając możliwość przemieszczania się modelu jak ciała sztywnego.

Kolejnym krokiem jest uśrednianie wyników eksperymentów. Za pomocą podanych poniżej wzorów (2) i (3) uśrednia się składowe tensora naprężenia oraz odkształcenia dla każdego stanu obciążenia.

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = \frac{1}{V_{RVE}} \int_{V_{RVE}} \sigma_{ij} dV_{RVE} \quad (2)$$

$$\langle \varepsilon_{ij} \rangle = \frac{1}{V_{RVE}} \int_{V_{RVE}} \varepsilon_{ij} dV_{RVE} \quad (3)$$

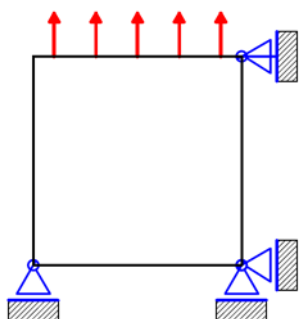
Następnie na podstawie otrzymanych uśrednionych tensorów naprężenia i odkształcenia określa się macierz zastępczych parametrów materiałowych badanej struktury (5).

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = C \cdot \langle \varepsilon_{ij} \rangle \quad (4)$$

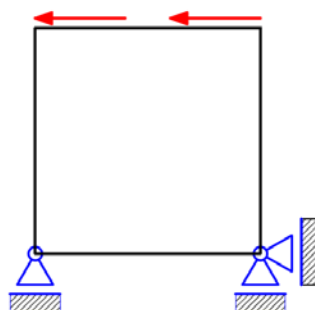
$$C = \langle \sigma_{ij} \rangle \cdot \langle \varepsilon_{ij} \rangle^{-1} \quad (5)$$

4. Numeryczna homogenizacja pianki aluminiowej

Badania zostały rozpoczęte od budowy modeli geometrycznych elementów RVE dla struktur typu metale spienione. Zbudowano kilkanaście modeli o różnej wielkości pustek, różne ich liczbie oraz gęstości względnej materiału. Poniżej przedstawiono przykładowe warunki brzegowe zastosowane w trakcie wyznaczania macierzy zastępczych parametrów materiałowych badanej struktury (Rys. 1, 2).

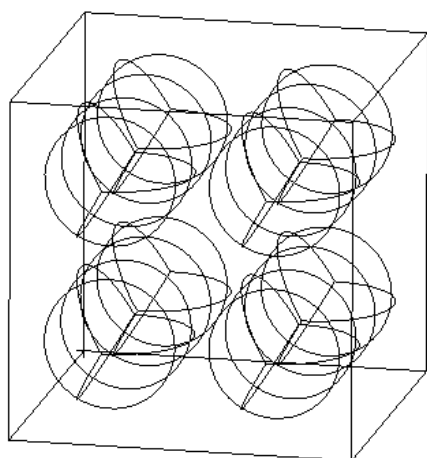


Rys. 1. Warunki brzegowe schemat 1
Fig. 1. Boundary conditions schema 1

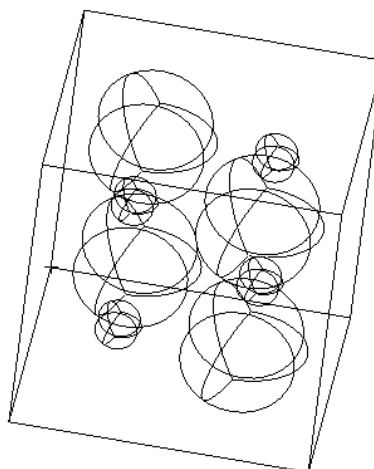


Rys. 2. Warunki brzegowe schemat 2
Fig. 2. Boundary conditions schema 2

Aby podkreślić fakt, iż metoda numerycznej homogenizacji oparta na testowaniu parametrów materiałowych uwzględnia rozmieszczenie, wielkości i kształt wtrąceń przedstawione są poniżej dwa modele materiałów oraz ich macierze parametrów materiałowych (Tabela 1, 2), przy czym pierwszy jest materiałem jednorodnym (Rys. 3) a drugi niejednorodnym (Rys. 4).



Rys. 3. Model regularny
Fig. 3. Regular model



Rys. 4. Model nieregularny
Fig. 4. Irregular model

Tabela 1. Macierz zastępczych parametrów materiałowych modelu regularnego
Table 1. Substitute material parameters tensor of regular model

	X	Y	Z	YZ	XZ	XY
X	103759.89	52035.726	52035.743	-0.0254252	-0.0746016	0.0285788
Y	52035.763	103759.87	52035.741	-0.0577411	-0.1045721	0.0317767
Z	52035.741	52035.721	103759.89	-0.0421328	-0.1084526	-0.0082736
Yz	-0.0017818	0.0022272	0.0045898	51724.128	0.0033123	-0.0055667
Xz	-0.0147928	-0.0139872	-0.0167438	0.0225186	51724.141	0.0321132
xy	0.015158	0.0157603	0.0211971	0.0081434	0.027371	51724.152

Tabela 2. Macierz zastępczych parametrów materiałowych modelu nieregularnego
Table 2. Substitute material parameters tensor of irregular model

	X	Y	Z	YZ	XZ	XY
X	84269.52	39025.76	44202.98	-47.1565	5036.406	86.4651
Y	44607.77	83538.38	46846.37	-49.9755	5337.585	91.5894
Z	37726.59	34979.45	81798.7	-42.3	4514.226	77.47086
Yz	-473.067	-438.628	-496.811	42179.35	-56.5904	-0.98002
Xz	-2130.27	-1975.14	-2237.18	2.38006	41923.95	-4.36181
xy	-515.969	-478.397	-541.856	0.575224	-61.7298	42177.76

5. Podsumowanie

Wybór metody jaką zastosuje się w obliczeniach zależy od rodzaju zadania, każda ma swoje wady i zalety, które skłaniają do stosowania jej w określonych rodzajach zadań.

Uzyskane wyniki potwierdziły, że metoda numerycznej homogenizacji oparta na testowaniu parametrów materiałowych uwzględnia strukturę wtrąceń. Można to zaobserwować w macierzach współczynników sprężystości przedstawianych powyżej. Można zauważyć, że macierz dla modelu jednorodnego, poza głównymi elementami, ma w przybliżeniu elementy zerowe natomiast dla modelu niejednorodnego macierz ma te składowe znacząco większe a sam tensor przestał być symetryczny.

W dalszych pracach przewidziane jest zastosowanie uzyskanych wyników w modelowaniu wybranych elementów zbudowanych z tego typu struktur.

Literatura

1. Beluch W., Metody inteligencji obliczeniowej w zagadnieniach optymalizacji i identyfikacji parametrów włóknistych kompozytów warstwowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2013).
2. Cecot W., Homogenizacja obliczeniowa z zastosowaniem adaptacyjnej metody elementów skończonych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków (2013).
3. Czyż T., Dziatkiewicz G., Fedeliński P., Górski R., Ptaszny J., Advanced computer modelling in micromechanics, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2013).
4. Kaczmarczyk Ł., Numeryczna analiza wybranych problemów mechaniki ośrodków niejednorodnych, Politechnika Krakowska, Kraków (2006), strona internetowa, <http://userweb.eng.gla.ac.uk/lukasz.kaczmarczyk/Download/phdthesis.pdf>, [dostęp 29.10.2015, 22:30].

STEROWANIE ZAPASAMI Z WYKORZYSTANIEM MODELI EOQ

inż. MAGDALENA BĄK

Mechanika i Budowa, SMB, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono przykładowy problem sterowania zapasami w przedsiębiorstwie produkującym samochody. Wykorzystano modele EOQ. Rozpatrywano optymalny poziom zapasów części samochodowych, jak również optymalną wielkość zamawianych partii oraz czas zamówień, biorąc pod uwagę koszty stałe zamówienia oraz koszty jednostkowe zakupu i magazynowania. Przedstawiono wyniki obliczeń dla modelu podstawowego oraz modelu z planowanymi niedoborami i obniżkami.



INVENTORY CONTROL WITH APPLICATION OF THE EOQ MODELS

Abstract. In the paper the problem of inventory control in car manufacturing company is presented. The Economic Order Quantity models are applied. The optimal level of car components inventory as well as the optimal batch size and lead time due to setup, unit and holding cost are taken into account. The results of calculations for basic model, model with planned shortages and with quantity discounts are shown.

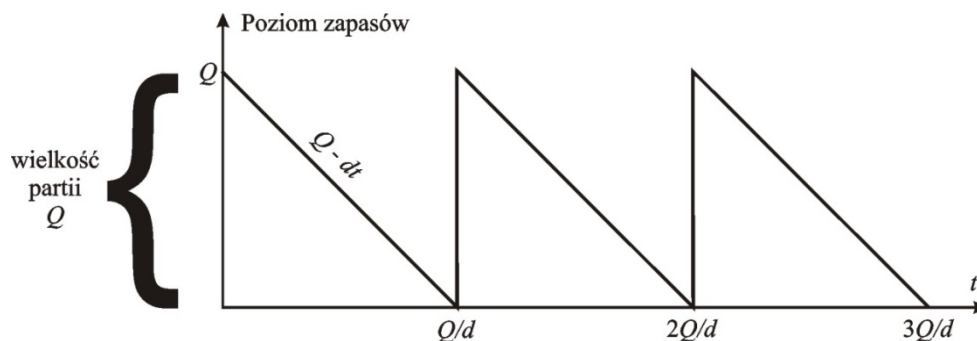
1. Wprowadzenie

Jednym z najważniejszych zadań w sterowaniu zapasami jest określenie wielkości partii. Jest to jedna z podstawowych decyzji logistycznych podejmowanych w przedsiębiorstwie [1]. Należy pamiętać, że aby przedsiębiorstwo mogło prawidłowo funkcjonować, konieczne jest utrzymanie odpowiedniego poziomu zapasów. Zarówno zapas niedostateczny jak i nadmierny prowadzi do generowania kosztów. Utrzymanie zapasów na poziomie optymalnym jest możliwe między innymi, dzięki zastosowaniu modeli EOQ (*Economic Order Quantity*) [2].

Głównym celem stosowania tych modeli jest określenie kiedy i w jakiej wielkości należy odnawiać zapasy, aby koszty całkowite były jak najmniejsze. Możliwe jest również uwzględnienie dodatkowych parametrów takich jak wielkość planowanych niedoborów, czy obniżki kosztów. Wyróżnia się trzy rodzaje modeli EOQ: podstawowy, z niedoborami oraz z obniżkami [3].

Model podstawowy to taki, w którym zapasy są odnawiane przez stałą wielkość partii Q , gdy wielkość zapasów spada do zera. Czas dzielący poszczególne zamówienia jest stały, przy czym nie są dozwolone niedobory zapasów [3].

Model EOQ z planowanymi niedoborami jest wykorzystywany w sytuacji, kiedy niedobory zapasów są akceptowalne przez klientów (np. w przypadku produkcji na zamówienie). Natomiast model z obniżkami używany jest w sytuacji, w której koszty jednostkowe zamówienia mogą zależeć od wielkości zamówienia [3].



Rys.1 Graficzna interpretacja podstawowego modelu EOQ
 Fig. 1. Diagram of the basic EOQ model

2. Problem decyzyjny

Zadanie dotyczy dostawy wybranych części samochodowych od dostawców z różnych miast do fabryki znajdującej się w Gliwicach. Zamawiane komponenty to m. in. amortyzatory, sprężyny, tarcze hamulcowe itp (w sumie rozpatrywano 13 różnych części) [4]. Celem zadania było wyznaczenie optymalnej wielkości partii oraz częstotliwości dostaw przy jak najniższych kosztach całkowitych obejmujących m.in. koszty zakupu i magazynowania.



Rys. 2. Lokalizacje dostawców komponentów do fabryki
 Fig. 2. Locations of components' suppliers

W celu przeprowadzenia obliczeń, należy wyznaczyć kilka parametrów. Jednym z nich jest szybkość zmniejszania się zapasów, co przekłada się na miesięczne zapotrzebowanie na dany komponent. W dalszej kolejności ważne jest wyznaczenie jednostkowych kosztów zakupu, kosztów realizacji zamówienia oraz kosztów magazynowania. Dla modelu z planowanymi niedoborami, konieczne jest wyznaczenie kosztów niedoborów. Natomiast dla modelu z obniżkami - ustalenie cen rabatowych. Wymagane jest również wyznaczenie takich parametrów jak koszty transportu, koszty obsługi magazynu czy ładowność palet.

3. Wyniki obliczeń

Wszystkie obliczenia zostały przeprowadzone w arkuszu kalkulacyjnym Excel [4].

Znając miesięczną wielkość produkcji $d_m = 6833$, koszty realizacji zamówienia, koszty magazynowania, oraz pozostałe parametry, wyznaczono: wielkość partii Q_i , czas dostaw t_i , częstość dostaw f_i oraz koszty całkowite dostaw T_i dla poszczególnych komponentów.

Tabela 1. Wyniki dla modelu podstawowego
Table 1. Results for basic model.

L.p.	Części	Q_i [komplety]	t_i [miesiąc]	f_i [dzień]	T_i [zł]
1	amortyzator	2712	0,3969	8	2 189 434,79
2	sprężyny	2927	0,4284	9	1 642 583,20
3	tarcze hamulcowe	2068	0,3026	6	1 778 523,16
4	klocki hamulcowe	2055	0,3007	6	958 575,55
5	piasta koła	1162	0,1700	3	2 570 649,00
6	wahacz przedni	1600	0,2342	5	2 187 905,10
7	drażek kierowniczy	2457	0,3596	7	377 851,03
8	lampy przednie	2237	0,3275	7	4 785 034,62
9	kierownica	1261	0,1846	4	1 435 991,98
10	przedni zderzak	1578	0,2309	5	684 664,20
11	pasy bezpieczeństwa	2033	0,2975	6	1 368 388,22
12	felgi 15'	1060	0,1551	3	3 827 743,64
13	nakładki na pedały	2049	0,2998	6	83 711,98

W zadaniu rozpatrzono również problem planowanych niedoborów, dotyczący komponentów, które klient mógł wybierać samodzielnie. Założono, że samochody niestandardowe stanowią 5% miesięcznej produkcji, a więc wielkość produkcji na zamówienie wznosi $d_z = 342$ sztuk miesięcznie.

Przyjęto, że planowane koszty niedoborów poszczególnych części odpowiadają jednostkowym kosztom magazynowania.

Tabela 2. Wyniki dla modelu zapasów z planowanymi niedoborami.
Table 2. Results for model EOQ with planned shortages

Części	Q_i [komplety]	S_i [komplety]	t_i [miesiąc]	f_i [dzień]	$Q_i - S_i$ [komplety]	T_i [zł]
amortyzator	217	108	0,5054	10	108	21 239 045,80
sprężyny	217	109	0,4349	9	109	21 295 893,15
lampy przednie	162	81	0,3247	6	81	9 067 748,02
kierownica	90	45	0,1023	2	45	1 595 752,72
pasy bezpieczeństwa	148	74	0,2227	4	74	6 839 776,56
felgi 15'	89	45	0,2464	5	45	1 717 611,59
nakładki na pedały	146	73	0,1756	4	73	6 446 905,18

W celu wykorzystania modelu EOQ z obniżkami, przyjęto założenie że fabryka planuje zwiększyć produkcję o 1/3 do poziomu $d_m = 9088$ sztuk miesięcznie. Na podstawie ofert rabatowych dostawców stwierdzono, że są oni skłonni udzielić rabatów w wysokości 5%, 0% lub 15%, w przypadku, gdy wielkość zamówienia wzrośnie odpowiednio 1,5; 2 lub 2,5 razy. Obniży to koszty jednostkowe poszczególnych komponentów, a w rezultacie korzystnie wpłynie na poniesione koszty całkowite.

Tabela 3. Wyniki obliczeń dla obniżonych kosztów jednostkowych po rabatach
 Table 3. Results for model EOQ with quantity discounts

Rabat 5%			Rabat 15%		
t_{ij} [miesiąc]	f_{ij} [dzień]	T_{ij} [zł]	t_{ij} [miesiąc]	f_{ij} [dzień]	T_{ij} [zł]
0,3442	7	2 766 033,93	0,757	15	2 476 306,15
0,3715	7	2 075 363,98	0,816	16	1 858 002,91
0,2624	5	2 248 146,93	0,580	12	2 011 406,70
0,2607	5	1 212 133,33	0,576	12	1 084 461,18
0,1474	3	3 250 774,14	0,331	7	2 906 723,47
0,2031	4	2 766 506,12	0,451	9	2 473 978,55
0,3118	6	478 173,76	0,687	14	427 978,24
0,2839	6	6 046 823,73	0,627	13	5 410 261,63
0,1600	3	1 817 369,73	0,358	7	1 623 831,74
0,2002	4	867 163,32	0,445	9	774 573,04
0,2580	5	1 730 153,17	0,570	11	1 547 687,05
0,1345	3	4 839 647,08	0,303	6	4 327 798,71
0,2600	5	107 048,57	0,575	11	95 331,05

4. Wnioski

Wykonując obliczenia, wzięto pod uwagę wiele czynników wpływających na kształtowanie się poszczególnych kosztów. Między innymi pośrednie koszty związane z magazynowaniem czy realizacją zamówienia. Pomijano jednak takie parametry jak koszty logistyki czy koszty opakowań.

W zadaniu założono, że wielkość miesięcznej produkcji jest stała, w praktyce natomiast taka sytuacja nie występuje. Spowodowane jest to wieloma czynnikami. Występują przestoje związane m. in. z wdrażaniem nowych rozwiązań sprzyjających usprawnieniu procesu produkcyjnego, spadkiem zleceń w danym okresie czy kryzysem finansowym. Ważne jest zatem ciągle kontrolowanie poziomu zapasów, aby nie dopuścić do sytuacji, w której zapasy będą większe niż możliwości magazynowania. Może też wystąpić sytuacja odwrotna, w której poziom zapasów będzie niedostateczny co znowu spowoduje opóźnienia w procesie

Najkorzystniejsze jest więc, utrzymanie zapasów na poziomie optymalnym przy zachowaniu jak najniższych kosztów całkowitych.

Literatura

1. Fertsch M., Cyplik P., Hadaś Ł. Logistyka produkcji: teoria i praktyka, Instytut Logistyki i Magazynowania, Poznań (2010).
2. Szymański P., Zarządzanie majątkiem obrotowym w procesie kreowania wartości przedsiębiorstwa, Rozprawa Doktorska, Wydawnictwo Petros, Łódź (2007).
3. Hilier F.S., Lieberman G.J., Introduction to operations research, McGraw-Hill (2010).
4. Bąk M., Sterowanie zapasami z wykorzystaniem modeli EOQ, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2016).

PROJEKT MODELU MODUŁU MIESZKALNEGO STACJI POZAZIEMSKIEJ

inż. TOMASZ CHOLEWA

Mechatronika, ME2, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Wacław Kuś, prof. Pol. Śl.

Streszczenie. Artykuł poświęcony jest projektowi modułu mieszkalnego, który mógłby być użyty podczas załogowych misji badawczych prowadzonych na Księżycu lub Marsie. Określono założenia projektowo-konstrukcyjne. Przedstawiono koncepcje postaci konstrukcyjnej oraz sformułowano kryteria ich oceny. Po przeprowadzeniu analizy wielokryterialnej dokonano wyboru koncepcji, na podstawie której opracowano model geometryczny w środowisku CAD, który posłużył do wytworzenia modelu fizycznego z użyciem technologii przyrostowej.



MODEL OF A HABITATION MODULE FOR EXTRATERRESTRIAL BASE

Abstract. The focus of the article is on the design of a physical model of a habitable module, which could be used in manned exploratory missions in space. Initial prerequisites for the construction have been described. Concepts of the construction have been presented and evaluation criteria formulated. Multi-criteria analysis has then been performed, resulting in the choice of one concept, which was created with use of additive technique.

1. Wprowadzenie

Eksploracja kosmosu to działania, przed którymi nieustannie stawiane są nowe cele i wymagania. Obecny stan rozwoju nauki i techniki pozwala realistycznie planować załogowe misje badawcze w przestrzeni kosmicznej w stosunkowo bliskim sąsiedztwie Ziemi. Na początku lat 20. obecnego stulecia NASA¹ zamierza przeprowadzić załogową misję doświadczalną, mającą zbadać fragment asteroidy, który zostanie wcześniej, w ramach zrobotyzowanej misji ARM (ang. *Asteroid Redirect Mission* – Misja Przekierowania Asteroidy), przechwycony i wprowadzony na orbitę Księżyca [1]. Owa misja badania obiektu orbitującego wokół Księżyca stanowić ma pole do testów systemów kluczowych w realizacji załogowych lotów na Marsa, planowanych wstępnie na lata 30. XXI wieku [2]. Równoległe ze wspomnianymi przedsięwzięciami prowadzonymi przez NASA Europejska Agencja Kosmiczna (ESA) chce założyć stałą, załogową bazę na Księżycu, na wzór Międzynarodowej Stacji Kosmicznej [3]. Niezwykle istotny element tego typu misji, prowadzonych w warunkach środowiskowych, do których organizm ludzki jest nieprzystosowany, stanowi zapewnienie bezpiecznego i funkcjonalnego schronienia dla astronautów. Praca jest częścią projektu związanego z opracowaniem modelu modułu mieszkalnego wraz ze zintegrowanymi systemami sterowania oraz sensorami pracującymi w ramach technologii IoT (Internet of

¹NASA – ang. *National Aeronautics and Space Administration* – Narodowa Agencja Aeronautyki i Przestrzeni Kosmicznej

Things), zapewniającymi komunikację bezprzewodową pomiędzy modułami oraz systemami monitorowania i zarządzania stacją zbudowaną z wielu modułów.

2. Założenia projektowo-konstrukcyjne

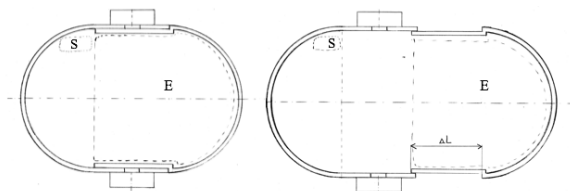
W celu skonkretyzowania zagadnienia i ograniczenia pola jego możliwych rozwiązań przyjęto założenia projektowo-konstrukcyjne, wynikające ze stawianych przed modulem wymagań. Moduł mieszkalny powinien być jednopiętrowy, o zwartej, wytrzymałej budowie. Moduł w trakcie transportu powinien mieć zmniejszone wymiary i dopiero po umieszczeniu w docelowej lokalizacji przybierać ostateczny kształt. Może to zostać uzyskane poprzez rozsuwanie ścian, tak by po rozłożeniu układ tworzył szczelną całość. Moduł powinien także zawierać dwoje drzwi usytuowane naprzeciw siebie, aby możliwe było połączenie kilku modułów w zespół budynków. Model modułu mieszkalnego opracowany w ramach projektu musi być wykonalny w technologii przyrostowej. Wewnątrz modelu należy przewidzieć miejsce na mikrokomputer sterujący (Intel Edison [4]) wraz z akumulatorem i czujnikami oraz na napęd wysuwający ruchomą część modułu. Za układ wykonawczy posłuży analogowy serwomechanizm, którego ruch obrotowy zamieniany będzie na postępowy za pomocą mechanizmu korbowo-wodzikowego.

3. Koncepcje postaci konstrukcyjnej

Opracowano cztery koncepcje postaci konstrukcyjnej modułu mieszkalnego. Rysunki 1-4 przedstawiają szkice koncepcji. Obszary ograniczone liniami kreskowymi odpowiadają położeniu silnika (oznaczone literą S) i miejscu przeznaczonemu na mikrokomputer (litera E).

i) **Koncepcja 1.** Moduł z dwiema ścianami w kształcie półokręgów

Koncepcja 1 (rys. 1) zakłada, że ściany ruchomej części modułu w wersji złożonej przylegają od wewnątrz do ścian części nieruchomej.

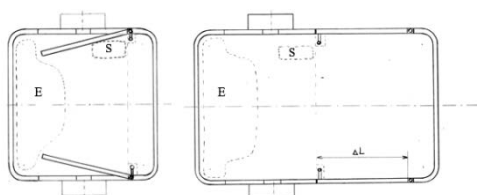


Rys. 1 Szkic modelu modułu mieszkalnego według koncepcji 1

Fig. 1 Draft of the model of the habitat in accordance with concept no. 1

ii) **Koncepcja 2.** Moduł w kształcie prostokąta z zaokrąglonymi wierzchołkami

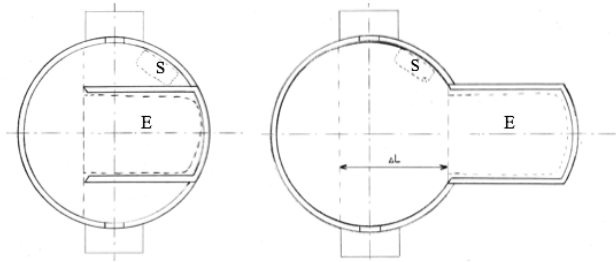
Wedle tej koncepcji ściany części ruchomej w wersji złożonej są ustawione pod pewnym kątem względem ścian części nieruchomej (rys. 2). Przy wysuwaniu wykonują ruch płaski.



Rys. 2. Szkic modelu modułu zgodny z koncepcją 2

Fig. 2. Draft of the model of the habitat according to concept no. 2

iii) **Koncepcja 3.** Moduł w kształcie koła

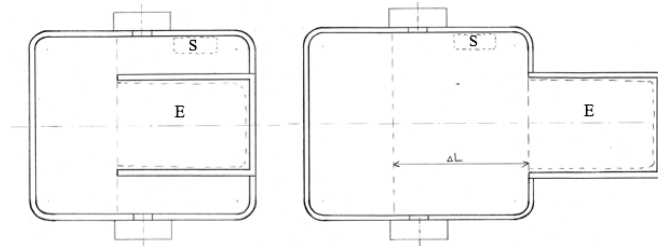


Rys. 3. Szkic modelu modułu według koncepcji 3

Fig. 3. Draft of the model of the habitat in accordance with concept no. 3

W koncepcji tej część ruchoma jest węższa niż w poprzednich rozwiązaniach; pozwala to na uzyskanie dość gładkiej powierzchni zewnętrznej po rozsunięciu (rys. 3) przy możliwie prostym mechanizmie wysuwania. Ułożenie ścian części ruchomej w znacznym stopniu ogranicza kłopoty z zapewnieniem szczelności modułu.

iv) **Koncepcja 4.** Moduł w kształcie prostokąta ze zwężoną częścią ruchomą



Rys. 4. Szkic modelu modułu zgodny z koncepcją 4

Fig. 4. Draft of the model of the habitat according to concept no. 4

Czwarta koncepcja (rys. 4) stanowi kombinację elementów koncepcji 2 i 3. Kształt zaczerpnięty został z koncepcji 2, zaś zwężona część wysuwana z koncepcji 3.

4. Analiza wielokryterialna

W celu wyboru możliwie najlepszego spośród przedstawionych w punkcie 3 rozwiązań konstrukcyjnych poddano je ocenie ze względu na następujące kryteria:

K1: Wielkość powierzchni modułu. Kryterium to odnosi się zarówno do spełnienia przez koncepcję wymagań dotyczących miejsca na napęd i komputer sterujący, jak i do bezwzględnego pola powierzchni użytkowej modułu w postaci rozłożonej.

K2: Przystosowanie do transportu w przestrzeni kosmicznej. Drugie kryterium określa łatwość transportu modułu w przestrzeni kosmicznej biorąc pod uwagę jego kształt. Ważne jest, by moduł mieszkalny mógł stanowić integralną część statku transportowego.

K3: Prostota konstrukcji. Kryterium to określa poziom skomplikowania rozwiązania mający wpływ na koszt produkcji układu rzeczywistego, a także trudność wykonania modelu w technologii przyrostowej oraz poziom złożoności mechanizmów.

K4: Gładkość powierzchni zewnętrznej w postaci rozsuniętej. Ważne jest, aby powierzchnia zewnętrzna modułu była możliwie opływowa, wolna od załamań i ostrych krawędzi.

K5: Łatwość zapewnienia szczelności. To kryterium określa, jak trudne byłoby zapewnienie szczelności modułu w danym rozwiązaniu konstrukcyjnym.

W celu ustalenia wag kryteriów dokonano ich wzajemnego porównania używając następującej skali: 0 – kryterium nieistotne względem danego, 0,25 – kryterium mniej ważne od danego, 0,5 – oba kryteria tak samo ważne, 0,75 – kryterium ważniejsze od danego, 1 – kryterium decydujące w porównaniu do danego. Przy ocenie rozwiązań pod względem spełnienia poszczególnych kryteriów zastosowano skalę od 0 do 3. Wyboru koncepcji podstawie średniej ważonej ocen. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki analizy wielokryterialnej koncepcji rozwiązań konstrukcyjnych modułu
Table 1. Results of multi-criterial analysis of the design concepts of the module

Porównanie kryteriów						Waga	Punktacja koncepcji							
							Koncepcja 1		Koncepcja 2		Koncepcja 3		Koncepcja 4	
Kryterium	K1	K2	K3	K4	K5		O ²	P ³	O	P	O	P	O	P
K1		0	0,25	0,25	0	0,5	3	1,5	3	1,5	2	1	2	1
K2	1		0,75	0,75	0,5	3	1	3	0	0	3	9	0	0
K3	0,75	0,25		0,25	0,25	1,5	3	4,5	1	1,5	3	4,5	3	4,5
K4	0,75	0,25	0,75		0,25	2	1	2	3	6	2	4	2	4
K5	1	0,5	0,75	0,75		3	2	6	0	0	2	6	2	6
Razem						10		17		9		24,5		15,5
Średnia ważona							1,7		0,9		2,45		1,55	

5. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy wielokryterialnej do realizacji w postaci modelu wybrana została koncepcja nr 3. Okrągły kształt, prostota konstrukcji i realizacji wysuwania części ruchomej, brak załamań powierzchni zewnętrznej oraz stosunkowa łatwość uszczelnienia okazały się decydujące w stosunku do niezbyt dużej powierzchni w postaci rozłożonej.

Literatura

1. NASA, Asteroid Redirect Mission, NASA, <https://www.nasa.gov/content/what-is-nasa-s-asteroid-redirect-mission> [Dostęp 4.05.2016].
2. NASA, NASA's Journey to Mars, <http://www.nasa.gov/content/nasas-journey-to-mars> [Dostęp 4.05.2016].
3. ESA, Moon Village, http://www.esa.int/spaceinvideos/Videos/2016/03/Moon_Village2 [Dostęp 4.05.2016].
4. Intel Edison User Guide, <https://software.intel.com/en-us/intel-edison-board-user-guide> [Dostęp 4.05.2016].

² Ocena w skali 0-3

³ Punkty – stanowią iloczyn oceny i wagi danego kryterium

PROJEKTOWANIE UKŁADU NAPĘDOWEGO NA PRZYKŁADZIE PLATFORMY KOŁOWEJ

inż. OLAF DUDEK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB7, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Tomasz Czapla

Streszczenie. Celem pracy jest przedstawienie wdrożenia metody komputerowej w procesie projektowania układów napędowych do pojazdów gąsienicowych i kołowych. Przeprowadzono obliczenia analityczne i numeryczne przykładowej platformy kołowej z hybrydowym napędem 6x6, w której każde koło jest napędzane osobnym silnikiem elektrycznym.



DESIGNING OF THE POWERTRAIN ON THE EXAMPLE WHEELED PLATFORM

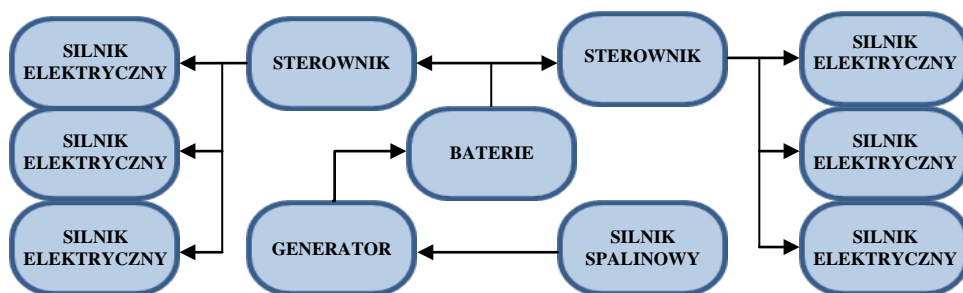
Abstract. The aim of the study is to present the implementation of computer methods in the process of designing propulsion systems tracked and wheeled vehicles. The calculations of analytical and numerical sample wheeled platform of 6x6 hybrid drive, in which each wheel is driven by a separate electric motor.

1. Wprowadzenie

Obliczenia dynamiczne układu przeniesienia mocy są nieodłączną częścią procesu projektowania pojazdów, stanowiąc studium poprzedzające dobór komponentów układu napędowego. W celu przedstawienia metodyki obliczeń wykorzystano parametry przykładowej platformy kołowej o szeregowym napędzie hybrydowym. Układ jezdny zawiera w sobie sześć indywidualnie napędzanych silnikami elektrycznymi kół. Proces skrętu jest realizowany poprzez różnicowanie prędkości napędzanych stron pojazdu, podobnie jak w pojazdach gąsienicowych.

2. Hybrydowy układ napędowy

Szeregowy napęd hybrydowy (rys. 1) składa się z głównej jednostki napędowej w postaci silnika spalinowego, pracującego w swoim optymalnym zakresie. Sprzężony z nim generator prądu ładuje baterie, w których jest magazynowana energia. Akumulatory, poprzez układ sterowania, są podłączone do silników elektrycznych, które bezpośrednio wprawiają pojazd w ruch. Tryb pracy układu napędowego przewiduje jazdę platformy z wykorzystaniem jedynie energii zgromadzonej w akumulatorach. W momencie ich wyczerpania następuje ładowanie dzięki silnikowi spalinowemu. Proces hamowania przewiduje odzysk energii, która powraca do akumulatorów. W ten sposób możliwa jest redukcja zużycia paliwa oraz możliwość jazdy w trybie cichym.



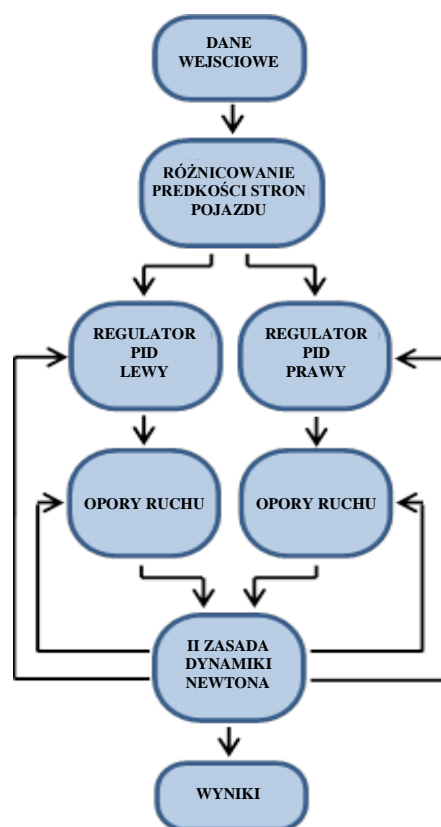
Rys. 1. Schemat hybrydowego układu napędowego dedykowanego dla platformy kołowej
 Fig. 1. Scheme of a hybrid drive system dedicated to the wheeled platform

3. Model obliczeniowy

Analityczny model obliczeniowy bazuje na wyższości wartości sił napędowych nad wartościami sił maksymalnych oporów ruchu pojazdu. W pierwszej kolejności oblicza się siły pochodzące od oporów powietrza, skrętu, toczenia, wzniesienia, bezwładności w sytuacjach krytycznych. Sytuacje krytyczne pojawiają się w momencie, gdy suma sił oporujących przebiera wartości maksymalne i są to: ruszenie pojazdu na wprost oraz wzniesieniu z maksymalnym przyspieszeniem, skręt pojazdu w miejscu, skręt pojazdu z zahamowaną jedną stroną kół. Następnie dobiera się wartość sił napędowych wyższą od maksymalnej sumy sił oporujących i przelicza na moment napędowy w każdym kole oraz prędkość obrotową. Ostatnim etapem jest wyznaczenie mocy silników elektrycznych, uwzględniając przełożenia i sprawności zespołów napędowych.

Obliczenia numeryczne zakładają wykorzystanie dedykowanego modelu obliczeniowego, bazującego na podstawowych prawach dynamiki Newtona (rys. 2). Model uwzględnia zmianę sił działających na pojazd w czasie. Zadając tor ruchu pojazdu, poprzez zmianę parametrów prędkości, wzniesienia, promienia skrętu oraz parametrów platformy, otrzymujemy przyspieszenia i prędkości wynikowe pojazdu.

Przedstawiony algorytm różnicuje prędkości stron pojazdu, co powoduje skręt o zadanym promieniu. Każda strona pojazdu jest osobno sterowana regulatorem proporcjonalno – całkująco – różniczkującym (PID). Pierwsze sprzężenie zwrotne zostało zastosowane ze względu na zmianę oporów ruchu pojazdu w czasie. Drugie sprzężenie zwrotne dotyczy regulacji prędkości pojazdu momentem obrotowym silników.

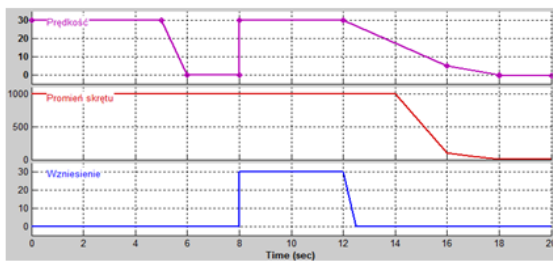


Rys. 2. Schemat działania modelu numerycznego
 Fig. 2. Scheme of the numerical model

4. Opracowanie wyników

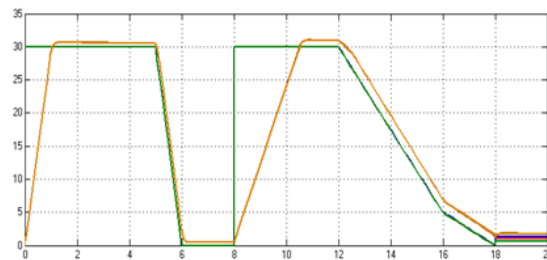
Obliczenia zostały przeprowadzone na przykładzie platformy kołowej z napędem 6x6 o masie 800 kg. Dobrano geometrię pojazdu, cechy napędu oraz parametry otoczenia i sposobu jazdy zmieniające się w czasie: prędkość, nachylenie podłoża, promień skreću (rys. 3). Na rys. 4 oraz rys. 5 przedstawiono kolejno zmianę prędkości i momentów silników na każdej stronie pojazdu. Rys. 6 przedstawia geometrię przykładowej platformy kołowej, w której wykorzystano napęd hybrydowy.

Wyniki obliczeń analitycznych oraz numerycznych zostały porównane w tabeli 1. Wyniki podzielono na cztery sytuacje: pierwsza (s1), gdzie pojazd rusza z maksymalnym przyspieszeniem, druga (s2) - ruszenie pod nachyleniem, trzecia (s3) przedstawiająca skręt pojazdu w miejscu oraz czwarta (s4), gdzie pojazd skręca z zahamowaną jedną stroną kół. W sytuacji 3. i 4. sumę oporów ruchu wyrażono w postaci momentu względem osi obrotu pojazdu. Jako podłoże przyjęto asfalt.



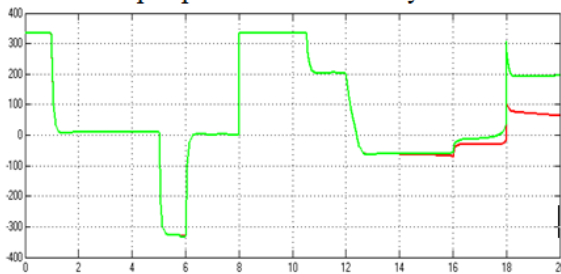
Rys. 3. Wykres wartości parametrów wejściowych do analizy

Fig. 3. Graph showing the preset values of input parameters for analysis



Rys. 4. Wykres prędkości zadanej i uzyskanej

Fig. 4. Chart speed set and achieved



Rys. 5. Wykres wartości momentów napędowych

Fig. 5. Chart drive torques



Rys. 6. Widok izometryczny platformy

Fig. 6. Isometric view of platform

Tabela 1. Zestawienie wyników obliczeń

Table 1. Summary of calculation results

Parametry dynamiczne	Metoda analityczna	Metoda numeryczna	
Suma oporów ruchu - s1	2390	2431	[N]
Suma oporów ruchu - s2	4862	4912	[N]
Suma oporów ruchu - s3	3412	3567	[Nm]
Suma oporów ruchu - s4	5537	5454	[Nm]
Moment na silniku - s1	3,6	3,6	[Nm]
Moment na silniku - s2	7,3	7,3	[Nm]
Moment na silniku - s3	10,2	10,2	[Nm]
Moment na silniku - s4	16,5	16,5	[Nm]
Moc silnika - s1	3,5	3,5	[kW]
Moc silnika - s2	7	6,4	[kW]
Moc silnika - s3	1	1	[kW]
Moc silnika - s4	3,5	3	[kW]

5. Dobór komponentów

Właściwy dobór komponentów układu napędowego jest w dużym stopniu zależny, w przypadku napędów hybrydowych, od trybu pracy pojazdu. Tryb pracy uwzględnia sposoby i parametry poruszania się pojazdu oraz pokonywane terenu. Docelowy zasięg pojazdu w trybie cichym definiuje pojemność akumulatorów. Przełożenie przekładni oraz silnik elektryczny są dobierane równocześnie, tak aby silnik nie był zbyt przeciążony. Moc silnika spalinowego w przybliżeniu powinna wynosić 0,6 maksymalnej mocy potrzebnej do ruchu pojazdu. Komponenty układu napędowego dobrano uwzględniając kryterium minimum masy.

6. Podsumowanie

W obliczeniach prowadzonych różnymi metodami dąży się do uzyskania zbieżnych wyników, niezależnie od przyjętej metodyki. Wynika to z faktu, że prawidłowo sformułowany model pozwala na otrzymanie prawidłowego rozwiązania. Wyniki symulacji dynamicznej układu napędowego platformy kołowej są zbliżone do wyników obliczeń wykonanych metodą analityczną. Ich podobieństwo wskazuje na poprawność obu modeli obliczeniowych.

Uzyskane różnice wynikają z różnych toków obliczeń, w których posłużono się metodą analityczną oraz metodą numeryczną w postaci analizy dynamiki układu napędowego, przeprowadzonej w środowisku Matlab. Kolejnym powodem różnic wartości wyników obliczeń, są przyjmowane zaokrąglenia podczas odczytywania. Wpływ na niewielką rozbieżność ma również traktowanie w symulacji drogi prostej jako ruchu po kręgu o dużym promieniu.

Literatura

1. Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. Warszawa: WKŁ (1972).
2. Wong J. Y.: Theory of ground vehicles. New York: John Wiley & Sons (2001).
3. Mitschke M.: Dynamika samochodu. Warszawa: WKiŁ (1977).
4. Zajler W.: Zastosowanie napędu hybrydowego w pojazdach bojowych. „Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe”, 1, Vol. 21 (2005).
5. Mężyk A., Czapla T., Klein W.: Hybrid drive application for high-speed tracked vehicle. „Journal of KONES Powertrain and Transport” 1, Vol. 16 (2009).
6. Mężyk A., Skowron K.: Rozwój układów przeniesienia napędów w pojazdach gąsienicowych. „Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe”, 3, Vol. 31 (2012).
7. Klein W., Mężyk A., Czapla T.: Hybrydowy układ napędowy pojazdu gąsienicowego. „Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe”, 1, Vol. 29, (2012).

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA HAKA JEDNOROŻNEGO

inż. ROBERT GOLA

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: Dr inż. Jacek Ptaszny

Streszczenie. Zadaniem niniejszej pracy była analiza wytrzymałościowa haka jednoróżnego w miejscu najbardziej narażonym na uszkodzenie przez bezpośrednie zawieszenie ciężaru na haku. Celem projektu było uzyskanie i porównanie wyników obliczeń analitycznych oraz numerycznych. Do realizacji zadania został użyty model CAD haka o przekroju poprzecznym w kształcie zbliżonym do trapezu. Do obliczeń komputerowych zastosowano oprogramowanie MSC Patran/Nastran.



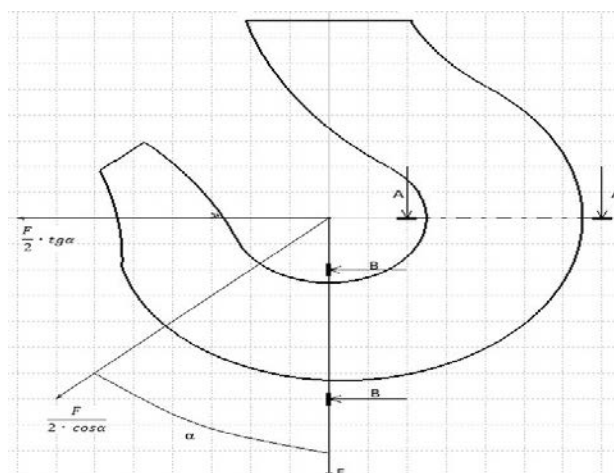
DURABILITY ANALYSIS OF A CRANE SINGLE HOOK

Abstract. The task of the thesis was to analyse the durability of a single hook in a locus that is the most exposed to damage by direct weighting it down with a load. The aim of the project was to achieve and compare the results of analytical and numerical calculations. To realise the task, it is the CAD model that was used, and which has a trapezium-like shape of the cross-section. To do the computer calculations, MSC Patran/Nastran software was used.

1. Wprowadzenie

Hak jest istotnym elementem każdej dźwigni (żurawi, suwnic, wciągników, wciągarek) używanym do chwytania podnoszonych ładunków. Haki wykonywane są najczęściej ze stali konstrukcyjnej wyższej jakości i stali stopowej według normy DIN 15400, jako swobodnie kute lub kute w matrycach. Ich kształt i wymiary zostały znormalizowane (DIN 15401) i zależą głównie od udźwigu oraz od grupy natężenia pracy, czyli od klasy obciążenia i klasy wykorzystania mechanizmu dźwigni [1].

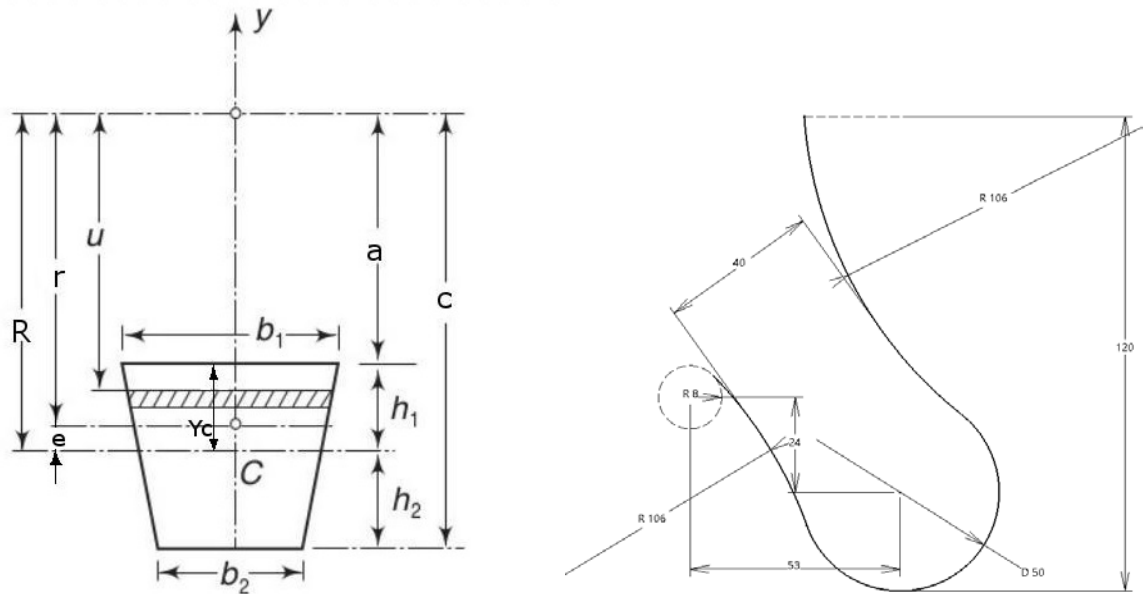
W pracy skupiono się na analizie wytrzymałościowej miejsca, w którym występują największe naprężenia spowodowane bezpośrednim zawieszeniem ciężaru na haku. W tym przypadku, szczególnie obciążonym przekrojem jest przekrój A-A, który jest narażony na działanie osiowej siły rozciągającej F oraz na moment gnący $M_g = FR$, gdzie: M_g - moment gnący, F - ciężar zawieszony na haku, R - odległość promienia krzywizny haka od osi.



Rys. 1. Siły występujące w haku w zależności od sposobu zawieszenia ciężaru
Fig. 1. Forces occurring in the hook depending on the way of weighting it down with a load

2. Obliczenia analityczne i numeryczne

Obliczenia analityczne wykonano na przykładzie obliczeń haka zawartych w książce [2]. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto, że przekrojem haka jest trapez.



Rys. 2. Przekrój poprzeczny do obliczeń analitycznych oraz wymiary krzywej haka względem której wyciągnięto bryłę

Fig. 2. The cross-sections for analytical calculations, and dimensions of the hook curve towards which the block was created

Model CAD do obliczeń numerycznych [3] przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Model CAD do obliczeń numerycznych

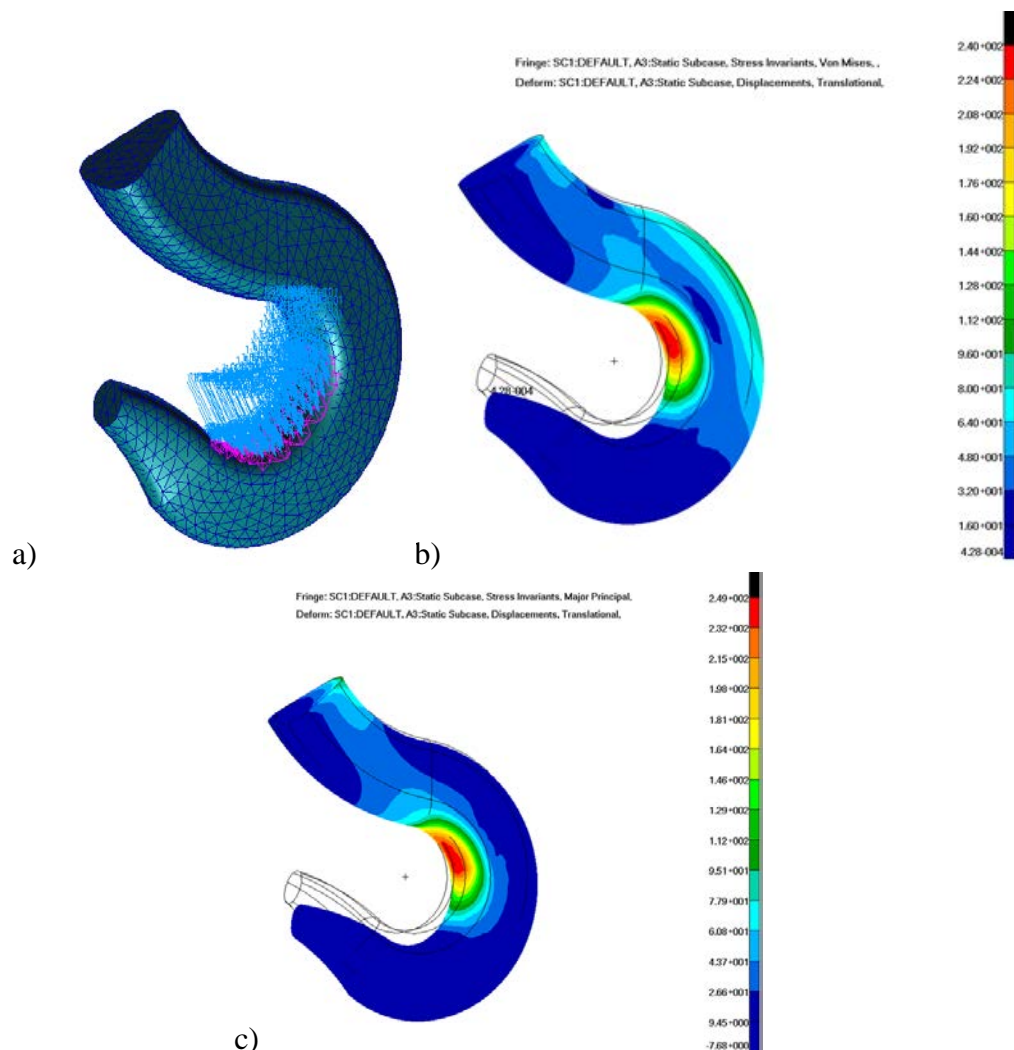
Fig. 3. CAD model for numerical calculations

Dla obliczeń numerycznych, w celu wyznaczenia naprężeń w przekroju A-A, które oddałyby wynik najbardziej zbliżony do rzeczywistego, porównano dwie metody bezpośredniego obciążania haka.

Pierwsza metoda polegała na obciążeniu elementu siłą skupioną w punkcie. Symulacja druga opierała się na przedstawieniu rozkładu sił na powierzchni siodła haka, który wystąpiłby w przypadku zastosowania zawiesia pasowego. Sposób pierwszy w rzeczywistości nie występuje ale za jego pomocą zbadano wpływ rodzaju obciążenia na wyniki obliczeń.

Dodatkowo pokazano różnicę w wynikach pomiędzy rozkładem naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa, a rozkładem naprężeń głównych.

Każdy rodzaj obliczeń komputerowych został wykonany na tym samym modelu, na który nałożono w programie siatkę złożoną z 19360 węzłów oraz 12533 elementów trójwymiarowych (bryłowych). Hak został obciążony siłą $F=20$ [kN] oraz utwierdzony w górnej płaszczyźnie.



Rys. 4. Model (a) i wyniki analizy MES dla siły rozłożonej na powierzchni siodła haka, dla rozkładu naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa (b) i rozkładu naprężeń głównych [MPa] (c)

Fig. 4. The model (a) and results of FEM analysis for the force distributed on the contact hook surface and for the distribution of reduced strains according to the Huber-Mises hypothesis (b) and for the distribution of principal stresses [MPa] (c)

3. Porównanie wyników

W tabeli 1 zestawiono maksymalne naprężenia rozciągające w pobliżu przekroju A-A, uzyskane za pomocą modelu z siatką dobrej jakości, wynikające z działania siły rozłożonej na powierzchni siodła haka w porównaniu z wynikiem analitycznym.

Tabela 1. Wartości naprężeń [MPa] pochodzące z działania siły rozłożonej na powierzchni siodła haka w porównaniu z wartością naprężenia uzyskaną metodą analityczną
Table 1. Stress values [MPa] coming from the impact of the force distributed on the contact hook surface in comparison with the strain value gained by the analytical method

Rodzaj naprężeń	Siła rozłożona na powierzchni siodła haka	Wartość naprężenia uzyskana metodą analityczną
Redukowane Hubera-Misesa	240	239
Największe główne	249	

4. Wnioski

- Podczas analizy MES zauważono, że wielkość elementów bryłowych siatki narzuconej na model ma znaczący wpływ na rezultat końcowy.
- W przypadku obliczeń komputerowych metodą elementów skończonych, na poprawność wyniku końcowego ogromny wpływ miał odpowiedni dobór rodzaju obciążenia. Przy analizie komputerowej podobnych modeli, należy unikać obciążenia w postaci siły skupionej. Stanowiła ona jednak najprostszy model obciążenia, który umożliwiał porównanie wyników z innym rodzajem obciążenia, który odzwierciedlał warunki rzeczywiste – w tym przypadku była to siła rozłożona na powierzchni siodła haka.
- Siła rozłożona na powierzchni siodła haka najlepiej odwzorowuje stan faktyczny w przypadku zawieszoności ciężaru.
- Niezgodność w wynikach analitycznych i komputerowych może wynikać z uproszczeń, które zastosowano w obliczeniach tradycyjnych. Warto podkreślić, że model analizowany metodą elementów skończonych w pełni nie odzwierciedlał elementu rzeczywistego, co również miało wpływ na rozwiązanie.
- Projekt pozwolił potwierdzić zjawisko występowania największych naprężeń rozciągających w wewnętrznych włóknach haka w pobliżu przekroju A-A.

Literatura

1. PN-M-84501:1984P - Dźwignice - Haki ładunkowe - Wymagania i badania.
2. M. Banasiak, K. Grossman, M. Trombski, Zbiór zadań z wytrzymałości materiałów. Wydanie drugi poprawione. Wydawnictwo naukowe PWN, Warszawa (1998).
3. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).

OCENA SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA RADIATORA PODCZAS CHŁODZENIA PROCESORA

inż. MATEUSZ HOLEK

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Paruch

Streszczenie. Tematem niniejszej pracy jest analiza przepływu ciepła w radiatorze na którego oddziałuje procesor oraz ocena skuteczności jego działania podczas chłodzenia procesora. Badania przeprowadzono na modelach dwunastu radiatorów zaprojektowanych w programie Siemens NX8.5, obliczenia oparte na metodzie elementów skończonych, wykonano w programie MSC MARC/MENTAT. Efektem badań było stworzenie trzynastego radiatora posiadającego wszystkie istotne cechy. Cztery najlepsze przebadano również uwzględniając radiację.



EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE HEAT SINK DURING COOLING THE PROCESSOR

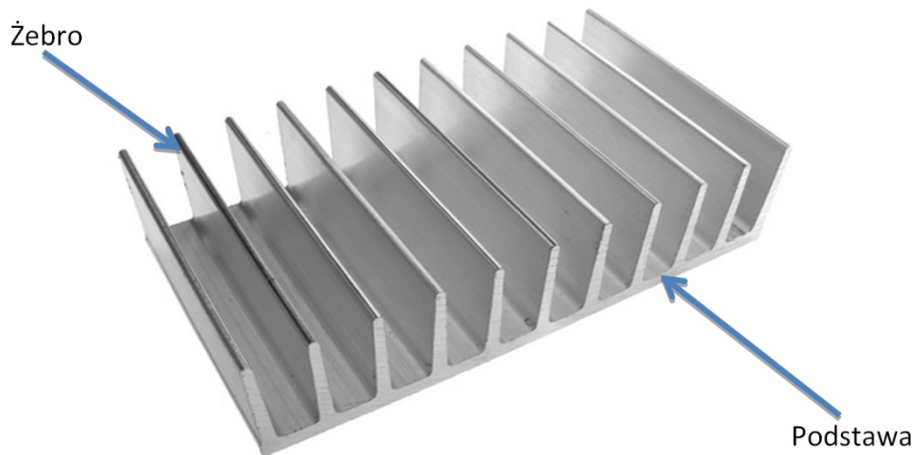
Abstract. The subject of this study is the examination of heat transfer in a heat sink affected by a computer processor and the evaluation of the effectiveness of its activities in the process during the CPU cooling. The study has been conducted on twelve models of heat sinks designed in the Siemens NX 8.5. All calculations have been performed using the finite elements method using the MSC MARC/MENTAT. Resulting from the study is a thirteenth heat sink having all essential features affecting its efficiency in cooling the processor. The best four heat sinks have been also tested for the effects of radiation.

1. Wprowadzenie

Zadaniem każdego radiatora jest zwiększenie efektywności chłodzenia poprzez zwiększenie powierzchni odprowadzającej nadmiar ciepła do otoczenia. Radiatory stosuje się w urządzeniach, układach scalonych czy w domach jako kaloryfery. Budowa radiatora zależy w dużej mierze od tego w jakim stopniu źródło ciepła generuje ciepło oraz od dostępności miejsca np. w komputerze. Radiatory można podzielić ze względu na kształt, materiał z jakiego zostały wykonane oraz kształt żeber. Przykładowy radiator przedstawia rysunek 1.

Materiały z jakich wytwarza się radiatory to przede wszystkim bardzo dobre przewodniki termiczne. Najczęściej stosuje się metale takie jak miedź, mosiądz i aluminium, ale także specjalną ceramikę, termoprzewodzące tworzywa sztuczne i grafit. Radiatory różnią się nie tylko materiałem, ale przede wszystkim kształtem. Wyróżnia się radiatory o przekroju kołowym, prostokątnym, kwadratowym i złożonym. Żebra radiatorów także występują w różnych kształtach; wyróżnia się żebra o przekroju prostokątnym i trójkątnym.

Badania opisane w tym artykule dotyczą oceny działania radiatora podczas chłodzenia procesora Intel® Core™ i7-6920HQ, o wymiarach 42x28 mm i znamionowej mocy termicznej równej 45W.



Rys. 1. Budowa ogólna radiatora
Fig. 1. General construction of the heat sink

Podstawowym równaniem opisującym proces przepływu ciepła w ciałach stałych jest równanie Fouriera

$$X \in \Omega: c(T)\rho(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X,t)] + Q(X,t). \quad (1)$$

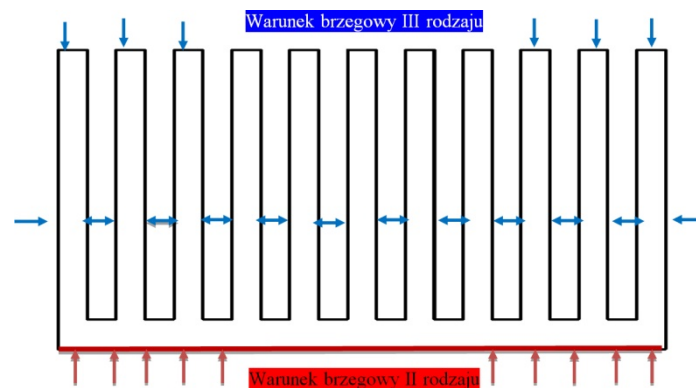
Dla analizowanego zagadnienia i ze względu na stan ustalony wzór (1) upraszcza się do wzoru Laplace'a

$$X \in \Omega: \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X)] = 0. \quad (2)$$

Równanie (2) należy uzupełnić o warunki brzegowe (por. Rys. 2). Na dolnej krawędzi założono warunek brzegowy II rodzaju (Neumanna), dla którego strumień ciepła jest równy $1071.43 \text{ [W/m}^2\text{]}$, natomiast na pozostałych krawędziach warunek brzegowy III rodzaju (Robina)

$$X \in \Gamma: q(X) = \alpha(T_1(X) - T_{ot}) \quad (3)$$

gdzie $T_{ot} = 40^\circ\text{C}$ jest temperaturą otoczenia, natomiast $\alpha = 5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ jest współczynnikiem wymiany ciepła pomiędzy otoczeniem a analizowanym radiatorem.

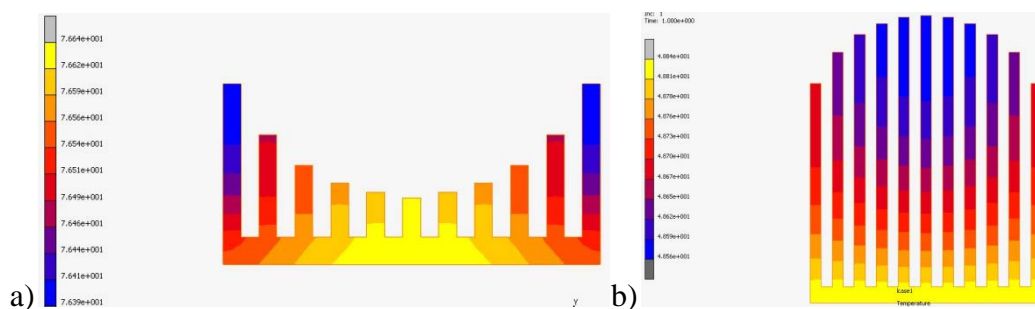


Rys. 2. Rodzaje warunków brzegowych
Fig. 2. Types of boundary conditions

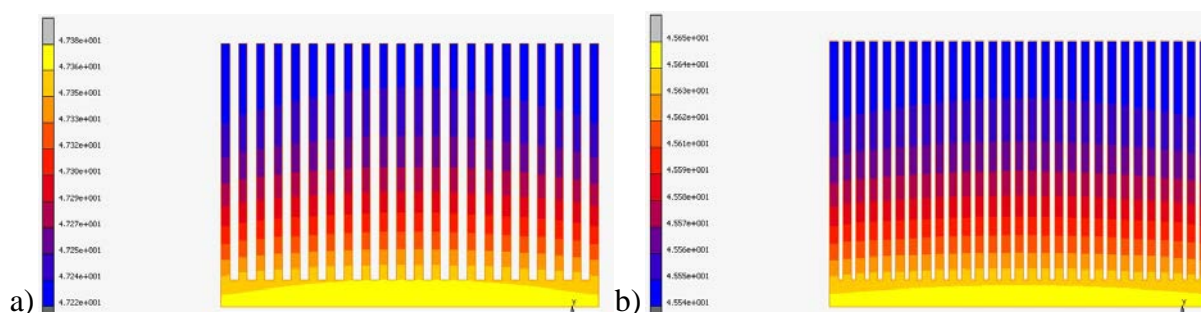
2. Wyniki obliczeń numerycznych

W programie MSC MARC/MENTAT dokonano obliczeń na dwunastu różnych modelach radiatorów. Zaprojektowano po trzy radiatory, różniące się wysokością (niski, pośredni i wysoki) o żebrach prostych, wklęsłych, wypukłych oraz o zróżnicowanych szerokościach żeber. Materiał jaki przyjęto do badań to aluminium, dla którego współczynnik przewodzenia ciepła wynosi $\lambda = 213$ [W/mK] oraz współczynnik emisyjności 0,2.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono rozkłady temperatur dla analizowanych radiatorów w zależności od ukształtowania (prosty, wklęsły i wypukły) oraz szerokości żeber.



Rys. 3. Rozkład temperatury dla radiatorów w zależności od ukształtowania żeber
Fig. 3. Temperature distribution of the heat sinks depending on the configuration of the ribs



Rys. 4. Rozkład temperatur dla radiatorów w zależności od szerokości żeber
Fig. 4. Temperature distribution of the heat sinks depending on the width of the ribs

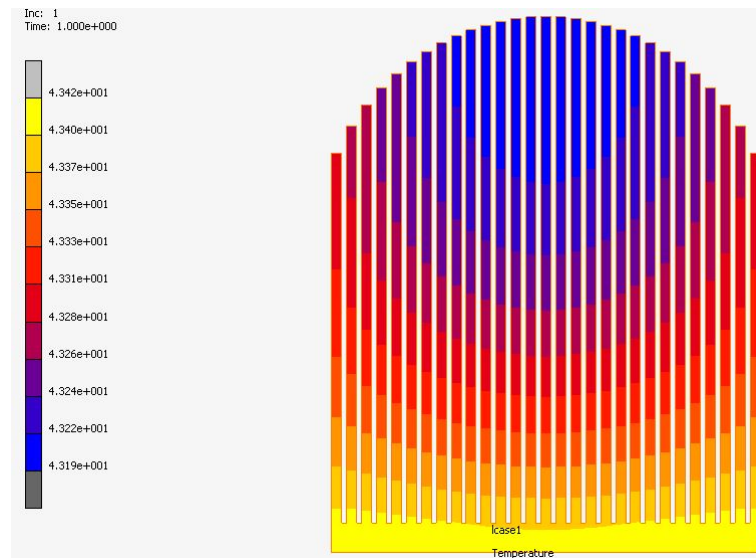
Po analizie termicznej każdego z radiatorów wysnuto wniosek, że najgorszym modelem, czyli takim, który posiada największą temperaturę (76.5°C), jest radiator wklęsły o niskich żebrach (por. Rys. 3a).

Najlepszymi natomiast okazały się trzy modele: wypukły o wysokich żebrach (48.7°C) (por. Rys. 3b) oraz dwa ostatnie, czyli o wąskich żebrach (47.3°C) (por. Rys. 4a) i zróżnicowanej szerokości żeber, i przerw między nimi (45.6°C) (por. Rys. 4b).

3. Ocena i optymalizacja wyników oraz zjawisko radiacji

Wyniki uzyskane podczas analizy termicznej pozwoliły wyłonić trzy cechy kształtu radiatora, które mają największy wpływ na szybkie i efektywne odprowadzanie ciepła do otoczenia. Tymi cechami są duża ilość żeber, ich wypukły kształt oraz jak największa

wysokość. Najlepszym radiatorem byłby taki, który łączyłby w sobie wszystkie trzy wymienione cechy, dlatego zaprojektowano jeszcze jedno rozwiązanie (por. Rys. 5). Trzynasty model radiatora charakteryzował się wypukłymi i wysokimi żebrami (53.7 mm), oraz zróżnicowanymi szerokościami żeber i przerw (1mm i 0.5mm). Parametry obliczeń pozostały niezmienione. Temperaturę jaką uzyskał to najlepszy wynik (43.4°C), co potwierdziło założenia, mówiące, że przy takich parametrach radiator uzyska jeszcze lepszą skuteczność odprowadzania ciepła do otoczenia.



Rys. 5. Rozkład temperatury dla radiatora po optymalizacji
Fig. 5. Temperature distribution of the heat sink after optimization

Wpływ radiacji w przypadku materiału jakim jest aluminium, nie jest znaczący, ze względu na niski współczynnik emisyjności $\epsilon=0.2$. Radiację uwzględniono dla czterech najlepszych rozwiązań, co spowodowało wzrost temperatury każdego z nich średnio o 0.2°C.

4. Wnioski

Efektywność chłodzenia procesora przez radiator zależy od wielu czynników, między innymi wysokości oraz kształtu radiatora i jego żeber. Podczas obliczeń zastosowano wiele uproszczeń, ale bez nich obliczenia byłyby dużo bardziej skomplikowane i czasochłonne. Jednak dzięki badaniom jakie zostały przeprowadzone odpowiedziano na pytanie jakie cechy wpływają najbardziej na skuteczność działania radiatora podczas chłodzenia procesora.

Literatura

1. Kmiec A., Procesy cieplne i aparaty, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej (2005).
2. Zielnica J., Wytrzymałość materiałów, wyd. Pol. Poznańskiej (1996).
3. Pudlik W., Wymiana i wymienniki ciepła, Politechnika Gdańska (2012).
4. Praca zbiorowa pod redakcją E. Kostowskiego, Zbiór zadań z przepływu ciepła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2003).
5. Studencka Konferencja Naukowa, „METODY KOMPUTEROWE – 2014” str. 47-50.

SYSTEM ROZPOZNAWANIA POŁOŻENIA GWIAZDY Z UŻYCIEM OGNIW FOTOWOLTAICZNYCH

inż. MILENA INDEKA

Mechatronika, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Waław Kuś, Prof. Pol. Śląskiej

Streszczenie. W artykule został przedstawiony system rozpoznawania położenia gwiazdy. System został zaprojektowany tak, by małe satelity potrafiły określić swoje położenie względem Słońca. Jego działanie wykorzystuje efekt fotowoltaiczny. Przedstawiony w artykule algorytm pozwala na wyznaczenie kierunku źródła światła w zależności od napięcia wytworzonego na poszczególnych ogniwach fotowoltaicznych. System został zbudowany z trzech ogniw fotowoltaicznych oraz mikrokontrolera STM32F4 DISCOVERY.



SYSTEM FOR STAR LOCALIZATION WITH USE OF PHOTOVOLTAIC ELEMENTS

Abstract. The article presents a system for star localization. The system was designed in such a way that it enables small LEO satellites to define their position with respect to the Sun. For its operation it uses the photovoltaic effect. The algorithm presented in the article allows determination of the direction of the light source depending on the voltage on the respective photovoltaic cells. The system was made of three photovoltaic cells and STM32F4 DISCOVERY microcontroller.

1. Wprowadzenie

System rozpoznawania położenia gwiazdy jest bardzo istotnym elementem satelity. Dzięki niemu można pozycjonować urządzenie znajdujące się na okołozemskiej orbicie względem Słońca. Większość satelitów krążących wokół Ziemi jest wyposażona w zaawansowane technologie umożliwiające wyznaczenie orientacji urządzenia w przestrzeni kosmicznej. W niniejszym artykule przedstawiony został nieskomplikowany system, którego celem jest rozpoznawanie położenia centralnej gwiazdy Układu Słonecznego.

Do zaprojektowania takiej technologii skonstruowany został czujnik położenia źródła światła w postaci układów ogniw fotowoltaicznych oraz model matematyczny. Na podstawie odczytanych poziomów napięć z ogniw wyznaczono położenie gwiazdy.

2. Urządzenia wykorzystujące system rozpoznawania położenia gwiazdy

Zastosowanie czujników położenia źródła światła na satelicie jest niezwykle istotne. Przykładem takiej satelity jest francusko-amerykańska misja Jason-2 [1]. Ważące ponad 500 kg urządzenie, może określać swoje położenie w przestrzeni kosmicznej m. in. dzięki ośmiu czujnikom położenia Słońca umieszczonych w systemie DORIS. Na podstawie danych z czujnika, satelita może zwrócić panele słoneczne w kierunku źródła światła.

Innym przykładem satelity, której niezbędnym elementem jest czujnik pozwalający określić położenie Słońca względem niej, jest pikosatelita, czyli satelita o kształcie sześcienniej kostki, której długość boku wynosi przeważnie 10 cm, a waga rzadko przekracza 1 kg [2]. Na powierzchniach bocznych są umieszczone panele fotowoltaiczne pozwalające zamienić energię słoneczną na energię elektryczną zasilającą wszystkie podzespoły. Te same ogniwa słoneczne są częścią systemu rozpoznawania położenia gwiazdy. Wartość energii elektrycznej wyprodukowanej przez poszczególne panele jest bezpośrednio powiązana z kątem padania promieni słonecznych.

3. Model matematyczny czujnika położenia źródła światła

Do opisu położenia źródła światła posłużono się współrzędnymi sferycznymi. Wartości x , y , z punktu P wyrażone za pomocą parametrów r , φ , θ , przyjmują postać:

$$\begin{aligned}x &= r \sin \theta \cos \varphi \\y &= r \sin \theta \sin \varphi \\z &= r \cos \theta\end{aligned}\quad (1)$$

gdzie:

r – jest to promień wodzący, czyli odcinek łączący punkt P z środkiem kartezjańskiego układu współrzędnych,

θ – jest to kąt zawarty pomiędzy osią z kartezjańskiego układu współrzędnych, a promieniem wodzącym r ,

φ – jest to kąt zawarty pomiędzy osią x kartezjańskiego układu współrzędnych, a rzutem prostokątnym promienia wodzącego r na płaszczyznę xy .

Zakładając, że punkt P jest źródłem światła, wektor jednostkowy wskazujący jego położenie wyraża się wzorem:

$$v_S = \begin{bmatrix} \sin \theta \cos \varphi \\ \sin \theta \sin \varphi \\ \cos \theta \end{bmatrix}\quad (2)$$

Niech funkcja $I(\theta, \varphi)$ jest funkcją aproksymującą zjawisko fotowoltaiczne na oświetlonych panelach słonecznych i wyraża się wzorem:

$$I(\theta, \varphi) = \begin{cases} I_{x'} = I_{max} \sin \theta \cos \varphi \\ I_{y'} = I_{max} \sin \theta \sin \varphi \\ I_{z'} = I_{max} \cos \theta \end{cases}\quad (3)$$

gdzie:

I_{max} – największa odczytana wartość natężenia prądu,

θ , φ – kąty opisujące położenie punktu w sferycznym układzie odniesienia,

$I_{x'}$, $I_{y'}$, $I_{z'}$ – aproksymowane wartości natężenia prądu w kierunkach osi x, y, z .

Zatem położenie źródła światła można opisać za pomocą wzoru:

$$v_S = \begin{bmatrix} I_{x'} \\ I_{y'} \\ I_{z'} \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{I_{max}}.\quad (4)$$

Wyznaczony wzór (4) obarczony jest dużym błędem, wynoszącym około 1° na 30° pola widzenia. Główna przyczyna tej rozbieżności wynika z faktu aproksymacji funkcją $\cos \theta$ w osi z . Na Rysunku 1 przedstawiono zależność opisującą wartość natężenia prądu od kąta

padania promieni słonecznych. Linia biała przedstawia fragment wykresu funkcji $\cos \theta$, czerwona to wartości zmierzone, a zielona – różnice pomiędzy nimi.



Rys. 1. Wykres zależności wartości natężenia prądu od kąta padania promieni słonecznych [2]

Fig. 1. Plot of the dependency of the current on the Sun's rays angle [2]

Z Rysunku 1 wynika, że największa różnica pomiędzy funkcją $\cos \theta$ a funkcją $I(\theta, \varphi)$ przypada dla kąta $\theta = 90^\circ$. Jest to sytuacja, w której promienie słoneczne padają prawie równoległe do powierzchni płytki fotowoltaicznej. Jedynie część promieni słonecznych oświetla ogniwo wytwarzając prąd elektryczny, natomiast pozostała część promieni pada na bok ogniwa oraz poniżej niej. Aby zminimalizować wartość tego błędu należy równocześnie badać wartość natężenia prądu na wszystkich płytkach fotowoltaicznych.

Niech funkcja $J(\theta, \varphi)$ wyraża się wzorem:

$$J(\theta, \varphi) = \frac{I_{xyz}}{I(\theta, \varphi)} \quad (5)$$

gdzie:

I_{xyz} – zmierzone wartości natężenia prądu dla płytki w kierunku osi x,y,z.

Ponieważ:

$$I_{xyz} = J(\theta, \varphi) \cdot I(\theta, \varphi), \quad (6)$$

zatem położenie źródła światła można określić wyznaczając kąty θ oraz φ . Korzystając z równania (3), otrzymuje się odpowiednie wzory do policzenia wartości tych kątów. Ponieważ zależność pomiędzy napięciem i natężeniem prądu elektrycznego jest funkcją liniową, zatem wartości natężenia energii elektrycznej można zastąpić odpowiednimi wartościami napięcia. Zależności wyznaczające położenie źródła światła wyrażają się następująco:

$$\theta = \arccos \frac{U_z}{U_{max}} \quad (7)$$

oraz

$$\varphi = \arccos \frac{U_x}{U_{max} \sin \theta} \quad (8)$$

lub

$$\varphi = \arcsin \frac{U_y}{U_{max} \sin \theta} \quad (9)$$

gdzie:

U_x, U_y, U_z – wartości napięcia na ogniwach w kierunkach osi odpowiednio x, y, z,

U_{max} – maksymalna wartość napięcia z wszystkich ogniw.

Podstawiając otrzymane wartości kątów θ oraz φ do wzoru (2) uzyskuje się jednostkowy wektor położenia Słońca względem czujnika.

4. Działanie systemu

System został zbudowany z trzech, wzajemnie prostopadłe ułożonych ogniw polikrystalicznych firmy Conrad [3]. Napięcie uzyskane z poszczególnych ogniw jest przekazywane do przetwornika analogowo-cyfrowego mikrokontrolera STM32F4 DISCOVERY [4]. Na podstawie wartości tych napięć zostaje wyznaczone położenie Słońca. Przeprowadzono testy systemu dla różnych położeń źródła światła. Przykładowe wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki działania systemu
Table 1. The result of the system

Lp.	Oś	Uzyskane napięcie [V]	Otrzymane współrzędne
1	x	4,03	0,61
	y	1,02	0,25
	z	3,03	0,75
2	x	0,75	0,18
	y	4,19	0,97
	z	0,68	0,16
3	x	0,62	0,25
	y	2,54	0,95
	z	0,47	0,19

5. Wnioski

Wyznaczenie współrzędnych wektora położenia źródła światła jest możliwe dzięki trzem wzajemnie prostopadłym ogniom fotowoltaicznym. Wartość napięcia uzyskanego na poszczególnych ogniwach jest zależna od kierunku padania promieni słonecznych. Im większy kąt nachylenia płytki do źródła światła, tym większe napięcie uzyskane na ogniwie. Kąt padania promieni słonecznych można wyznaczyć aproksymując wartości napięcia na poszczególnych ogniwach funkcjami trygonometrycznymi. Przeprowadzone testy świadczą o poprawności działania systemu rozpoznawania gwiazdy.

Literatura

1. Strona NATIONAL CENTERES FOR ENVINONMENTAL INFORMATION, http://www.nodc.noaa.gov/media/pdf/jason2/products_handbook.pdf, dostęp 04.11.2015.
2. Y. Winetraub, S. Bitan, A. B. Heller, Attitude Determination – Advanced Sun Sensors for Pico-satellites, <https://www.agi.com/downloads/corporate/partners/edu/advancedSunSensorProject.pdf>, dostęp 04.11.2015.
3. Strona firmy Conrad, <http://www.conrad.pl/ogniwo-solarne-Polikrystaliczna-Conrad-YH-57X65-5-V-81-mA.htm?websale8=conrad&pi=191321>, dostęp 12.11.2015
4. UM1670, User manual Discovery kit for STM32F429/439 lines, STMicroelectronics, 2013.

MODEL I ANALIZA STRUKTUR TYPU PLASTER MIODU

inż. LUKASZ KANICKI

Mechanika i Budowa maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Antoni John

Streszczenie. Celem pracy było utworzenie modelu parametrycznego, umożliwiającego szybką zmianę wielkości komórek, grubości ich ścianek oraz zmianę orientacji ułożenia poszczególnych warstw między sobą. Kolejnym etapem była walidacja oraz dobór stopnia dyskretyzacji otrzymanego modelu a w końcowym etapie przeprowadzenie symulacji komputerowych.



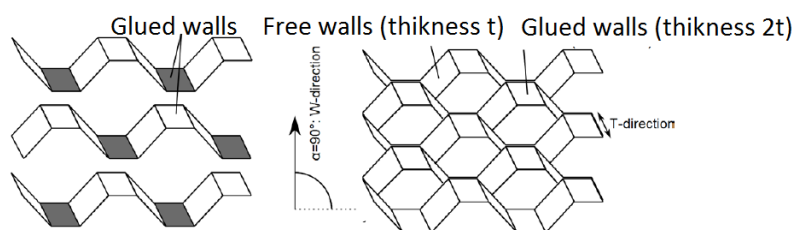
MODEL AND ANALYSIS OF HONEYCOMB STRUCTURE

Abstract. The aim of work was to create a parametric model, enabling rapid change in cell size, wall thickness and the orientation arrangement of the individual layers to one another. The next step was the validation and selection of the degree of discretization of the resulting model and in the final stage computer simulations were performed.

1. Wprowadzenie

Struktury typu plaster miodu występują w środowisku naturalnym, jak również są sztucznie wytwarzane przez człowieka. Swoją popularność zawdzięczają między innymi temu, że przy niewielkiej wadze mają dużą sztywność. Można znacznie zwiększyć wytrzymałość, tylko nieznacznie zwiększając wagę, dzięki czemu można uzyskać lekkie i tanie elementy. Właściwości rdzenia plastra miodu zależą od kierunku obciążenia – jest to struktura anizotropowa. Właściwości struktur poza kierunkiem i wartością obciążenia zależą od wielkości komórek, grubości ich ścianki oraz materiału z jakiego zostały wykonane.

Najczęściej stosowanym kształtem komórki rdzenia jest sześciokąt foremny – kształt ten zapewnia wypełnienie przestrzeni przy najmniejszym zużyciu materiału – zapewniający największą powierzchnię właściwą przy najmniejszej gęstości. Budowę typowej struktury oraz pojedynczej komórki pokazano na rysunku 1.



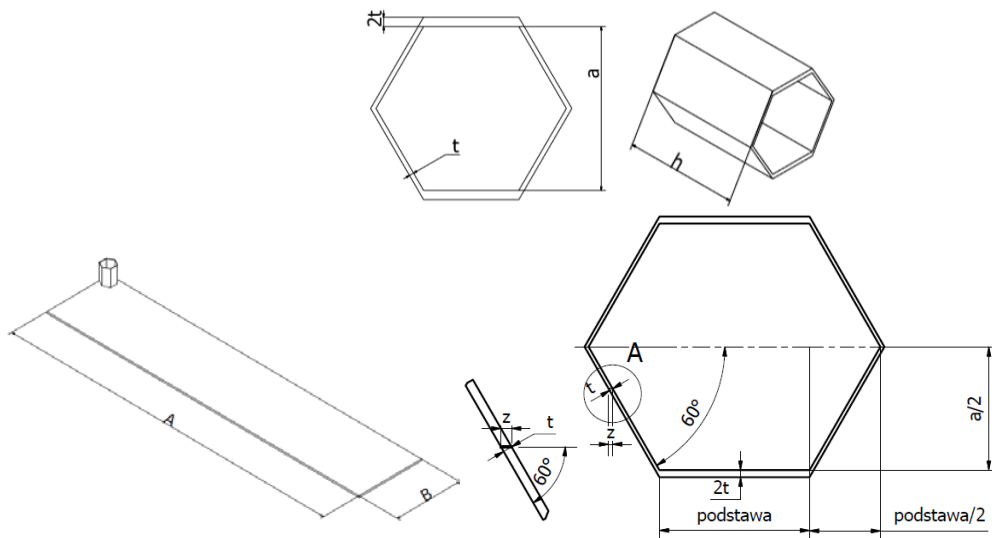
Rys. 1. Budowa pojedynczych komórek [5]

Fig. 1. Construction of single cells [5]

Jak widać dwie z sześciu ścian mają grubość dwukrotnie większą niż pozostałe, wynika to ze sposobu wytwarzania – poszczególne warstwy są układane na sobie i łączone w miejscach zwanych węzłami.

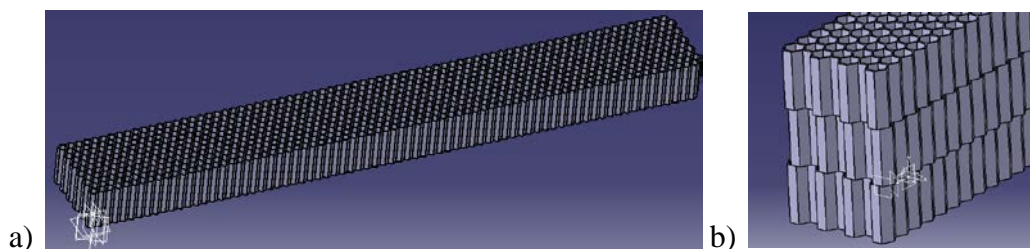
2. Model parametryczny

Do utworzenia modelu parametrycznego struktury typu plaster miodu użyto oprogramowania firmy Dassault Systèmes – CATIA V5. Program ten umożliwia między innymi tworzenia modeli auto-generujących i tą własność tego oprogramowania użyto w niniejszej pracy. Tworzenie modelu parametrycznego polega na przypisaniu niektórym wymiarom w modelu wartości sparametryzowanej. Parametr ten będzie wykorzystywany jako atrybut funkcji, której wynikiem będzie inny wymiar, co pozwoli na stworzenie zależności pomiędzy wielkościami w modelu, a w konsekwencji na uzyskanie modelu autogenerującego. W tym przypadku przez model autogenerujący rozumie się model, który na podstawie zmian wielkości w tabeli będzie automatycznie tworzył bryłę. Na rysunku 2 zestawiono podstawowe parametry wykorzystywane podczas tworzenia modelu.



Rys. 2. Podstawowe parametry i przykładowe zależności geometryczne
Fig. 2. Basic parameters and sample geometrical relationships

Do powielania komórek zastosowano narzędzie szyku prostokątnego. Narzędzie te wymaga od użytkownika podania trzech wielkości. Kierunku powielania, ilości powtórzeń oraz dystansu pomiędzy powielanymi elementami. W przypadku tego modelu, kierunek nadawały płaszczyzny zorientowane pod kątem, także opisanym funkcją, w stosunku do globalnego układu współrzędnych. Ilość powtórzeń uzależniono od wielkości A i B oraz ilości warstw, natomiast dystans uzależniono od wielkości grubości i wysokości komórek. W modelu uwzględniono także możliwość tworzenia warstw wzajemnie przesuniętych. Przykładowe wygenerowane modele pokazano na rysunku 3.

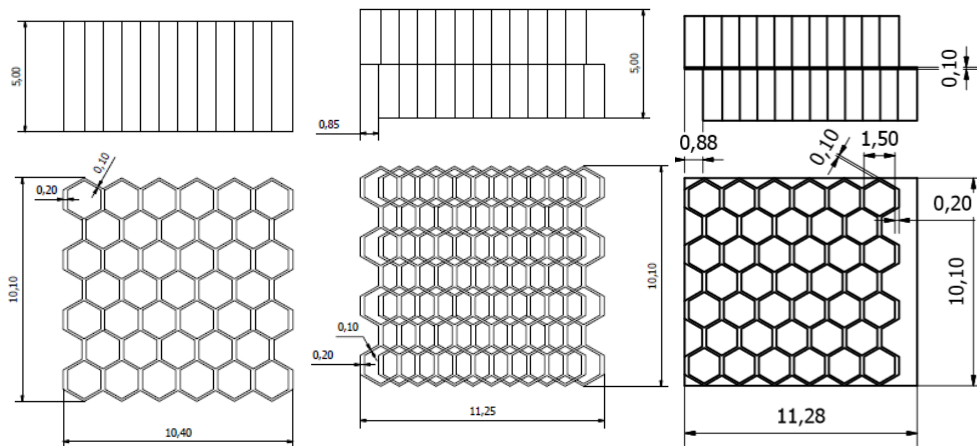


Rys. 3. Przykładowy model jedno (a) i wielowarstwowy (b)
Fig. 3. An exemplary of single (a) and multi-layer (b) model

3. Analizy numeryczne

Przeprowadzone analizy wykonano w celu walidacji utworzonego modelu geometrycznego, oraz doboru odpowiedniej siatki elementów skończonych, pozwalającej na uzyskanie powtarzalnych, bliskich rzeczywistości wyników. Dobór siatki polegał na przeprowadzeniu kolejnych symulacji z zachowaniem tych samych warunków brzegowych, przy zmianie wielkości pojedynczego elementu skończonego powodując zwiększenie zagęszczenia siatki. Analizy wykonano w środowisku Ansys. Przeprowadzono symulacje próby trójpunktowego zginania, próbę ścinania oraz ściskania dla modelu jedno i dwuwarstwowego z wzajemnym przesunięciem warstw.

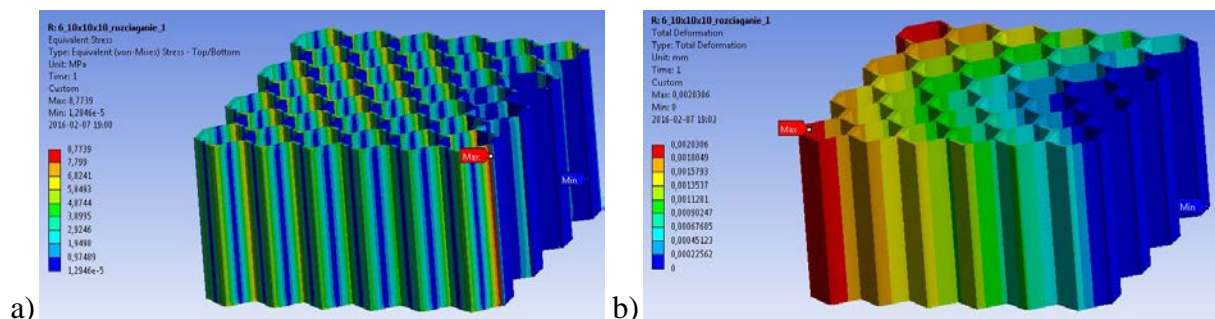
Geometrię utworzoną w programie Catia wyeksportowano do formatu stp i zaimportowano do środowiska Ansys, a następnie przekształcono model 3D w model powierzchniowy 2D. Jako materiał przyjęto stop aluminium o module Younga 71 GPa i liczbie Poissona 0.33. Wartość obciążenia przyjęto taką, aby poruszać się w zakresie odkształceń sprężystych. Układ dyskretyzowano elementami czterowzłowymi z liniowymi funkcjami kształtu.



Rys. 4. Wymiary geometryczne przykładowych modeli

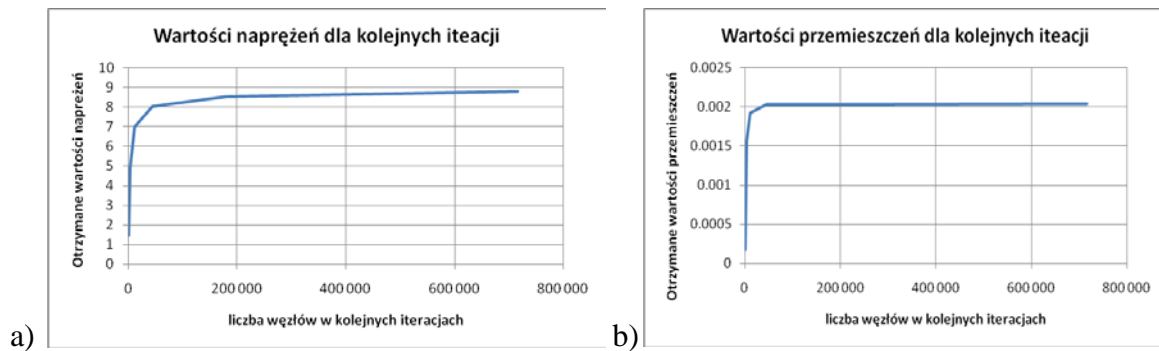
Fig.4. Geometrical dimensions of exemplary models

W związku z małą zbieżnością wyników dla modelu dwuwarstwowego w kolejnych iteracjach zmodyfikowano model dwuwarstwowo uwzględniając w nim warstwę pośrednią. Poniżej pokazano przykładowe wyniki dla próby ściskania modelu jedno i dwuwarstwowego.

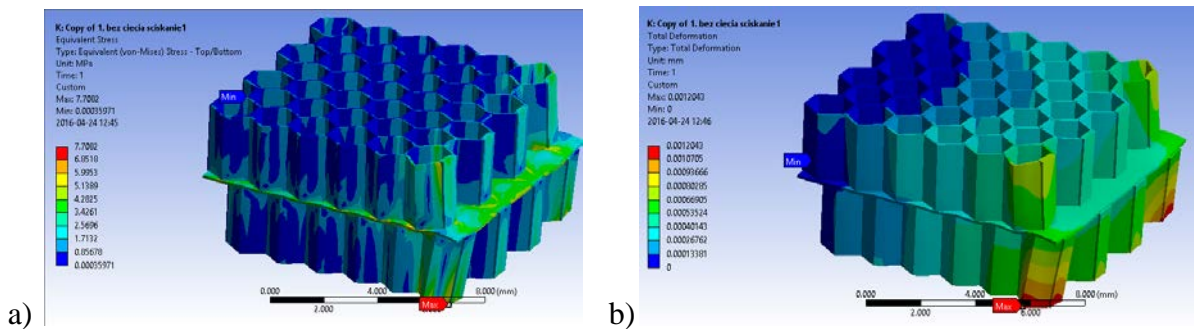


Rys. 5 Rozkład naprężeń w MPa (a) i przemieszczeń w mm (b) w modelu jednowarstwowym

Fig. 5. Stress distribution in MPa (a) and displacement in mm (b) in single-layer model



Rys. 6. Wartości naprężeń w MPa (a) i przemieszczeń w mm (b) w kolejnych iteracjach
 Fig. 6. Stress in MPa (a) and displacement in millimeters (b) in subsequent iterations



Rys. 7. Rozkład naprężeń w MPa (a) i przemieszczeń w mm (b) dla modelu dwuwarstwowego

Fig. 7. Stress in MPa (a) and displacement in millimeters (b) for two-layer model

4. Wnioski

W przypadku modelu jednowarstwowego dla próby ściskania uzyskano zadowalającą zbieżność wyników pomiędzy kolejnymi iteracjami. Różnice pomiędzy kolejnymi krokami utrzymały się na poziomie 3% dla naprężeń oraz 0,28% dla przemieszczeń przy zastosowaniu elementu o wielkości 0,0625 mm dając wynikowo 180 224 elementów skończonych.

W przypadku modelu dwuwarstwowego uzyskano różnice pomiędzy kolejnymi iteracjami na poziomie 20,3% dla naprężeń oraz 0,26% dla przemieszczeń. W wypadku tego modelu wskazane jest przeprowadzenie kolejnych iteracji jak również modyfikacji samego modelu.

Literatura

1. Hexcel Composites, Honeycomb Sandwich design technology, @: http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Sandwich_Design_Technology.pdf [dostęp 10 listopada 2015].
2. Hexcel Composites, Honeycomb Attributes and Properties, @: http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Attributes_and_Properties.pdf [dostęp 10 listopada 2015].
3. Dobrzański T., Podstawy nauki o materiałach, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2006).
4. Maas S., Wahl L., Waldman D., Shear Stresses In Honeycomb Sandwich Plates: Analytical Solution, FEM, and Experimental Verification, University of Luxembourg (2011).
5. Maas S., Wahl L., Waldman D., Fatigue in the Core of Aluminum Honeycomb Panels: Lifetime Prediction compared to Fatigue Tests, University of Luxembourg (2013).

OPTYMALIZACJA PLANU PRODUKCJI – PODEJŚCIE WIELOKRYTERIALNE

inż. KATARZYNA KORAL

Zarządzanie i Inżynieria Produkcji, ZZ1, semestr III, 2 stopień, ITS

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono wielokryterialne zadanie optymalizacji produkcji. Rozpatrywano kwadratowe i liniowe funkcje celu. Ograniczenia dotyczyły dostępnych zasobów czasu, energii, kontroli jakości, zapasów blachy ocynkowanej itp. W modelu matematycznym zastosowano ograniczenia wykorzystujące zmienne binarne. Stosowano różne metody programowania wielokryterialnego.



OPTIMIZATION OF THE PRODUCTION PLAN – MULTIOBJECTIVE APPROACH

Abstract. In the paper the multiobjective problem for optimization of production process is presented. The quadratic and linear goal functions are taken into account. The constraints of the problem are related to the amount of resources available for time, energy, quality control, zinc coated steel etc. The constraints with binary variables are introduced in the mathematical model. Different methods of multiobjective programming are used.

1. Wprowadzenie

Jedną z częściej spotykanych postaci problemów optymalizacyjnych są zadania z nieliniowymi funkcjami celu i liniowymi ograniczeniami. W podobny sposób można sformułować zadanie optymalizacji produkcji, biorąc pod uwagę rozmaite czynniki mogące wpływać na cenę lub koszt produktu.

Bardzo często w tego typu przypadkach funkcje celu są kwadratowe, co stanowi szczególnie przypadek zadań programowania wypukłego [3]. Zadanie takie można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} f(\mathbf{x}) &= \mathbf{p}^T \mathbf{x} - \mathbf{x}^T \mathbf{C} \mathbf{x} \rightarrow \text{MAX} \\ \mathbf{A} \mathbf{x} &\leq \mathbf{b} \\ \mathbf{x} &\geq 0 \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie \mathbf{p} to wektor funkcji liniowej, \mathbf{C} oznacza macierz formy kwadratowej, \mathbf{A} – macierz współczynników ograniczeń, \mathbf{b} to wektor wyrazów wolnych, natomiast \mathbf{x} jest wektorem zmiennych decyzyjnych. Wymagane jest aby macierz \mathbf{C} była symetryczna oraz nieujemnie określona, czyli spełniała warunek $\mathbf{x}^T \mathbf{C} \mathbf{x} \geq 0$.

Zadania optymalizacyjne mogą być uzupełniane ograniczeniami wykorzystującymi zmienne binarne, które są reprezentacją decyzji typu *tak lub nie* (*yes - or - no decision*), takimi jak ograniczenie typu *either - or constraint* czy też tzw. *the fixed charge problem* [1].

Ograniczenie typu *either - or* daje pewną możliwość wyboru pomiędzy dwoma ograniczeniami, z których jedno jest wiążące. Wzór (2) przedstawia przykład takiego ograniczenia. Jak widać, po przekształceniu ograniczenia, rozpatrywane są ostatecznie dwie pary ograniczeń, przy czym, w każdej parze jedno z ograniczeń jest bliżej początku układu współrzędnych, czyli jest wiążące (M oznacza dodatni duży współczynnik tu: $M = 1000$):

$$\begin{array}{l} \text{either } 3x_1 + 2x_2 \leq 6 \\ \text{or } x_1 + 4x_2 \leq 4 \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} \text{either } \begin{cases} 3x_1 + 2x_2 \leq 6 \\ x_1 + 4x_2 \leq 4 + M \end{cases} \\ \text{or } \begin{cases} 3x_1 + 2x_2 \leq 6 + M \\ x_1 + 4x_2 \leq 4 \end{cases} \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} (0,3)(2,0) \\ (0,3000)(2000,0) \\ (0,1000)(4000,0) \\ (0,1)(4,0) \end{array} \quad (2)$$

Zastosowanie ograniczenia typu *the fixed charge problem* jest możliwe np. gdy produkcja wymaga poniesienia dodatkowych kosztów, związanych z koniecznością przestrojenia maszyn. Zmienne binarne y_i wykorzystywane w takich ograniczeniach są zdefiniowane jako:

$$y_i = \begin{cases} 1, & x_i > 0 \\ 0, & x_i = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Po wprowadzeniu wszystkich niezbędnych zmian funkcja celu przyjmuje postać:

$$Z = \sum_{i=1}^n (c_i x_i + k_i y_i) \rightarrow \text{MIN/MAX} \quad (4)$$

a do modelu wprowadzone zostały dodatkowe ograniczenia:

$$x_i \leq M y_i \quad (5)$$

Programowanie wielokryterialne obejmuje szereg metod, wśród których najpopularniejsza to podejście Pareto, pozwalające uwzględniać poszczególne funkcje – kryteria, poprzez wykorzystanie współczynników wagowych wchodzących w skład tzw. metakryterium ważonego. Inne metody wielokryterialne wykorzystują np. hierarchię ważności poszczególnych kryteriów [2].

2. Problem decyzyjny

Zadanie dotyczy optymalizacji planu produkcji elementów tłoczonych z blachy ocynkowanej. Wytwarzane są cztery produkty: wewnętrzne i zewnętrzne drzwi samochodowe, a także maska samochodowa wewnętrzna i zewnętrzna. Materiałem wejściowym jest arkusz blachy ocynkowanej w kręgach. Ograniczenia zadania dotyczą dostępnych zasobów:

- blachy ocynkowanej w dwóch różnych wariantach wymiarowych,
- czasu wykonania partii produktów,
- zużycia energii na linii dwóch liniach produkcyjnych (ograniczenie *either - or*),
- liczby pojemników do przechowywania produktów,
- czasu kontroli jakości.

Zmienne decyzyjne zadania określają ilość partii produkcyjnych poszczególnych produktów. Dla drzwi samochodowych partia wynosi 80 szt., a dla maski równa jest 100 szt.

Sformułowany model matematyczny zawiera dwie funkcje celu: kwadratową dotyczącą maksymalizacji zysków z produkcji oraz funkcję liniową powiązaną z ograniczeniem *the fixed charge problem*, dotyczącą minimalizacji kosztów magazynowania. Pełny model przedstawia wzór (6).

Model matematyczny

- Funkcje celu

$$f_1(x_i) = 1008,96(x_1 + x_2) + 1708,96(x_3 + x_4) - 0,07 \sum_{i=1}^4 x_i^2 + 399742,85 \rightarrow \text{MAX}$$

$$f_2(x_i, y_i) = 100(x_1 + x_2) + 200(x_3 + x_4) + 1000 \sum_{i=1}^4 y_i \rightarrow \text{MIN}$$

- Ograniczenia

$$102,72x_2 + 168,4x_4 \leq 10200$$

$$100,8x_1 + 166x_3 \leq 7200$$

$$5,33x_1 + 5,33x_2 + 6,67x_3 + 6,67x_4 \leq 2250$$

$$31,11x_1 + 31,11x_2 + 38,88x_3 + 38,88x_4 - My_5 \leq 10000$$

$$35,56x_1 + 35,56x_2 + 44,44x_3 + 44,44x_4 + My_5 \leq 24000 + M$$

$$10x_1 + 10x_2 + 20x_3 + 20x_4 \leq 3000$$

$$60x_1 + 60x_2 + 60x_3 + 60x_4 \leq 9450$$

$$x_i - My_i \leq 0, \quad i = 1, \dots, 4$$

(6)

- Warunki brzegowe, całkowitoliczbowości i binarności

$$x_i \geq 0, \quad x_i \in \mathbb{C}, \quad y_j \in \{0,1\}, \quad i = 1, \dots, 4 \quad j = 1, \dots, 5$$

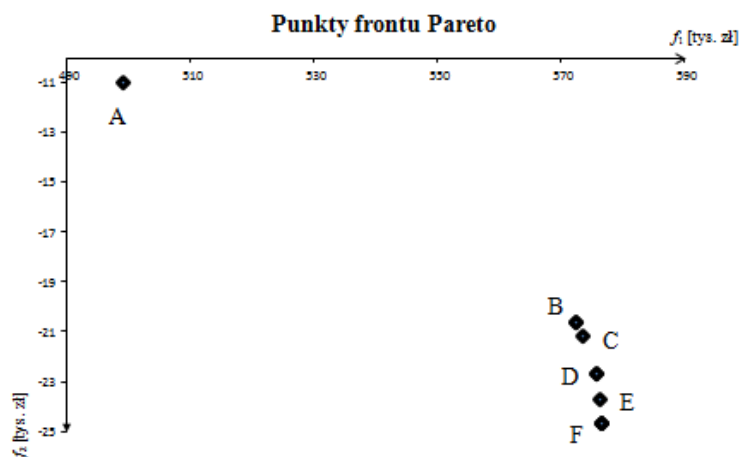
3. Wyniki obliczeń

Obliczenia zostały wykonane w arkuszu kalkulacyjnym MS Excel z dodatkiem Solver. Sposób wprowadzania formuł do Solvera opisano w [4].

W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia z wykorzystaniem metakryterium ważonego dla 11 zestawów współczynników wagowych. Wyniki przedstawiono w tabeli 1, a na rysunku 1, zilustrowano położenie punktów Pareto – optymalnych (pominięto punkt O).

Tabela 1. Wyniki obliczeń dla podejścia Pareto
Table 1. The results for Pareto approach

l.p.	$M(\mathbf{x})$	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5 (either- or)	punkt Pareto
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	O
2	399853,91	0	99	0	0	0	1	0	0	0	A
3	417856,51	0	99	43	0	0	1	1	0	1	B
4	437163,34	0	99	43	0	0	1	1	0	0	B
5	456513,81	71	0	0	60	1	0	0	1	0	C
6	476266,24	0	0	43	60	0	0	1	1	0	D
7	496090,92	0	0	43	60	0	0	1	1	0	D
8	516058,77	0	4	43	58	0	1	1	1	0	E
9	536098,40	2	4	42	58	1	1	1	1	1	F
10	556217,84	2	4	42	58	1	1	1	1	0	F
11	576337,29	2	4	42	58	1	1	1	1	0	F



Rys. 1. Front Pareto
Fig. 1. Pareto front

Przeprowadzono również obliczenia metodą hierarchii kryteriów, przyjmując, że $f_1(x_i)$ jest funkcją najważniejszą, natomiast $f_2(x_i, y_i)$, ma priorytet 2. W pierwszym kroku rozwiązano zadanie jednokryterialne dla $f_1(x_i)$ i otrzymano wyniki zgodne z tymi, które uzyskano w podejściu Pareto. Podczas rozwiązywania zadania jednokryterialnego dla funkcji $f_2(x_i, y_i)$, dołączono dodatkowy warunek ograniczający, który uwzględnia wyliczoną optymalną wartość funkcji celu $f_1(x_i)$. Wprowadzenie tego ograniczenia skutkowało tym, że zadanie stało się sprzeczne.

4. Wnioski

Rozwiązano zadanie wielokryterialne dla 11 wag. Ograniczenie typu *either - or* pozwoliło na wybór linii produkcyjnej. Dla dwóch zestawów wag (gdy $w_1 = 0,2$ i $w_2 = 0,8$ oraz $w_1 = 0,8$ i $w_2 = 0,2$) wartość zmiennej y_5 wynosi 1, co wskazuje na to, że wiążące jest ograniczenie związane z wyborem linii produkcyjnej nr 2. Dla pozostałych zestawów wag optymalną linią produkcyjną jest linia nr 1. Wartości zmiennych binarnych dla *the fixed charge problem* przyjmują wartość jeden, zawsze dla zmiennych decyzyjnych o wartościach niezerowych.

Dla zadania wykorzystującego optymalność Pareto otrzymano zbiór siedmiu niezdominowanych rozwiązań.

Można zauważyć, że wartości zmiennych powiązanych z produkcją wewnętrzną i zewnętrzną drzwi (x_1 i x_2) oraz maski wewnętrznej i zewnętrznej (x_3 i x_4) przyjmują różne wartości. Zadanie należałoby zmodyfikować poprzez narzucenie ograniczenia związanego z równością odpowiednich zmiennych decyzyjnych x_1 i x_2 oraz x_3 i x_4 .

Literatura

1. Hillier F.S., Lieberman G.J., Introduction to operations research, McGraw-Hill (2010).
2. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem, PWE, Warszawa (2008).
3. Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A., Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji, PWN, Warszawa (1980).
4. Węgrzyn J., Elementy badań operacyjnych w arkuszu kalkulacyjnym, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2011).

OPTYMALIZACJA SIECI DYSTRYBUCJI – PROBLEM MINIMALNEGO KOSZTU PRZEPLYWU SIECI

inż. MAGDALENA KRZYMYK,

Zarządzanie i Inżynieria Produkcji, ZZ1, semestr III, 2 stopień, ITS

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono sposób wykorzystania zadania minimalnego kosztu przepływu w sieci (MKPS) do optymalizacji sieci dystrybucji. Model MKPS został uzupełniony dodatkowymi ograniczeniami związanymi z limitami czasu i odległości, zastosowano również ograniczenia ze zmiennymi binarnymi (ograniczenie albo – albo, K z N ograniczeń musi być wiążące). Zasoby dostawców zostały obliczone na podstawie nieliniowego zadania optymalizacji planu produkcji.



OPTIMIZATION OF A DISTRIBUTION NETWORK - THE MINIMUM COST FLOW PROBLEM

Abstract. In the paper the application of the minimum cost flow model for a optimization of a distribution network is presented. The network model is supplemented by additional constraints for time and distance limits as well as the constraints with binary variables are used (*either-or, K out of N constraints must hold*). The net flow generated at supplies nodes are estimated on the basis of nonlinear problem for optimization of production plan.

1. Wprowadzenie

Duża liczba systemów transportowych, dystrybucyjnych i komunikacyjnych jest projektowana i badana za pomocą modeli sieciowych. Modele tego typu często pozwalają na intuicyjną analizę rozpatrywanego problemu. Najczęściej rozpatrywane są problem najkrótszych dróg w sieci, problem maksymalnego przepływu w sieci, czy też problem minimalizacji kosztów przepływu w sieci (MKPS). Ostatni z algorytmów jest uogólnieniem dwóch pierwszych oraz zadania transportowego [1]. Model matematyczny takiego zadania ma postać:

$$\begin{aligned} \text{FC:} \quad & Z(x_{ij}) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} \rightarrow \text{MIN} \\ \text{O:} \quad & \sum_{j=1}^n x_{ij} - \sum_{j=1}^n x_{ji} = b_j \quad \text{dla każdego węzła } i \\ & x_{ij} \leq u_{ij} \quad \text{dla każdego łuku } i \rightarrow j \\ \text{WB:} \quad & x_{ij} \geq 0 \quad \text{dla każdego łuku } i \rightarrow j \end{aligned} \quad (1)$$

Zmienne decyzyjne są określone jako x_{ij} i oznaczają przepływ przez łuk od węzła i do węzła j . Jednostkowe koszty przepływu to c_{ij} . Możliwa przepustowość łuku $ij - u_{ij}$. Przepływ przez sieć, wygenerowany w węźle i określony jest jako b_i , przy czym wartość ta zależy od specyfiki węzła i : gdy $b_i > 0$ to węzeł określany jest dostawca (źródło), gdy $b_i < 0$ to węzeł jest odbiorcą (ujściem), natomiast, gdy $b_i = 0$ jest to węzeł przeladunkowy.

Model MKPS może zostać rozbudowany o dalsze ograniczenia, wynikające z potrzeb rozpatrywanego zadania. Możliwe jest np. wykorzystanie ograniczeń ze zmiennymi binarnym, dzięki którym rozpatruje się różne warianty ograniczeń podczas jednego procesu rozwiązywania zadania. Przykładowo, możliwe jest zbudowanie N ograniczeń, z których K ograniczeń musi być wiążące w postaci (*K out of N constraints must hold*) [1]:

$$\sum_{p=1}^P a_{np} x_p \leq d_n + M y_n, \quad n = 1, \dots, N \quad (2)$$

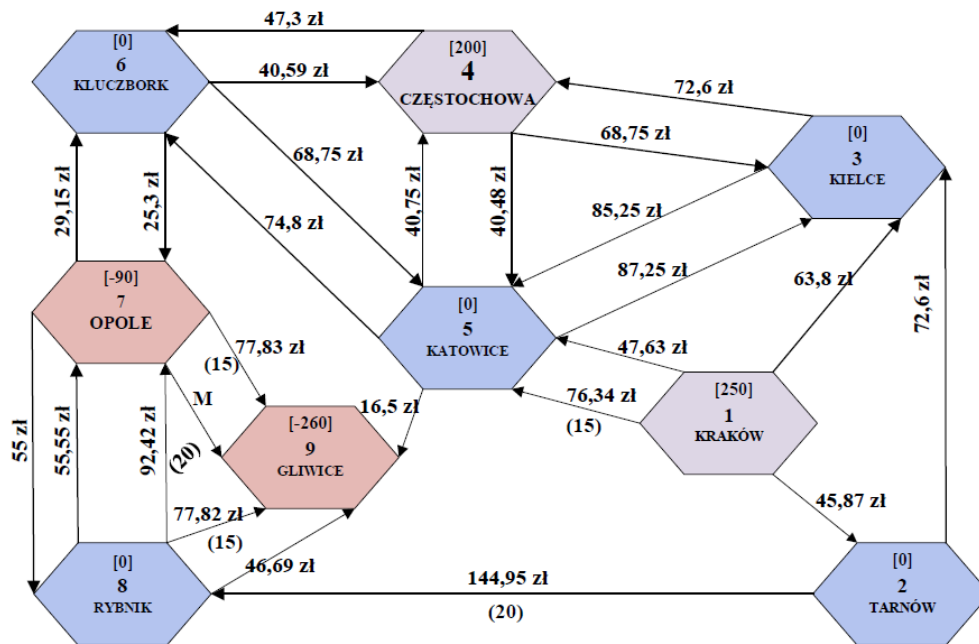
$$\sum_{n=1}^N y_n = N - K$$

gdzie P oznacza liczbę zmiennych, a_{np} i d_n to współczynniki lewej i prawej strony ograniczeń, y_n oznacza zmienną binarną, a M to duży współczynnik liczbowy.

Pewnym przypadkiem szczególnym tego typu ograniczeń są ograniczenia typu albo - albo (*either-or constraints*), w których wyboru dokonuje się spośród dwóch ograniczeń [1].

2. Problem decyzyjny

Optymalizacja sieci dystrybucji została przeprowadzona dla przedsiębiorstwa produkującego granulaty technicznych i mieszanki PCV. Firma, która posiada zakłady produkcyjne w Krakowie i Częstochowie, otrzymała zamówienie na produkcję granulatu. Ma on zostać dostarczony do zakładów w Gliwicach i Opolu. Dostawy będą odbywać się przez sieć dystrybucji przedstawioną na rys. 1.



Rys. 1. Sieć dystrybucji
Fig. 1. The distribution network

W skład sieci wchodzi 9 węzłów, w tym dwaj dostawcy i dwaj odbiorcy. Współczynniki b_i , charakteryzujące poszczególne węzły to wartości w nawiasach kwadratowych. Koszty transportu na poszczególnych trasach zostały umieszczone nad łukami, natomiast w nawiasach okrągłych, dla niektórych łuków, podano dopuszczalną przepustowość.

Pomiędzy niektórymi węzłami występuje więcej niż jedna możliwa droga przejazdu. Różnice kosztów przejazdów na takich drogach wynikają głównie z odległości i czasu przejazdu.

Możliwości dostawców zostały określone na podstawie zadania optymalizacji produkcji, w celu uzyskania maksymalnego zysku. We współczynnikach funkcji celu uwzględniono koszty, które należy ponieść podczas produkcji wynikające m.in. z konieczności przeszkolenia załogi, przestrojenia maszyn, wydatków na media, płac pracowniczych i podatków. Ostatecznie sformułowano zadanie z kwadratową funkcją celu, oraz ograniczeniami wynikającymi z rynkowego zapotrzebowania na produkt.

Model zadania sieciowego, oprócz ograniczeń typowych dla zadania MKPS (por. wzór (1)) został uzupełniony dodatkowymi ograniczeniami, o których informacje zawarto w tabeli 1. Pełny model zawiera 26 zmiennych decyzyjnych, na które nałożono warunki całkowitoliczbowości, 4 zmienne binarne oraz 25 ograniczeń zebranych w 9 grupach.

Tabela 1. Model matematyczny zadania sieciowego
Table 1. The mathematical model of the network problem

Funkcja celu		Minimalizacja kosztów przepływu towarów
Ograniczenia		
1.	węzły - dostawcy	Suma przewozu z Krakowa ≤ 250 Suma przewozu z Częstochowy ≤ 200
2.	węzły – pośrednie	Suma przewozu przez węzły 2, 3, 5, 6, i 8 = 0
3.	węzły odbiorcy	Suma przewozu Opola = -90 Suma przewozu do Gliwic = -270
4.	dopuszczalne przepustowości	$x_{15,2} \leq 15$, $x_{28} \leq 20$, $x_{79,1} \leq 20$, $x_{87,2} \leq 20$, $x_{89,1} \leq 15$
5.	przymusowy przejazd przez bazy magazynowe	Suma przewozu przez węzły 2, 3, 8 ≥ 10
6.	czas	Realizacja wszystkich przewozów w ciągu roku roboczego
7.	odległość	Realizacja wszystkich przewozów dla limitowanej liczby kilometrów
8.	ograniczenie albo - albo (<i>either – or constraint</i>)	Limit kilometrów przewozów na jednej z tras: <ul style="list-style-type: none"> • Kluczbork – Opole – Gliwice ≤ 5000 • Częstochowa – Katowice – Gliwice ≤ 4000
9.	K z N ograniczeń musi być wiążące ($K = 2$, $N = 3$)	Spełnienie 2 z 3 założeń dotyczących rocznych kosztów przewozów: <ul style="list-style-type: none"> • przewozy z Krakowa $\leq 2\%$ dochodu • przewozy z Częstochowy $\leq 2\%$ dochodu • całkowite koszty przewozu $\leq 3\%$ dochodu
Warunki brzegowe i całkowitoliczbowe		$x_{ij} \geq 0$, $i = 1, \dots, 8$, $j = 1, \dots, 9$, $x_{ij} \in C$
Zmienne binarne		y_1 dla ograniczenia albo – albo y_2, y_3, y_4 dla K z N ograniczeń musi być wiążące

3. Wyniki obliczeń

Wszystkich obliczeń dokonano z wykorzystaniem Solvera dla arkusza kalkulacyjnego Excel [3]. Wyniki dla zadania optymalizacji sieci dystrybucji przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wyniki obliczeń
Table 2. The results of calculations

Koszty transportu	27 898,7 zł
Zmienne decyzyjne	
Kraków	$x_{12} = 20, x_{13} = 10, x_{15,1} = 138$
Tarnów	$x_{28} = 20$
Kielce	$x_{35} = 10$
Częstochowa	$x_{45} = 92, x_{46} = 90$
Katowice	$x_{59} = 240$
Kluczbork	$x_{67} = 90$
Opole	$x_{79,1} = 10$
Rybnik	$x_{87,1} = 10, x_{89,2} = 10$
pozostałe zmienne	$x_{ij} = 0$
Ograniczenia ze zmiennymi binarnymi	
ograniczenie albo - albo	pierwsze ograniczenie jest wiążące
K z N ograniczeń musi być wiążące	drugie i trzecie ograniczenie jest wiążące

4. Wnioski

Otrzymane wyniki potwierdzają skuteczność stosowania programowania sieciowego w optymalizacji sieci dystrybucji. W przykładzie, narzucone zostały konieczności przejazdu przez niektóre węzły. Nałożone zostały również ograniczenia czasowe, kosztowe oraz odległościowe. Gdyby pozostawić tylko te, wynikające ze specyfiki programowania sieciowego, koszty transportu pomniejszyłyby się o 5477,4 zł. Należy pamiętać, że przeprowadzając proces optymalizacji powinno się zwracać uwagę na ogół i dążyć aby wszystkie warunki i ograniczenia były optymalne, nie tylko funkcja celu. Należy również, sprawdzić czy otrzymane optymalne rozwiązanie spełnia założone wymagania i czy można zastosować je w praktyce.

Literatura

1. Hillier F.S., Lieberman G.J., Introduction to operations research, McGraw-Hill (2010).
2. Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A., Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji, PWN, Warszawa (1980).
3. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2003).

ANALIZA NUMERYCZNA KOMPOZYTOWEJ OBUDOWY ANTENY W AEROKOSMICZNYCH WARUNKACH EKSPLOATACJI

inż. ARTUR ŁACH

Mechatronika, ME2, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Andrzej Katunin

Streszczenie. W artykule przedstawiono charakterystykę obciążeń oddziałujących na bezzałogowe statki kosmiczne w czasie ich startu i lotu wynoszącego na orbitę. Omówiono proces identyfikacji parametrów materiałowych laminatu polimerowego wykorzystanego do budowy obudowy anteny statku kosmicznego oraz zaprezentowano sposób modelowania struktur kompozytowych wzmacnianych włóknem w środowisku obliczeń numerycznych MSC Marc/Mentat. Przedstawiono wyniki analizy modalnej i analizy dynamicznej oraz wskazano sposób weryfikacji własności dynamicznych badanego elementu.



NUMERICAL ANALYSIS OF COMPOSITE ANTENNA HOUSING IN AEROSPACE OPERATION CONDITIONS

Abstract. The paper presents an overview of mechanical loading occurred in unmanned aerospace vehicles during launching and orbiting. The process of identification of the material properties of a laminate used for manufacturing of antenna housing in aerospace vehicles was discussed, and the modelling method of fiber-reinforced composite structures in MSC Marc/Mentat was presented. The results of modal and dynamic response were presented, and the verification procedure of dynamic properties of the investigated element was pointed out.

1. Wprowadzenie

Branża aerokosmiczna to dziś bez wątpienia jeden z najbardziej rozwiniętych technologicznie obszarów współczesnego przemysłu. Znacząco wygórowane wymagania niezawodnościowe oraz eksploatacyjne determinują wykorzystanie materiałów o wysokich własnościach wytrzymałościowych. Do takich z pewnością należą polimerowe kompozyty włókniste. Ze względu na bardzo dobrą sztywność i relatywnie niską masę oraz dobre właściwości termiczne od blisko półwieku są szeroko stosowane w budowie raket i bezzałogowych statków kosmicznych.

Elementy konstrukcji satelity podczas lotu orbitalnego narażone są na pracę w szerokim zakresie temperatur, zawierającym się przykładowo dla talerzy anten oraz paneli słonecznych w przedziale od -100°C do 100°C jak i poddawane różnego rodzaju wymuszeniom mechanicznym zachodzącym głównie w początkowej fazie misji kosmicznej [1]. W niniejszym opracowaniu skoncentrowano się na strukturalnej grupie obciążeń. Związane są one ze startem rakiety oraz lotem wynoszącym na orbitę zabieranego przez nią bezzałogowego statku kosmicznego. Zalicza się do nich przyspieszenia quasi-statyczne,

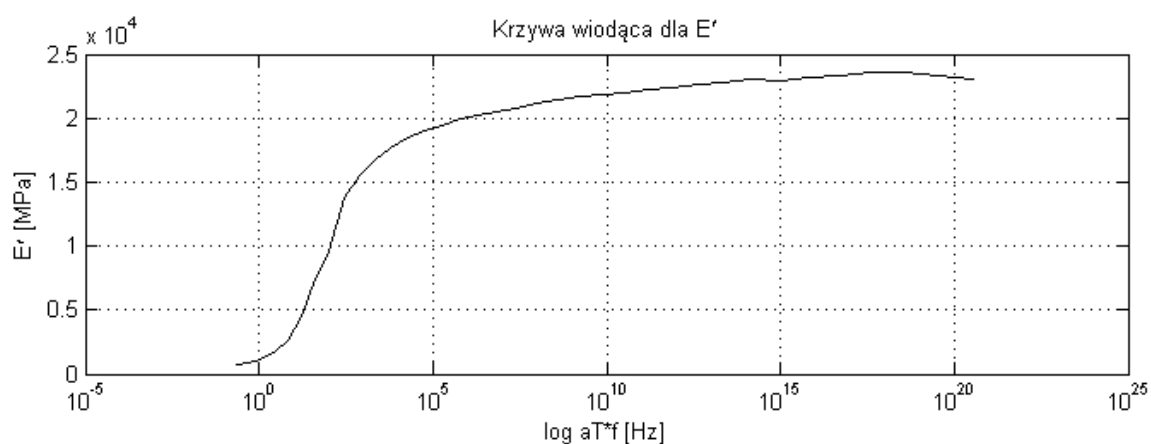
niskoczęstotliwościowe wymuszenia harmoniczne, wysokoczęstotliwościowe wymuszenia losowe, zjawiska akustyczne oraz wysokoamplitudowe wstrząsy. Te ostatnie mają charakter wybuchu wielopunktowego, stąd można je rozumieć jako silne, wysokoczęstotliwościowe wymuszenia impulsowe o bardzo krótkim czasie trwania. Źródłem ich występowania są operacje odłączania kolejnych stopni rakiety wynoszącej, odrzucania jej górnej owiewki, osłaniającej transportowany orbiter i wreszcie jego odłączenia [2].

Prowadzone analizy numeryczne dotyczą kompozytowej obudowy małej anteny mikropaskowej. Ich celem jest zasymulowanie zachowania obudowy poddanej działaniu wybranych obciążeń, zachodzących w czasie wynoszenia satelity oraz weryfikacja jej własności wytrzymałościowych. Szczególną uwagę poświęcono samemu materiałowi, z którego ma być wykonana rzeczywista obudowa. Jest nim prepreg z tkaniny węglowej o podwójnym splocie rządkowym, przeznaczony do technologii autoklawowej.

2. Identyfikacja parametrów laminatu polimerowego

Do opisu właściwości materiałowych zastosowano podejście makroskopowe, wyznaczając niezbędne stałe inżynierskie w sposób doświadczalny. Płytę potrzebną do przygotowania kształtek oraz statyczne badania rozciągania wykonano w Śląskim Centrum Naukowo-Technologicznym Przemysłu Lotniczego Sp. z o. o. W ich wyniku pozyskano parametry materiałowe charakteryzujące przypadek transwersalnej izotropii, takie jak wzdłużny i poprzeczny moduł sprężystości, moduł odkształcenia postaciowego oraz współczynnik Poissona.

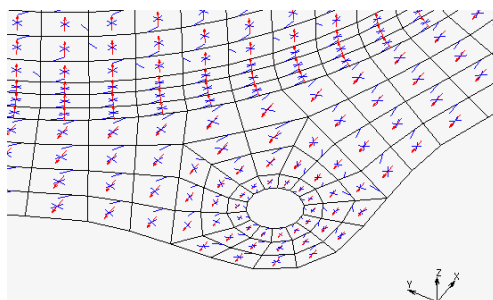
Ze względu na lepkosprężystą naturę polimerów i zależność ich właściwości mechanicznych od zmian temperatury, zachodzących w rozpatrywanych warunkach eksploatacyjnych, w celu identyfikacji własności dynamicznych materiału przeprowadzono testy DMA. Badania te zostały wykonane dzięki uprzejmości pracowników Zakładu Przetwórstwa Polimerów Politechniki Częstochowskiej. Wyznaczone zostały moduły dynamiczne, charakteryzujące sztywność materiału w warunkach zmiennej temperatury oraz tangens kąta przesunięcia fazowego między odkształceniem, a naprężeniem. Pozwoliło to w kolejnym kroku na wyznaczenie krzywej wiodącej charakteryzującej sztywność materiału zarówno w funkcji temperatury jak i częstotliwości wymuszenia (Rys. 1.).



Rys. 1. Uzyskana krzywa wiodąca dla modułu zachowawczego
Fig. 1. Obtained master curve for the storage modulus

3. Modelowanie struktur kompozytowych w środowisku obliczeń numerycznych

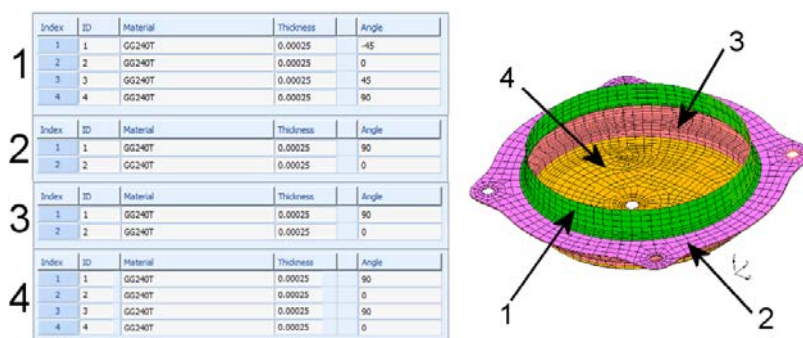
Całość konstrukcji obudowy została zamodelowana elementami skończonymi, cienkopowłokowymi. Na połączeniu obu części kołnierza zadano kontakt idealny (Rys. 3.). W pierwszej kolejności zdefiniowano materiał ortotropowy, wprowadzając pozyskane dane z badań doświadczalnych oraz literatury [3]. Własności lepkosprężyste materiału zamodelowano za pomocą szeregów Prony'ego [4]. W drugim kroku na powierzchni badanego obiektu zdefiniowano kierunek odniesienia zwany potocznie „kierunkiem zera materiałowego” (Rys. 2.). Powierzchnia obu części obudowy została podzielona na obszary, odpowiadające fragmentom tkaniny jakimi jest laminowany rzeczywisty element. Pierwotnie, każdy z obszarów został zamodelowany jako kompozyt dwuwarstwowy o konfiguracji [90/0]_T.



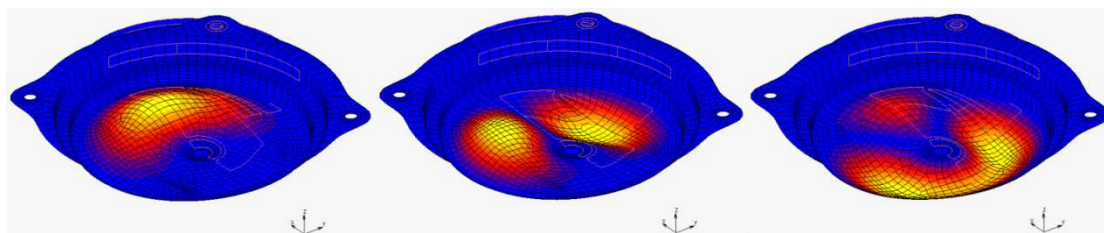
Rys. 2. Czerwone strzałki ilustrujące zerowy kierunek układu współrzędnych materiału
Fig. 2. Main direction of material coordinates defined by red arrows

4. Analiza modalna i optymalizacja struktury laminatu

Analiza modalna została przeprowadzona dla pasma częstotliwości 100 Hz – 10 kHz. Obudowa została odpowiednio utwierdzona, a oddziałującą na konstrukcję antenę zastąpiono masą skupioną połączoną elementami typu RBE2 z węzłami na powierzchniach korpusu. Zidentyfikowano 64 postacie własne. W kolejnym etapie dokonując 13 modyfikacji w strukturze kompozytu oraz dodając niewielkie przetłoczenie na walcowej powierzchni górnej części obudowy liczbę występujących postaci własnych w badanym zakresie częstotliwości zredukowano do 21. Końcową konfigurację struktury oraz wspomniane obszary przedstawiono na Rys. 3. Dzięki temu zostały całkowicie wyeliminowane postacie własne zmodyfikowanej geometrycznie części korpusu, a pierwsza częstotliwość własna ustaliła się na poziomie 1924 Hz. Masa końcowa obudowy wynosi 0,044 kg.



Rys. 3. Optymalna konfiguracja struktury laminatu polimerowego
Fig. 3. Optimal configuration of CFRP structure

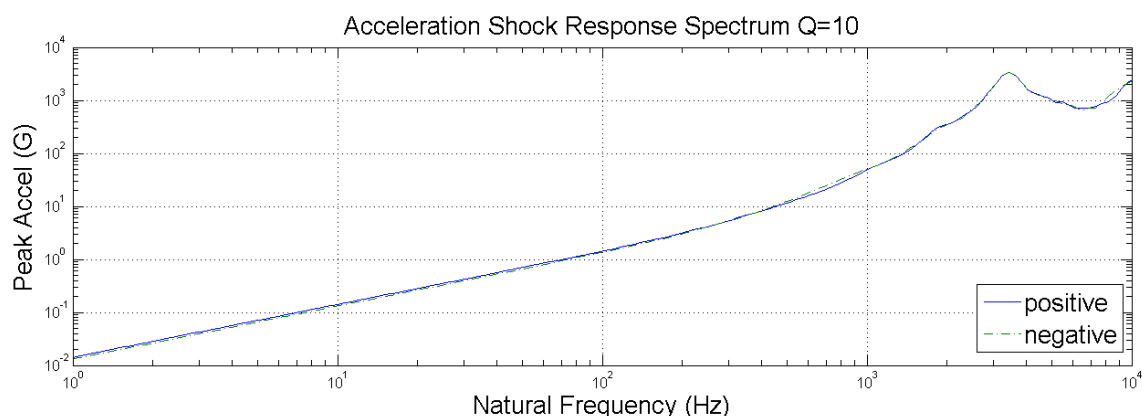


Rys. 4. Trzy kolejne postacie własne (od lewej: 1924 Hz, 2395 Hz, 2714 Hz)

Fig. 4. Three more eigenmodes (from left: 1924 Hz, 2395 Hz, 2714 Hz)

5. Analiza dynamiczna i odniesienie jej wyników do statycznej analizy modalnej

Warunki brzegowe symulacji obciążeń wstrząsowych zostały zdefiniowane w oparciu o ogólnie dostępną specyfikację rakiety VEGA [5]. Przeprowadzając symulację, dokonano weryfikacji konstrukcji pod względem generowanych naprężeń. Dokonano obserwacji odpowiedzi, stanowiącej przebieg wartości przyspieszenia w wybranych węzłach konstrukcji. Wykorzystując zgromadzone dane, jakim jest sygnał przyspieszenia w dziedzinie czasu oraz gotowy skrypt, otrzymano widmo odpowiedzi układu na wymuszenie wstrząsowe – ang. Shock Response Spectrum [6] (Rys. 5). Dzięki temu, dla znanych wartości częstotliwości własnych i przypadków obciążeń można określić przyspieszenia występujące w węzłach oraz prognozować stopień ich niebezpieczeństwa dla zniszczenia badanej konstrukcji.



Rys. 5. Widmo odpowiedzi przyspieszenia na wymuszenie wstrząsowe

Fig. 5. Shock Response Spectrum

Literatura

1. Larson W., Wertz J., Space Mission, Analysis and Design, Microcosm Press, El Segundo, California, USA (1999).
2. Space engineering, Spacecraft mechanical loads analysis handbook, ESA Requirements and Standards Division, Noordwijk, The Netherlands (2013).
3. HexPly® Prepreg Technology, www.hexcel.com.
4. Katunin A.: Degradacja cieplna laminatów polimerowych, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Gliwice (2012).
5. VEGA, User's manual, Arinspace (2014).
6. Irvine T., Shock spectrum Response – Matlab script, www.mathworks.com (2006).

ZASTOSOWANIE PROGRAMOWANIA BINARNEGO W PROBLEMACH WYBORU INWESTYCJI

inż. DOMINIKA ŁASKARZEWSKA

Mechanika i Budowa Maszyn, SMB, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

Streszczenie. W artykule przedstawiono przykładowy problem dotyczący optymalizacji decyzji inwestycyjnych w przedsiębiorstwie, z wykorzystaniem binarnego programowania liniowego. Dylemat ten dotyczył wyboru optymalnych projektów dla pięciu sformułowanych zadań. Do przeprowadzenia obliczeń wykorzystano program Microsoft Excel oraz WinQSB.



USING THE BINARY PROGRAMMING IN PROBLEMS OF CHOICE INVESTMENTS

Abstract. The article presents an example of a problem to optimize investment decisions in the company, using binary linear programming. This question concerned the choice of the optimal projects for five formulated tasks. To calculate used Microsoft Excel and WinQSB.

1. Wprowadzenie

Inwestycje są to wydatki finansowe firm na różne dobra i usługi, które, poprzez użycie ich do wytwarzania innych dóbr, mają za zadanie zapewnić w przyszłości wysoki pożytek dla przedsiębiorstwa. Często inwestycje są trudne do przewidzenia, a przedsiębiorstwa w pewnym stopniu podejmują ryzyko i poświęcają dysponowane dobra na rzecz niepewnych zysków w przyszłości. Celem inwestycji jest maksymalizacja zysków, przy jednoczesnym minimalizowaniu kosztów. Zakłada się co najmniej to, aby koszty były niższe od przychodów [1]. Wykorzystanie metod programowania liniowego pozwala na podjęcie decyzji inwestycyjnych w sposób racjonalny i poparty obliczeniami, dzięki czemu ryzyko zostanie wyeliminowane.

2. Sytuacja decyzyjna

Optymalizacja dotyczyła problemu występującego w przedsiębiorstwie, które zajmowało się obróbką detali z wykorzystaniem oprogramowania CAD/CAM oraz maszyn CNC. Wyodrębniono pięć zadań, dla których przygotowano projekty wraz z wyceną:

1. Modernizacja maszyny CNC: poprzez wymianę silnika i obudowy na nowe;
2. Zakup sprzętu komputerowego: z firmy Lenovo, HP, bądź Dell;
3. Zakup programu komputerowego: Catia, SolidWorks, bądź AlphaCAM;
4. Rozbudowa hali magazynowej: poprzez remont nieużywanej części magazynu, bądź poprzez dobudowę nowej hali;
5. Usprawnienie pracy wózków widłowych: poprzez modernizację czterech posiadanych wózków, bądź poprzez zakup dwóch nowych wózków.

Przedsiębiorstwo, ze względu na posiadane środki pieniężne, chciało rozłożyć inwestycje na dwa półrocza. Każdy z proponowanych projektów do zadania, przedstawiał koszty projektu w każdym z półroczy oraz płynący z niego dochód w przyszłym roku. Dla każdego z zadań inwestycyjnych należało wybrać maksymalnie jeden projekt. Wśród zadań pojawiają się zadania od siebie zależne: zakup programów komputerowych jest zależny od zakupu sprzętu komputerowego oraz usprawnianie prac wózków widłowych jest zależne od rozbudowy hali magazynowej. Zgromadzone dane przedstawiono w tabeli 1. Przedsiębiorstwo postanowiło dążyć do tego, aby dochód związany z realizacją zadania według danego projektu był jak największy [3].

Tabela 1. Posiadane informacje wraz z wprowadzonymi oznaczeniami
Table 1. The informations with designations introduced

<u>WPROWADZONE OZNACZENIA</u>	<u>POSIADANE INFORMACJE</u>	
n – liczba inwestycji	$n = 5$	
T – liczba okresów czasowych	$T = 2$	
p_i – liczba projektów dla i -tego zadania, $i = 1, 2, \dots, n$	$p_1 = 1$ $p_3 = 3$	$p_2 = 3$ $p_4 = 2$ $p_5 = 2$
c_{ij} – dochód (w zł.) wynikający z realizacji i -tego zadania według j -tego projektu, $i = 1, 2, \dots, n$ $j = 1, 2, \dots, p_i$	$c_{11} = 170\ 000$ $c_{21} = 28\ 000$ $c_{22} = 39\ 000$ $c_{23} = 34\ 000$ $c_{31} = 15\ 000$ $c_{32} = 13\ 000$	$c_{33} = 10\ 000$ $c_{41} = 75\ 000$ $c_{42} = 82\ 000$ $c_{51} = 9\ 000$ $c_{52} = 9\ 000$
b^t – wielkość środków pieniężnych (w zł.), jakie posiada przedsiębiorstwo w t -tym okresie czasowym, $t = 1, \dots, T$	$b^1 = 370\ 000$ $b^2 = 390\ 000$	
b^t_{ij} – środki pieniężne (w zł.) potrzebne do realizacji i -tego zadania według j -tego projektu w t -tym okresie czasowym, $i = 1, 2, \dots, n$ $j = 1, 2, \dots, p_i$ $t = 1, \dots, T$	$b^1_{11} = 150\ 000$ $b^1_{21} = 30\ 000$ $b^1_{22} = 40\ 000$ $b^1_{23} = 37\ 000$ $b^1_{31} = 10\ 000$ $b^1_{32} = 12\ 000$ $b^1_{33} = 11\ 000$ $b^1_{41} = 100\ 000$ $b^1_{42} = 115\ 000$ $b^1_{51} = 10\ 000$ $b^1_{52} = 8\ 000$	$b^2_{11} = 170\ 000$ $b^2_{21} = 32\ 000$ $b^2_{22} = 36\ 000$ $b^2_{23} = 38\ 000$ $b^2_{31} = 11\ 000$ $b^2_{32} = 10\ 000$ $b^2_{33} = 10\ 000$ $b^2_{41} = 95\ 000$ $b^2_{42} = 105\ 000$ $b^2_{51} = 9\ 000$ $b^2_{52} = 10\ 000$

Wykorzystanie programowania binarnego wiąże się z koniecznością utworzenia modelu matematycznego zadania, w którym można wyodrębnić: funkcję celu, ograniczenia, warunki brzegowe oraz warunki całkowitoliczbowości [2]. Budowę modelu rozpoczęto od zdefiniowania zmiennych decyzyjnych:

$$x_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{jeżeli } i\text{-te zadanie ma być realizowane według } j\text{-tego projektu} \\ 0, & \text{jeżeli } i\text{-te zadanie ma nie być realizowane według } j\text{-tego projektu} \end{cases} \quad (1)$$

Model matematyczny dla opisywanego problemu ma następującą postać:

$$\text{FC: } \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{p_i} c_{ij} x_{ij} \rightarrow \text{MAX}$$

$$\text{O: } \sum_{j=1}^{p_i} x_{ij} \leq 1$$

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{p_i} b_{ij}^t x_{ij} \leq b^t, \quad t = 1, \dots, T \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^{p_i} x_{ij} \leq \sum_{j=1}^{p_g} x_{gj} \quad \langle i, g \rangle \in Z;$$

Z – zależność między zadaniami, $g = 1, 2, \dots, n$

$$\text{WB: } x_{ij} \geq 0$$

$$\text{WCA: } x_{ij} \in \{0, 1\}$$

Ostatecznie model matematyczny z uwzględnieniem danych z tabeli 1 ma postać:

$$\text{FC: } 170\,000x_{11} + 28\,000x_{21} + 39\,000x_{22} + 34\,000x_{23} + 15\,000x_{31} + 13\,000x_{32} + 10\,000x_{33} + 75\,000x_{41} + 82\,000x_{42} + 9\,000x_{51} + 9\,000x_{52} \rightarrow \text{MAX}$$

$$\text{O: } \begin{cases} x_{11} \leq 1 \\ x_{21} + x_{22} + x_{23} \leq 1 \\ x_{31} + x_{32} + x_{33} \leq 1 \\ x_{41} + x_{42} \leq 1 \\ x_{51} + x_{52} \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} 150\,000x_{11} + 30\,000x_{21} + 40\,000x_{22} + 37\,000x_{23} + 10\,000x_{31} + 12\,000x_{32} + 11\,000x_{33} + 100\,000x_{41} + 115\,000x_{42} + 10\,000x_{51} + 8\,000x_{52} \leq 370\,000 \\ 170\,000x_{11} + 32\,000x_{21} + 36\,000x_{22} + 38\,000x_{23} + 11\,000x_{31} + 10\,000x_{32} + 10\,000x_{33} + 95\,000x_{41} + 105\,000x_{42} + 9\,000x_{51} + 10\,000x_{52} \leq 390\,000 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_{21} + x_{22} + x_{23} \leq x_{31} + x_{32} + x_{33} \\ x_{41} + x_{42} \leq x_{51} + x_{52} \end{cases}$$

$$\text{WB: } x_{ij} \geq 0$$

$$\text{WCA: } x_{ij} \in \{0, 1\}$$

3. Wyniki obliczeń

Obliczenia wykonano w programie Microsoft Excel z dodatkiem Solver oraz w programie WinQSB. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 1 oraz 2.

ZMIENNE DECYZYJNE: Wybór projektu dla każdego zadania (1-"tak", 0-"nie")			
	Projekty nr1	Projekty nr 2	Projekty nr 3
Dla zad. nr 1	1		
Dla zad. nr 2	0	1	0
Dla zad. nr 3	1	0	0
Dla zad. nr 4	0	1	
Dla zad. nr 5	1	0	
Maksymalny dochód z inwestycji			
fc:	315000		

Rys. 1. Wyniki z programu Microsoft Excel
Fig. 1. The results from Microsoft Excel

11-29-2015 16:22:17	Decision Variable	Lower Bound	Upper Bound	Solution Value	Variable Type	Status
1	X11	0	1,0000	1,0000	Binary	Yes
2	X21	0	1,0000	0	Binary	Yes
3	X22	0	1,0000	1,0000	Binary	Yes
4	X23	0	1,0000	0	Binary	Yes
5	X31	0	1,0000	1,0000	Binary	Yes
6	X32	0	1,0000	0	Binary	Yes
7	X33	0	1,0000	0	Binary	Yes
8	X41	0	1,0000	0	Binary	Yes
9	X42	0	1,0000	1,0000	Binary	Yes
10	X51	0	1,0000	1,0000	Binary	Yes
11	X52	0	1,0000	0	Binary	Yes
Current		OBJ(Maximize) = 315 000,0000		>= ZL =	-M	New incumbent

Rys. 2. Wyniki z programu WinQSB
Fig. 2. The results from WinQSB

Przedsiębiorstwo osiągnie maksymalny zysk wynoszący 315000 zł, gdy: zmodernizuje maszynę CNC poprzez wymianę silnika i obudowy na nowe, zakupi nowy sprzęt komputerowy z firmy HP, zakupi nowy program komputerowy Catia, rozbuduje halę magazynową poprzez dobudowę nowej hali oraz usprawni pracę wózków widłowych dzięki modernizacji czterech posiadanych wózków.

4. Podsumowanie

Konieczność podejmowania decyzji to nieodzowna część pracy przedsiębiorstw. Dzięki szybkiej pracy programów, inwestycyjne mogą być podejmowane w znacznie krótszych terminach. Duża liczba danych i wiążące się z tym ograniczenia wymagające rozbudowanych obliczeń, nie muszą powodować przestojów w realizacji zamówień i podejmowaniu inwestycji. Optymalizacja decyzji za pomocą metod programowania liniowego i przytoczonych programów zmniejsza również ryzyko popełnienia błędów w obliczeniach, a co za tym idzie, zmniejsza ryzyko podjęcia nieopłacalnej decyzji. Optymalizacja pozwala na wybranie najlepszej decyzji, z uwzględnieniem wszystkich koniecznych informacji i ograniczeń.

Literatura

1. Ignasiak E., Badania operacyjne. Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2001).
2. Majchrzak E., Badania operacyjne. Teoria i zastosowania. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
3. http://tarapata.strefa.pl/p_efektywnosc_systemow_informatycznych/download/optymaliza_cop_decyzji_inwestycyjnych_czI.pdf (link z dnia 16.12.2015r).

WERYFIKACJA HIPOTEZ STATYSTYCZNYCH Z ZASTOSOWANIEM PAKIETU STATISTICA

inż. MONIKA MACURA

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr I, SMB, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz prof. Pol. Śl.

Streszczenie. Artykuł poświęcony jest weryfikacji hipotez statystycznych z wykorzystaniem pakietu STATISTICA. Weryfikacja hipotez statystycznych została przeprowadzona dla danych dotyczących liczby napraw usterek układu mechanicznego i usterek układu elektrycznego trzech wybranych modeli samochodów w okresie 2010 – 2014. Usterki obu układów zostały zestawione w tabeli w 52 tygodniach w ciągu roku. Celem przeprowadzonych analiz było znalezienie zależności pomiędzy usterkami układu mechanicznego i układu elektrycznego.



VERIFICATION OF STATISTICAL HYPOTHESES USING THE STATISTICA

Abstract. The article is about the verification of statistical hypotheses using STATISTICA. Verification of the statistical hypotheses was carried out for data on the number of repair defects of the mechanical and electrical system malfunctions three selected models of cars in the period 2010 – 2014. The faults of both systems are summarized in the table in 52 weeks during the year. The aim of the analysis was to find the relationship between defects of the mechanical system and the electrical system.

1. Wprowadzenie

Weryfikacja hipotez statystycznych stanowi podstawową dziedzinę statystyki i jest jedną z metod wnioskowania statystycznego. Hipotezę statystyczną pojmuje się jako przypuszczenie odnoszące się do rozkładu zbiorowości generalnej. Pierwszym krokiem w analizie statystycznej jest określenie hipotezy badawczej, czyli problemu badawczego, jak również najbardziej przypuszczalnego rozwiązania. Odpowiednie sprecyzowanie hipotezy istotnie decyduje o sukcesie badawczym. Wskazane jest aby hipoteza była określona tak, by bez problemu ją zaakceptować lub odrzucić. Wyróżnia się hipotezy parametryczne, które dotyczą wartości nieznanymi parametrów w populacji generalnej oraz hipotezy nieparametryczne, które odnoszą się do nieznanego kształtu rozkładów dla obserwowanych zmiennych losowych w zbiorowości generalnej [1, 2]. Z hipotezami parametrycznymi związane są testy parametryczne, natomiast z hipotezami nieparametrycznymi związane są testy nieparametryczne. Testy te pozwalają zweryfikować postawioną hipotezę [3]. Zarówno wśród hipotez parametrycznych, jak i nieparametrycznych wyróżnia się hipotezę zerową oraz hipotezy alternatywne. Hipoteza zerowa (H_0) jest hipotezą podlegającą weryfikacji. Jej treścią jest stwierdzenie braku jakiegokolwiek różnicy pomiędzy wynikami z próby losowej, a parametrami lub teoretycznymi rozkładami w zbiorowości generalnej. Tymczasem hipoteza alternatywna (H_1) jest przeciwieństwem hipotezy zerowej. Poprzez hipotezy alternatywne rozumie się wszystkie pozostałe oraz możliwe założenia, z wyłączeniem postawionej hipotezy

zerowej. Należy dodać, iż hipoteza zerowa jest zawsze jedna, z kolei hipotez alternatywnych może być wiele. W celu weryfikacji hipotezy zerowej należy zdefiniować hipotezy alternatywne [1, 2].

2. Analiza danych

W celu wykonania odpowiednich testów statystycznych, dane zostały odpowiednio uporządkowane. W pierwszej kolejności testy zostały przeprowadzone dla otrzymanego zestawu danych, czyli dla liczby napraw usterek układu mechanicznego i usterek układu elektrycznego zebranych w 52 tygodnie w ciągu roku. Następnie dane pogrupowano po 4 tygodnie i w wyniku tego powstało 13 przypadków przypominających rozkład miesięczny. Kolejnym krokiem było zebranie danych w 4 przypadki, co odpowiadało czterem kwartałom w ciągu roku. Natomiast na zakończenie dane pogrupowano względem pór roku, aby sprawdzić sezonowość i odpowiedzieć na pytanie czy być może to ona wpływa na liczbę usterek obu układów. Narzędziem pracy było zintegrowane oprogramowanie statystyczne i analityczne wydane przez firmę StatSoft Polska – STATISTICA, wersja 12.5. Program oferuje wszechstronny zestaw narzędzi analitycznych oraz umożliwia między innymi statystyczną analizę danych, tworzenie wykresów, czy generowanie raportów. W programie STATISTICA dane zebrane są w przypadki oraz zmienne. Przypadki są odpowiednikiem wierszy, z kolei zmienne opowiadają kolumnom w arkuszu kalkulacyjnym [3, 4]. Analiza liczby napraw usterek układu mechanicznego i usterek układu elektrycznego przebiegała za każdym razem w kilku podstawowych etapach. Pierwszym krokiem analizy było pogrupowanie danych i zadanie sobie kilku podstawowych pytań w jaki sposób będą one między sobą porównywane. Następnie dla każdego zestawu danych opracowano podstawowe statystyki opisowe, które zostały przedstawione w formie tabelarycznej. Program obliczył średnią, sumę, minimum, maksimum, wariancję oraz odchylenie standardowe dla każdego modelu, danego układu i danego roku. Trzeci krok dotyczył sprawdzenia czy rozkład porównywanych grup jest rozkładem normalnym, co jest założeniem koniecznym do zastosowania testów parametrycznych. Kolejnym etapem był wybór odpowiedniego testu statystycznego oraz przeprowadzenie analizy i na zakończenie wyciągnięcie wniosków.

3. Przykładowa analiza danych

W celu odpowiedzi na pytanie czy częściej awarii ulegał układ mechaniczny, czy układ elektryczny w sumie dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014 dokonano analizy liczby usterek układu mechanicznego (W/um) i układu elektrycznego (W/ue) dla wszystkich modeli samochodów w podanym okresie. Pierwszym etapem analizy było pogrupowanie odpowiednio danych oraz zebranie ich w tabeli. Następnie przedstawiono charakterystyki porównywanych zmiennych, czyli wykonano statystyki opisowe, które zostały przedstawione w tabeli 1.

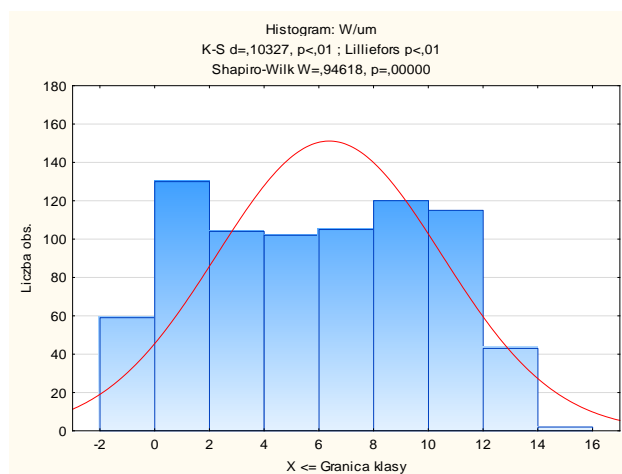
Tabela 1. Statystyki opisowe

Table 1. Descriptive statistics

Zmienna	Statystyki opisowe						
	Nważnych	Średnia	Suma	Minimum	Maksimum	Wariancja	Odch.std
W/um	780	6,382	4978	0	15	16,953	4,117
W/ue	780	5,710	4454	0	13	13,618	3,690

Kolejnym etapem analizy było sprawdzenie czy rozkład porównywanych zmiennych jest rozkładem normalnym. Program generuje wykresy, a nad nimi wyniki testu Kołmogorowa – Smirnowa oraz Shapiro – Wilka, na podstawie których można przyjąć lub odrzucić hipotezę

zerową mówiącą o tym, że rozkład badanej zmiennej jest rozkładem normalnym. Przykładowy histogram dla analizowanych zmiennych został pokazany na rys. 1.



Rys. 1. Histogram dla usterek układu mechanicznego
Fig. 1. The histogram for the faults of a mechanical system

Analizując wygenerowane histogramy należy hipotezę zerową odrzucić, ponieważ $p < \alpha$, więc rozkład analizowanych zmiennych nie jest rozkładem normalnym. W wyniku tego należy zastosować test nieparametryczny. W tym celu postawiono hipotezę zerową oraz hipotezę alternatywną. Hipoteza zerowa będzie weryfikowana wobec hipotezy alternatywnej:

H_0 : liczba napraw układu mechanicznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014 nie różni się od liczby napraw układu elektrycznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014,

H_1 : liczba napraw układu mechanicznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014 różni się od liczby napraw układu elektrycznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014.

Następnie wykonano dwa testy nieparametryczne: test znaków oraz test kolejności par Wilcoxon. Po wykonaniu analizy otrzymano arkusz wyników zarówno dla jednego jak i drugiego testu. Wynik testu kolejności par Wilcoxon pokazano w tabeli 2.

Tabela 2. Wynik testu kolejności par Wilcoxon
Table 2. The result of the Wilcoxon test

Para zmiennych	Test kolejności par Wilcoxon (Arkusz41)			
	N	T	Z	p
W/um & W/ue	743	120837,0	2,966498	0,003012

Na podstawie wartości prawdopodobieństwa testowego (p), w obu testach można wyciągnąć wniosek, że na danym poziomie istotności $\alpha = 0,05$ hipotezę zerową należy odrzucić na korzyść hipotezy alternatywnej ($p < \alpha$). Występuje istotna statystycznie różnica pomiędzy liczbą usterek układu mechanicznego, a liczbą usterek układu elektrycznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014. Z kolei na podstawie średniej można wysunąć wniosek, iż w okresie 2010 – 2014 bardziej awaryjny był układ mechaniczny niż układ elektryczny we wszystkich modelach samochodów.

4. Wnioski

W celu dokonania weryfikacji hipotez statystycznych dla otrzymanego zestawu danych wykonano niezbędną liczbę testów statystycznych. Wniosków jest wiele, ponieważ podczas porównywania ze sobą pewnych grup pod względem analizowanej zmiennej prawie zawsze występują różnice. Jednak pojawienie się różnic jeszcze niczego nie dowodzi. Dopiero gdy zostanie zastosowany odpowiedni test statystyczny: parametryczny bądź nieparametryczny można stwierdzić, czy wyniki w porównywanych grupach są istotne statystycznie. Graficznym zinterpretowaniem otrzymanego wyniku może być m.in. wykres interakcji. Wykres interakcji dla wykonanej powyżej analizy przedstawiono na rys. 2. Reasumując, na podstawie wartości średniej można powiedzieć, iż bardziej awaryjny był układ mechaniczny niż układ elektryczny, prawie za każdym razem w wykonanych grupowaniach. W każdej z przeprowadzonych analiz dla kolejno zebranych danych w 52 przypadki, 13 przypadków, kwartały oraz pory roku istotna statystycznie różnica wystąpiła za każdym razem:

- pomiędzy liczbą napraw usterek układu mechanicznego, a liczbą napraw usterek układu elektrycznego dla wszystkich modeli samochodów w okresie 2010 – 2014 (bardziej usterkowy był układ mechaniczny),
- w kolejnych latach pomiędzy liczbą usterek układu elektrycznego dla wszystkich modeli samochodów (z roku na rok usterek było coraz mniej),
- w kolejnych latach pomiędzy liczbą zsumowanych usterek układu mechanicznego i układu elektrycznego w sumie dla wszystkich modeli samochodów (z roku na rok usterek było coraz mniej).

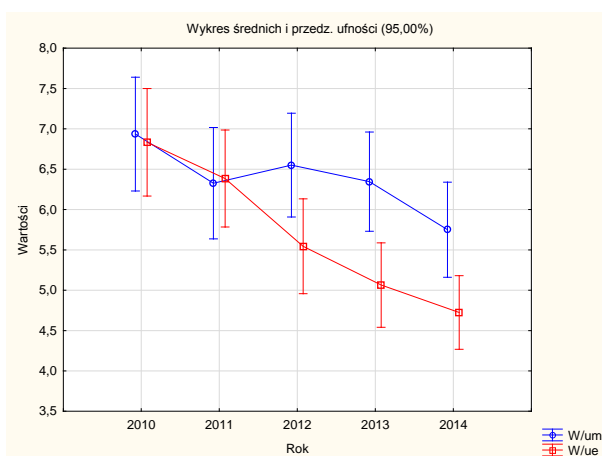
Wyciągając końcowe wnioski można zauważyć, że:

- grupowanie pozwoliło wykonać analizy za pomocą testów parametrycznych,
- dla wyników istotnych statystycznie dla odpowiednich grupowań za każdym razem dla każdego zestawu danych częściej awarii ulegał układ mechaniczny niż układ elektryczny,
- dla wyników istotnych statystycznie dla odpowiednich grupowań dla każdego zestawu danych usterek z roku na rok było coraz mniej.

Należy dodać, że program STATISTICA dzięki łatwej obsłudze, szerokim zestawie narzędzi analitycznych oraz możliwości tworzenia rozmaitych wykresów spełnił swoją rolę do przeprowadzenia weryfikacji hipotez statystycznych.

Literatura

1. Luszniwicz A., Statystyka nie jest trudna. Metody wnioskowania statystycznego, PWE, Warszawa (1997).
2. Luszniwicz A., Słaby T., Statystyka z pakietem komputerowym STATISTICA PL. Teoria i zastosowanie, C.H.BECK, Warszawa (2001).
3. Stanisław A., Przystępny kurs statystyki w oparciu o program STATISTICA PL na przykładach z medycyny, Kraków (1998).
4. [<http://www.statsoft.pl/O-Firmie/O-nas/StatSoft-Polska>] z dnia 25.11.2015r.



Rys. 2. Wykres interakcji
Fig. 2. The graph interaction

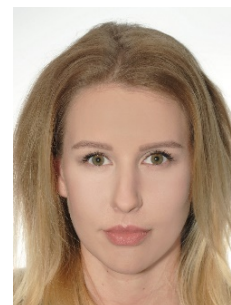
PROCES PODEJMOWANIA OPTYMALNEJ DECYZJI W PLANOWANIU PRODUKCJI

inż. ANETA NIEWIADOMSKA

Mechanika i Budowa Maszyn, SBM, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono zadanie podejmowania decyzji w celu optymalizacji produkcji szczepionek na grypę. Rozpatrywano przypadki podejmowania decyzji bez oraz z przeprowadzeniem eksperymentu. Optymalne decyzje zostały określone na podstawie trzech reguł decyzyjnych – Walda, maksymalnego prawdopodobieństwa i Bayesa. Wyniki obliczeń przedstawiono w formie drzewa decyzyjnego.



DECISION – MAKING PROCESS FOR OPTIMIZATION OF THE PRODUCTION PLAN

Abstract. In the paper the problem of decision – making process for optimization of influenza vaccines' production process is presented. Two cases of decision analysis: *without* and *with experimentations* are taken into account. The optimal decision was determined on the basis of three decision rules: Wald's criterion, maximum likelihood criterion and Bayes' criterion. The results of calculations in the form of the decision tree are shown.

1. Wprowadzenie

Kluczowym etapem w procesie podejmowanie decyzji jest jasne określenie celu. Zwykle jego sprecyzowanie jest prostym zadaniem, natomiast zdarza się, że wymaga wyznaczenia celów pośrednich, łatwiejszych do wyznaczenia przez podział zadania. W prezentowanej pracy wybór optymalnego rozwiązania będzie oparty na grach z naturą, w których wykorzystywane są reguły decyzyjne: Walda, maksymalnego prawdopodobieństwa oraz Bayesa. Istotą używanych kryteriów jest wybór stanu natury, wskazującego na strategię optymalną, który przyniesie graczowi największą korzyść [1, 2].

Podejmowanie decyzji może odbywać się bez oraz z przeprowadzeniem eksperymentu, czyli w warunkach, gdy gracz nie posiada informacji ułatwiających podjęcie decyzji lub gdy znajduje się w sytuacji przeciwnej, a dodatkowe dane wynikają z jego obserwacji i badań. Taki stan charakteryzowany jest przez dwa współczynniki: EVI (*expected value of experimentation*) i EVPI (*expected value of perfect information*), które pozwalają sprawdzić czy eksperyment jest wart przeprowadzenia [1].

Ciąg działań i zdarzeń można przedstawić za pomocą drzewa decyzyjnego, które jest graficzną interpretacją procesu decyzyjnego, ułatwiającego analizę występujących w nim elementów sytuacyjnych. Zbudowane są one z gałęzi oraz dwóch rodzajów węzłów: decyzyjnych oraz losowych.

2. Problem decyzyjny

Skuteczność wykorzystania zagadnienia gier z naturą oraz metody drzewa decyzyjnego została ukazana na przykładzie przedsiębiorstwa GripMED specjalizującego się w produkcji szczepionek na grypę, przygotowującego się na sezon zachorowań na rok 2015. Celem przedsiębiorstwa jest zaplanowanie optymalnej produkcji szczepionek przeciwko grypie, która przyniesie firmie jak największe zyski z ich sprzedaży [3].

Firma, aby określić liczbę zachorowań w sezonie 2015 posługuje się danymi z lat 2011 – 2014 (Tabela 1).

Tabela 1. Liczba osób chorych na grypę w latach 2011 - 2014
Table 1. The number of flu patients in the years 2011 - 2014

Lata	Liczba osób chorych
2011	310 164
2012	645 012
2013	718 002
2014	1 016 988

Przedsiębiorstwo GripMED musi dostosować liczbę wyprodukowanych szczepionek do zapotrzebowania. Rozpatrzono trzy przypadki zachorowań, odpowiadające stanom natury z uwzględnieniem prawdopodobieństwa ich wystąpienia:

- Ponad przeciętna liczba zachorowań (z^+) z prawdopodobieństwem wystąpienia 0,5. Odpowiada ona liczbie zachorowań na grypę z roku 2014 i wynosi 1 016 988.
- Przeciętna liczba zachorowań (z) z prawdopodobieństwem wystąpienia 0,3. Jest ona równa 672 542 i odpowiada średniej liczbie chorych z lat 2011 – 2014.
- Poniżej przeciętna liczba zachorowań (z^-), z prawdopodobieństwem wystąpienia 0,2. Odpowiada ona liczbie zachorowań na grypę z roku 2011 i wynosi 310 164.

Uwzględniając powyższe przypadki, przedsiębiorstwo rozważa trzy strategie działania:

- Zmodernizowanie swojej linii produkcyjnej (**M**). Wiąże się to z zatrudnieniem 5 nowych pracowników oraz zwiększeniem produkcji o 15%.
- Nie podejmowanie działań (**B**).
- Ograniczenie produkcji szczepionek o 15% oraz zmniejszenie ilości zatrudnionych osób do 30 pracowników (**R**).

Czysty zysk przedsiębiorstwa odpowiadający trzem stanom natury przy odpowiedniej strategii postępowania przedsiębiorstwa został przedstawiony w tabeli 2.

Tabela 2. Macierz wypłat – zysk netto przedsiębiorstwa [zł]
Table 2. Payoff matrix – net profit of the company [pln]

	Stany natury		
	z^+	z	z^-
M	13 326 303	7 380 639	1 125 460
B	13 496 790	8 326 648	2 887 362
R	11 459 641	7 065 021	2 441 627
Prior probabilities	0,5	0,3	0,2

3. Wyniki obliczeń

Wykorzystując kryteria Walda i Bayesa oraz regułę decyzyjną maksymalnego prawdopodobieństwa dokonano zestawienia wypłat, odpowiednich dla poszczególnych kryteriów oraz wybrano optymalne wypłaty, które zaznaczono czcionką pogrubioną. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Wartość wypłaty w zależności od zastosowanej reguły decyzyjnej [zł]

Table 3. The value of the payment depending upon the decision rule [pln]

	Stan natury			Wald	maks. prawd.	Bayes
	z^+	z	z^-			
<i>M</i>	13 326 303	7 380 639	1 125 460	1 125 460	13 326 303	9 102 435
<i>B</i>	13 496 790	8 326 648	2 887 362	2 887 362	13 496 790	9 823 862
<i>R</i>	11 459 641	7 065 021	2 441 627	2 441 627	11 459 641	8 337 652
Prior probabilities	0,5	0,3	0,2		0,5	

Przedsiębiorstwo GripMED dąży do maksymalizacji swoich zysków, dlatego też przeprowadza eksperyment mający na celu zwiększenie wiedzy na temat ilości zachorowań w roku 2015. Najkorzystniejszą sytuacją dla firmy byłby obserwowalny wzrost zachorowań, dlatego po przeprowadzeniu dodatkowych badań naukowych, mogą mieć miejsce dwie sytuacje:

- korzystny wynik przeprowadzonych badań (*PTR – positive test result*), co oznacza, że wystąpienie ponadprzeciętnej liczby zachorowań jest bardzo prawdopodobne,
- niekorzystny wynik przeprowadzonych badań (*NTR – negative test result*) oznaczający, że wystąpienie ponad przeciętnej liczby zachorowań jest bardzo nieprawdopodobne.

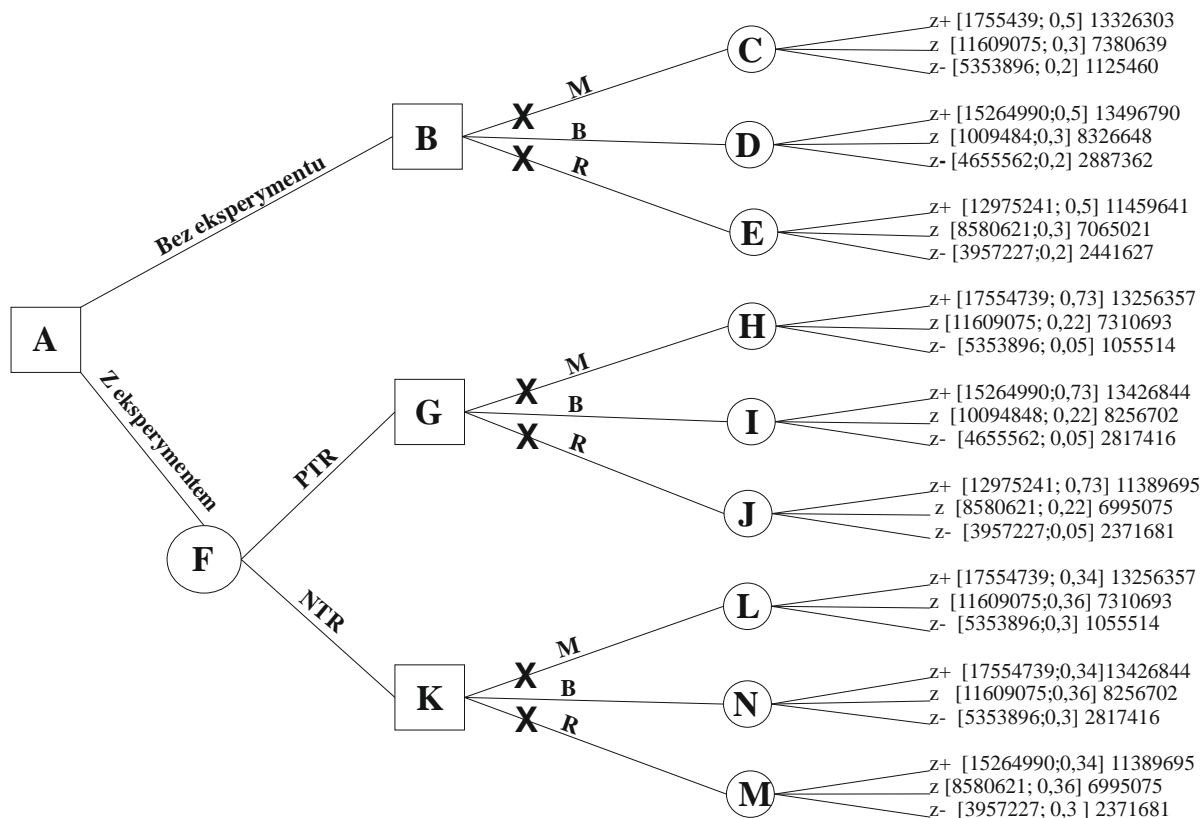
Biorąc pod uwagę wynik przeprowadzonego eksperymentu a także wartości wskaźników korzystnego oraz negatywnego wyniku badań, dokonano wyboru optymalnej strategii postępowania. Wartości wypłat dla poszczególnych stanów natury i strategii postępowania przedstawia tabela 4.

Tabela 4. Określenie optymalnej strategii – z przeprowadzeniem eksperymentu

Table 4. Determining the optimal strategy - with experimentation case

	Stan natury			$v_{j,PTR}$	$v_{j,NTR}$
	z^+	z	z^-		
<i>M</i>	13 326 303	7 380 639	1 125 460	11 356 048	7 417 812
<i>B</i>	13 496 790	8 326 648	2 887 362	11 774 401	8 349 849
<i>R</i>	11 459 641	7 065 021	2 441 627	9 985 119	7 074 250

Wyniki przeprowadzonych obliczeń można przedstawić za pomocą drzewa decyzyjnego. Jego uzupełnienie o znane wartości oraz prawdopodobieństwa, jest gwarantem jego gotowości do zidentyfikowania optymalnych decyzji, poprzez jego analizę. Drzewo decyzyjne stworzone dla problemu optymalizacji produkcji szczepionek przeciwko grypie dla przedsiębiorstwa GripMED przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Kompletne drzewo decyzyjne
 Fig. 1. The complete decision tree

4. Wnioski

W pracy przedstawiono sposób wykorzystania reguł decyzyjnych wspomagających proces podejmowania optymalnych decyzji, które, zarówno w warunkach niepewności, jak i w sytuacji, gdy dysponujemy dodatkowymi informacjami, są skutecznym narzędziem doradczym. Ich efektywność wzmacniana jest dodatkowo dzięki zastosowaniu graficznych metod analizy sytuacji, jakimi są drzewa decyzyjne. Proces podejmowania decyzji przy użyciu wymienionych powyżej narzędzi, daje możliwość zapoznania się ze wszystkimi wariantami postępowania oraz efektami wywołanymi przy ich zastosowaniu. Umożliwia to zastanowienie się nie tylko nad propozycjami najlepszymi, ale także nad pozostałymi możliwościami. Warianty te mogą być modyfikowane, wskutek czego, strategia dotąd nienajlepsza, staje się rozwiązaniem optymalnym.

Literatura

1. Hillier F.S., Liberman G.J., Introduction to operations research, McGraw – Hill (2010).
2. Majchrzak E. (red.), Badania operacyjne, teoria I zastosowania, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).
3. Niewiadomska A., Proces podejmowania optymalnej decyzji w planowaniu produkcji, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2016).

BADANIE WŁASNOŚCI MECHANICZNYCH LODU ORAZ JEGO WPŁYW NA STAN NAPRĘŻENIA W KONSTRUKCJACH

inż. MATEUSZ NOWAK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Streszczenie. Tematem artykułu jest zbadanie własności mechanicznych lodu oraz analiza jego wpływu na konstrukcje. Wykonano wstępne prowizoryczne badania wytrzymałościowe lodu, a następnie dokładne na maszynie wytrzymałościowej. Następnie przeprowadzono modelowanie próby laboratoryjnej za pomocą metody elementów skończonych (MES). Wykonano obliczenia analityczne i MES kołowej płyty lodowej unoszącej się na wodzie i obciążonej siłą skupioną.



A STUDY OF MECHANICAL PROPERTIES OF ICE AND ITS INFLUENCE ON STRUCTURES

Abstract. The aim of this article is to study mechanical properties of ice and analysis its influence on structures. A preliminary strength tests on ice samples and professional on testing machine were conducted. The laboratory test was modelled using the finite element method (FEM). Analytical calculations and the FEM modelling of circular ice plate floating on water and loaded by a concentrated force are performed.

1. Wprowadzenie

Wytrzymałość lodu zależy od temperatury, prędkości odkształcenia, objętości badanej próbki oraz ziarnistości [3]. Znając wytrzymałość lodu na rozciąganie, ściskanie, zginanie, odporność na pękanie oraz korzystając z programów MES można analizować wpływ oddziaływania lodu na konstrukcje.

2. Badania wytrzymałościowe lodu

Przeprowadzanie badań wytrzymałościowych lodu nie jest znormalizowane. Dlatego też wykonanie badań wymaga umiejętności odpowiedniego przygotowania próbki oraz doboru oprzyrządowania w celu wyeliminowania błędów. Jako metodę badań wybrano próbę trójpunktowego zginania, która polega na rejestracji siły zginającej, która jest skierowana w kierunku normalnym do osi środkowej próbki, w funkcji strzałki ugięcia.

Przeprowadzono wstępne badanie wytrzymałościowe lodu w warunkach domowych (rys. 1), które miały na celu określenie maksymalnych naprężeń powodujących pęknięcie próbki. Podczas próby trójpunktowego zginania belka była stopniowo obciążana, aż do jej złamania, a następnie wazono obciążniki.

Największe naprężenie normalne wywołane momentem zginającym określa wzór [1]:

$$\sigma = \frac{P_k \times l_0}{4 \times W_g} \quad (1)$$

gdzie: P_k – siła powodująca złamanie próbki, l_0 – odległość między podporami, W_g - wskaźnik wytrzymałości na zginanie.

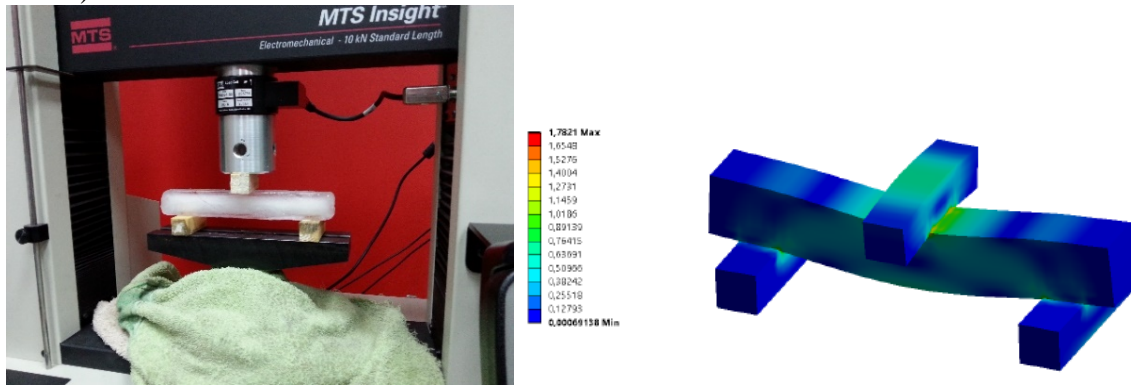


Rys. 1. Próby wstępne
Fig. 1. Preliminary tests

Następnie przeprowadzono dokładne badania na maszynie wytrzymałościowej. Próbkę podparto i obciążono za pośrednictwem klocków drewnianych w celu zmniejszenia topienia się lodu w miejscu przyłożenia sił (rys. 2a).

a)

b)

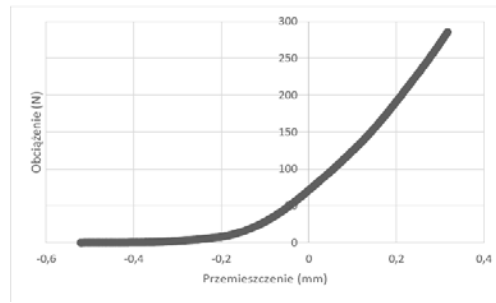


Rys. 2. Próba trójpunktowego zginania: a) badanie laboratoryjne b) modelowanie MES
Fig. 2. Three-point-bending tests: a) laboratory test b) FEM model

Podczas przeprowadzenia pomiarów zadano naprężenie wstępne w celu eliminacji luzów między stykającymi się powierzchniami. Następnie z otrzymanego wykresu próby wytrzymałościowej, wybrano najbardziej prostoliniową część (rys. 3). Z prostoliniowego zakresu zostały wybrane odpowiednie wartości przemieszczenia oraz obciążenia, które posłużyły później do wyznaczenia modułu sprężystości podłużnej. Obliczenia wykonano na podstawie wzoru [1]:

$$E = \frac{P_k \times l_0^3}{f \times 48 \times I} \quad (2)$$

gdzie: f – strzałka ugięcia, I - moment bezwładności przekroju.



Rys. 3. Przykład wykresu otrzymanego z maszyny wytrzymałościowej
Fig. 3. Graph obtained from a testing machine

Podczas przeprowadzonych prób, średnia wartość naprężenia lodu przy zginaniu dla badań laboratoryjnych wyniosła 1,7 MPa, natomiast przy badaniach wstępnych uzyskano wartości 1,83 MPa dla mniejszej próbki oraz 1,6 MPa dla większej. Wartość modułu sprężystości podłużnej została zbadana podczas prób laboratoryjnych przy użyciu maszyny wytrzymałościowej. Zarejestrowana średnia wartość wyniosła ok. 0,5GPa. W zależności od przeprowadzanych prób wartość była zmienna i wynosiła od 0,2 do 1,1 GPa. Zostało przeprowadzonych ponad 20 testów dla próbek z lodu. Część wyników nie uwzględniono w analizie, np. ze względu na wadliwe wykonanie próbek.

3. Analiza numeryczna

Przeprowadzono symulację numeryczną MES próby trójpunktowego zginania (rys. 2b). Wynikiem przeprowadzonej analizy były wartości naprężeń powstałych w próbce z lodu. Obliczone analitycznie wartości wraz z wynikami uzyskanymi z wykorzystaniem metod numerycznych zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Porównanie naprężeń wyznaczonych analitycznie i numerycznie
Table 1. A comparison of stress in analytical and numerical methods

Nr. próbki	Wymiar próbki b x h [mm]	Maksymalna zarejestrowana siła niszcząca próbkę P [N]	Naprężenie σ Analityczne [MPa]	Naprężenie σ MES [MPa]
1	20 x 30	285,1	3,088	3,071
2	20 x 30	129,3	1,401	1,393
3	20 x 30	118,4	1,282	1,275
4	20 x 30	213,6	2,203	2,301
5	20 x 30	56,2	0,608	0,605
6	20 x 30	226,8	2,457	2,443
7	20 x 30	63,4	0,686	0,602
8	20 x 30	267,6	2,899	2,881
9	30 x 25	175	1,82	2,57
10	30 x 25	145	1,51	2,13
11	30 x 25	200	2,08	2,94
12	30 x 25	110	1,144	1,61
13	30 x 25	250	2,6	3,67
14	95 x 40	870	1,46	2,17
15	95 x 40	660	1,10	1,64

4. Kołowa płyta lodowa obciążona siłą skupioną

Rozpatrzono kołową płytę lodową o średnicy $d = 10$ m i grubości $h = 0,1$ m unosząca się na wodzie i obciążoną w środku siłą skupioną $P = 1000$ N (rys. 4a). Ugięcie płyty na obrzeżu zewnętrznym wyznaczone analitycznie wynosi [2]:

$$w = \frac{7+3\nu}{1+\nu} \frac{qd^4}{64D} \quad (3)$$

gdzie: ν - współczynnik Poissona, q - obciążenie ciągłe, d - średnica płyty, D - płytowa sztywność.

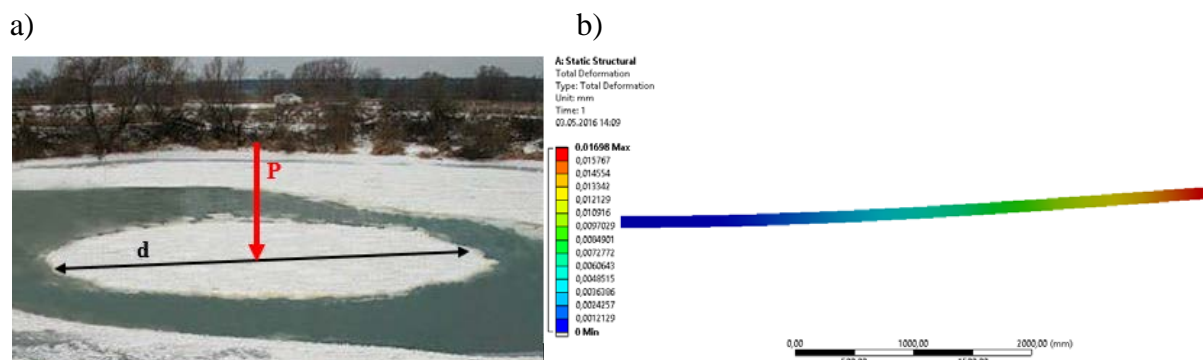
Płytowa sztywność zginania została określona wyrażeniem [2]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4)$$

Przemieszczenia i naprężenia wyznaczone analitycznie i MES (rys. 4b) zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Porównanie obliczeń analitycznych z analizą numeryczną
Table 2. A comparison of analytical and numerical results

Ugięcie płyty Analityczne [mm]	Ugięcie płyty MES [mm]	Naprężenie σ Analityczne [MPa]	Naprężenie σ MES [MPa]
1,6424e-002	1,698e-002	1,575e-002	1,523e-002



Rys. 4. Kołowa płyta lodowa: a) wymiary i obciążenie b) modelowanie MES
Fig. 4. Circular ice plate: a) dimensions and loading b) FEM model

5. Wnioski

Wyznaczone wstępnie i laboratoryjnie własności mechaniczne lodu są zgodne z danymi literaturowymi. Wyniki badań doświadczalnych wykorzystano do obliczeń analitycznych i numerycznych przemieszczeń i naprężeń w kołowej płycie lodowej.

Literatura

1. Carrera E., Beam Structures: Classical and Advanced Theories, John Wiley & Sons, Ltd, UK, 2011.
2. Mechanik. Poradnik techniczny, Tom I, Część 1, Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa, 1958
3. Petrovic, J., Review mechanical properties of ice and snow, Journal of Material Science (38), 2003, pp. 1–6.

ROZWIĄZYWANIE PROBLEMU KOMIWOJAŻERA ZA POMOCĄ PROGRAMOWANIA LINIOWEGO

inż. BARBARA OŚLIZŁO

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr I, SMB, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grażyna Kałuża

Streszczenie. W artykule przedstawiono zastosowanie programowania liniowego w celu rozwiązywania problemu komiwojażera. Pokazano, że algorytm stosowany do obliczeń może być wykorzystany nie tylko w zagadnieniach związanych z transportem, ale również z przemysłem. Celem pracy było zbudowanie algorytmu obliczeniowego z zastosowaniem arkusza kalkulacyjnego programu Microsoft Excel 2007 oraz dodatku Solver do rozwiązania problemu niezwiązanego z komiwojażerstwem.



SOLVING TRAVELLING SALESMAN PROBLEM USING LINEAR PROGRAMMING

Abstract. The article contains the solution of Travelling Salesman Problem using linear programming. It is shown that the algorithm that is used to solve a typical Travelling Salesman Problem can be used to solve problems appearing in industry too. The purpose of the paper was to build the calculative algorithm and to use the Microsoft Excel 2007 to solve the problem which is not connected with the typical problem of transport.

1. Definicja problemu komiwojażera

Problem komiwojażera (Travelling Salesman Problem) to typowy problem, który pojawia się w działalności transportowej. Polega na tym, że komiwojażer musi odwiedzić n miast w dowolnej kolejności. Swoją podróż rozpoczyna z miasta z numerem 1, do którego wraca po odwiedzeniu wszystkich miejsc ze swojej listy. Przy czym do każdego z nich może wjechać dokładnie jeden raz, a co za tym idzie z każdego miasta wyjeżdża dokładnie raz. Znając każdą odległość pomiędzy miastami, komiwojażer musi ustalić taką trasę przejazdu, aby była ona jak najkrótsza. Tak przedstawiona definicja dotyczy problemu komiwojażera związanego z typową działalnością kuriera, natomiast można ją tak zmodyfikować, aby móc z niej skorzystać podczas rozwiązywania analogicznego problemu w przemyśle [1].

W problemie komiwojażera kluczową kwestią jest podjęcie decyzji, w jakiej kolejności należy odwiedzać punkty dla zoptymalizowania trasy. Sprowadza się to w praktyce do odpowiedzi „tak-nie” na pytanie: „czy z miasta i jechać do miasta j ?” Jeżeli odpowiedź na to pytanie brzmi tak, wtedy z miasta i należy podążać do miasta j , jeżeli nie, to z miasta i należy kierować się do miasta innego niż j . Analogiczną decyzję należy podjąć w każdym kolejnym punkcie. Mając do odwiedzenia n miast, istnieje n^2 możliwości. W tak postawionym problemie z dokładnie n odpowiedziami „tak” istnieje n odcinków tworzących rozwiązanie.

Oznacza to, że każde miasto jest odwiedzane i opuszczane dokładnie jeden raz, co gwarantuje ciągłość trasy komiwojażera [2].

2. Problem komiwojażera w praktyce

Firma Techno – Service SA produkuje płytki elektroniczne, w których musi wykonać otwory za pomocą specjalnych wiertarek. Problem polega na wyznaczeniu kolejności wiercenia otworów tak, by zminimalizować drogę wiertarki nad płytką. Współrzędne otworów w milimetrach są podane w tabeli 1.

Tabela 1. Współrzędne otworów [mm]
Table 1. The coordinates of holes [mm]

Nr	Współrzędna x X	Współrzędna y
A	20	40
B	60	70
C	100	60
D	140	40
E	160	20
F	100	30
G	70	50
H	30	10

Model matematyczny rozpatrywanego problemu ma następującą postać:

$$\text{Funkcja celu:} \quad FC: \sum_{i=1}^8 \sum_{j=1}^8 c_{ij} x_{ij} \rightarrow \min \quad (1)$$

$$\text{Ograniczenia:} \quad \sum_{j=1}^8 x_{ij} = 1 \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^8 x_{ij} = 1 \quad (3)$$

$$u_i - u_j + 8x_{ij} \leq 7 \quad i, j = 2, \dots, 8, \quad i \neq j, u_i, u_j \in N \quad (4)$$

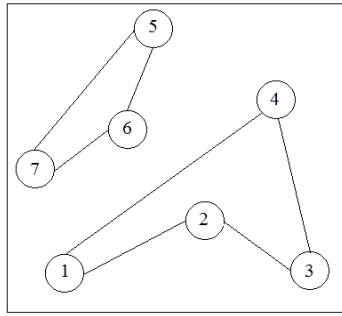
$$\text{Warunki brzegowe:} \quad x_{ij} \geq 0 \quad (5)$$

$$\text{Warunki całkowitoliczbowości:} \quad x_{ij} \in \{0, 1\} \quad (6)$$

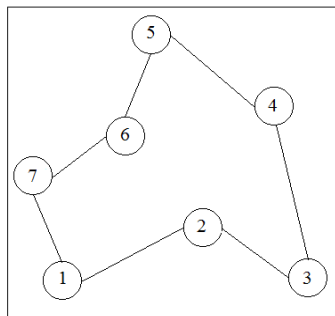
Funkcja celu (1) jest to suma iloczynów, która dąży do minimum, gdzie c_{ij} to odległości między otworem i oraz j obliczone z następującego wzoru:

$$c_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2} \quad (7)$$

X_{ij} są to zmienne decyzyjne, które mogą przyjąć wartość 1, gdy marszruta zawiera trasę wiertarki nad płytką $\langle i, j \rangle$ lub 0 w przeciwnym wypadku. Ograniczenie (2) gwarantuje, że wiertarka znajdzie się dokładnie jeden raz nad każdym otworem, natomiast ograniczenie (3) zapewnia spełnienie warunku przejścia z wywierconego otworu do kolejnego. Ograniczenie (4) eliminuje powstawanie tzw. podcykli, które pokazano na rysunku 1. Przykładowe dopuszczalne rozwiązanie problemu komiwojażera przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 1 Niedopuszczalne rozwiązanie problemu komiwojażera
 Fig. 1 Unacceptable solution of Travelling Salesman Problem



Rys. 2 Dopuszczalne rozwiązanie problemu komiwojażera
 Fig. 2 Acceptable solution of Travelling Salesman Problem

Aby uniknąć takiej sytuacji, w której wystąpi odcinek $\langle i, i \rangle$ należy przyjąć, że odległość $c_{ii} = \infty$. Zmienna u_i określa numer otworu wywierconego, natomiast zmienna u_j reprezentuje numer otworu, do którego przenosi się wiertarka, aby go wykonać [2, 3].

3. Przygotowanie problemu do rozwiązania

Sposób przygotowania arkusza kalkulacyjnego zgodnie modelem matematycznym (1)-(6) podano w [2]. Po wprowadzeniu wszystkich danych do Excela oraz obliczeniu odległości pomiędzy otworami - rys. 3, należy wywołać z menu *Dane* moduł Solver. Na ekranie wyświetli się okno *Solver-Parametry*, gdzie należy wprowadzić kolejno adres komórki funkcji celu, komórek zmiennych oraz warunki ograniczające, a także ustawić odpowiednie opcje Solvera zgodnie z ograniczeniami, co zostało opisane m.in. w [4].

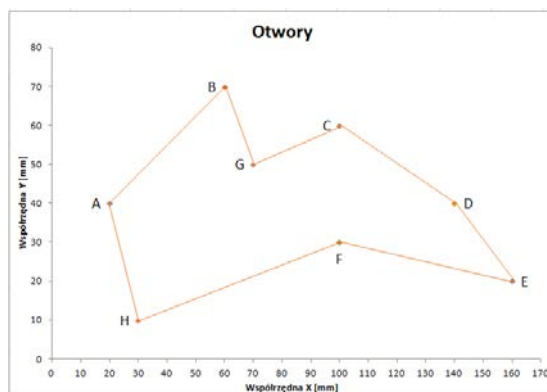
G10		=PIERWIASTEK(((\$B10-G\$4)^2+(\$C10-G\$5)^2)							
	E	F	G	H	I	J	K	L	M
9	A	A	B	C	D	E	F	G	H
10	A	0	50	82,4621125	120	141,421356	80,6225775	50,9901951	31,6227766
11	B	50	0	41,2310563	85,4400375	111,803399	56,5685425	22,3606798	67,0820393
12	C	82,4621125	41,2310563	0	44,7213595	72,1110255	30	31,6227766	86,0232527
13	D	120	85,4400375	44,7213595	0	28,2842712	41,2310563	70,7106781	114,017543
14	E	141,421356	111,803399	72,1110255	28,2842712	0	60,8276253	94,8683298	130,384048
15	F	80,6225775	56,5685425	30	41,2310563	60,8276253	0	36,0555128	72,8010989
16	G	50,9901951	22,3606798	31,6227766	70,7106781	94,8683298	36,0555128	0	56,5685425
17	H	31,6227766	67,0820393	86,0232527	114,017543	130,384048	72,8010989	56,5685425	0

Rys. 3 Odległości pomiędzy otworami
 Fig. 3 The distances between holes

4. Wyniki obliczeń

Po wprowadzeniu wszystkich danych do dodatku Solver wybrano opcję „Rozwiąż”. Kiedy dodatek Solver znajdzie rozwiązanie, ukazuje się następujący komunikat: „Przechowaj rozwiązanie”, który pokazuje końcowy wynik oraz „Przywróć wartości początkowe”, który powraca do danych wprowadzonych do arkusza kalkulacyjnego. Należy wybrać „Przechowaj rozwiązanie”.

Kolejność, w jakiej wiertarka powinna wykonywać otwory przedstawia się następująco: B – G – C – D – E – F – H – A – B, co jest pokazane na rysunku 4. Minimalna odległość, jaką pokonuje wiertarka nad płytka wynosi 342,2408 mm.



Rys. 4 Optymalne rozwiązanie
Fig. 4 The optimal solution

5. Wnioski

Algorytm zbudowany w arkuszu kalkulacyjnym jest uniwersalny i można go stosować po niewielkich modyfikacjach do problemów składających się z kilkunastu punktów. Może zostać wykorzystany wszędzie tam, gdzie znajdują się zależności cenowe, czasowe czy odległościowe pomiędzy poszczególnymi punktami.

Rozwiązanie problemu komiwojagera ma szerokie zastosowanie w praktyce. Jest głównie wykorzystywane w logistyce oraz dystrybucji. Ma jednak znacznie szersze zastosowanie, np. podczas projektowania kolejności produkcji na linii oraz podczas programowania maszyn takich jak wiertarki przemysłowe. Wykorzystywane jest także w sterowaniu ruchem robotów, które są odpowiedzialne za obróbkę materiałów [5].

Literatura

1. Ignasiak E., Badania operacyjne, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (1996).
2. Changbing J., A Reliable Solver of Euclidean Traveling Salesman Problems with Microsoft Excel Add-in Tools for Small-size Systems, Journal of Software, Vol. 5, No. 7, s. 761-768 (2010).
3. Węgrzyn J., Rozwiązywanie problemu komiwojagera za pomocą LP/Quadratic Solver z Analytic Solver Platform v12.5 w materiałach „Gospodarki Materiałowej i Logistyki” nr 10, s. 11-19 (2014).
4. Szapiro T., Decyzje menedżerskie z Excelem, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2000).
5. http://ztis5.if.uj.edu.pl/ZTI/pracownicy/grzesiak/files/MGR/mgr_Lukasz_Pieton.pdf.

BADANIA DOŚWIADCZALNE I ANALIZA NUMERYCZNA KOMPOZYTÓW

inż. KAROLINA PANEK

Automatyka i Robotyka, AB3, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Witold Beluch

Streszczenie. Przedmiotem pracy była analiza numeryczna przeprowadzonego badania wytrzymałościowego dla materiału kompozytowego. Do analizy wybrano płytę warstwową szklano-epoksydową, którą poddano trójpunktowemu zginaniu. Badanie zostało przeprowadzone zgodnie z normą EN ISO 178 [1]. Analiza numeryczna została przeprowadzona z zastosowaniem metody elementów skończonych w programie *MSC Patran*.

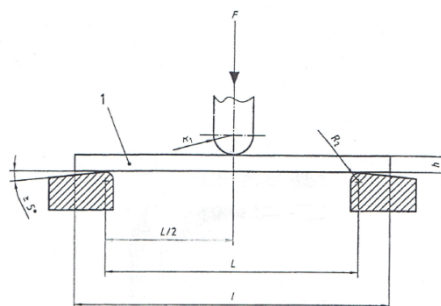


STRENGTH TESTS OF COMPOSITES AND THEIR NUMERICAL ANALYSIS

Abstract. The subject of the work was to compare the numerical and real strength tests conducted on the composite material. A multi-layered glass-epoxy plate subjected to 3-point bending was selected for the analysis. The study was conducted in accordance with EN ISO 178 [1]. Numerical analysis was carried using the finite element method software *MSC Patran*.

1. Zakres normy

Norma [1] opisuje badanie trójpunktowego zginania. Stosuje się ją do materiałów zarówno termoutwardzalnych jak i termoplastycznych. Norma pozwala na wyznaczenie parametrów potrzebnych do przeprowadzenia badania, takich jak: wymiary próbek, kierunki wycięcia próbek, rozstaw podpór, prędkość badania. Zginanie trójpunktowe polega na umieszczeniu kształtki na podporach i dociskaniu obciążenia z odpowiednią prędkością; wygląd badania został przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1. Położenie kształtki do badań na podporach [1]

Fig. 1. Location of test specimen on the supports [1]

Wyjaśnienie oznaczeń znajdujących się na rysunku 1: l – kształtka do badań, F – przyłożona siła, R_1 – promień trzpienia obciążającego, R_2 – promień podpór, h – grubość kształtki, l – długość kształtki, L – rozstaw podpór.

Promień trzpienia obciążającego wynosił 5 mm (z tolerancją wynoszącą 0,1 mm). Natomiast wielkości promienia podpór, prędkości badania, szerokość próbki i rozstaw podpór są zależne od grubości kształtki do badań.

2. Trójpunktowe zginanie

Rozpocząć badanie należało od odpowiedniego wycięcia kształtek potrzebnych do badania. Dokonać tego można było po ustaleniu wymiarów próbek. Materiałem badanym był laminat wielowarstwowy (szklano-epoksydowy). Firma IZO- ERG S.A udostępniła dwa rodzaje płyt szklanych. Pierwszy laminat o symbolu EPGC203 – nazywany dalej laminatem 1, drugi to laminat EPGC306/H – nazywany dalej laminatem 2. Na podstawie normy [1] dokonano niezbędnych obliczeń w celu ustalenia właściwych wymiarów.

Tabela 1. Wymiary kształtek
Table 1. Dimensions of test specimens

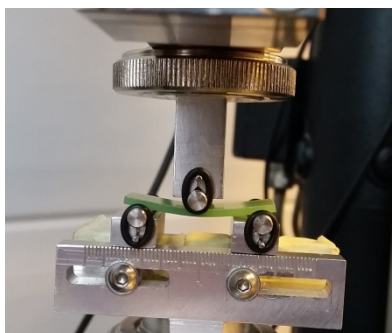
	Laminat 1	Laminat 2
Grubość [mm]	2	2.9
Długość [mm]	40	58
Szerokość [mm]	25	25
Rozstaw podpór [mm]	32	46

Dla każdego laminatu przygotowano po 5 próbek (zgodnie z normą [1]). Kształtki były wycinane w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach. Badanie przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej Zwick/Z050 przy pomocy oprogramowania Test Expert II.

W programie ustawiono ograniczenia przemieszczania się trzpienia obciążającego oraz parametry pracy takie jak:

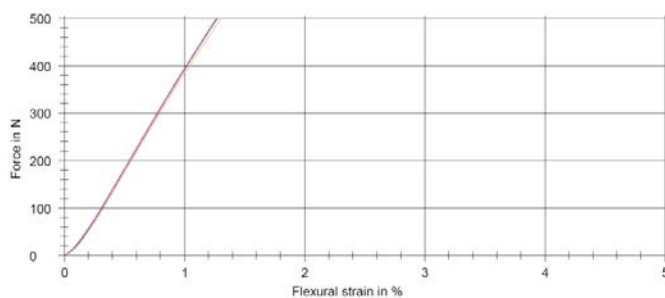
- prędkość badania zgodnie z normą [1] wynosiła 1mm/min,
- siła maksymalna = 2000N,
- rozstaw podpór zgodnie z tabelą 1.

Przebieg badania przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Laminat 1 podczas badania
Fig. 2. Laminate 1 during the test

Poniżej został przedstawiony jeden z wykresów uzyskanych za pomocą maszyny.



Rys. 3. Przykładowy wykres zależności siła-odkształcenie dla laminatu 2

Fig. 3. The exemplary force-strain diagram for laminate 2

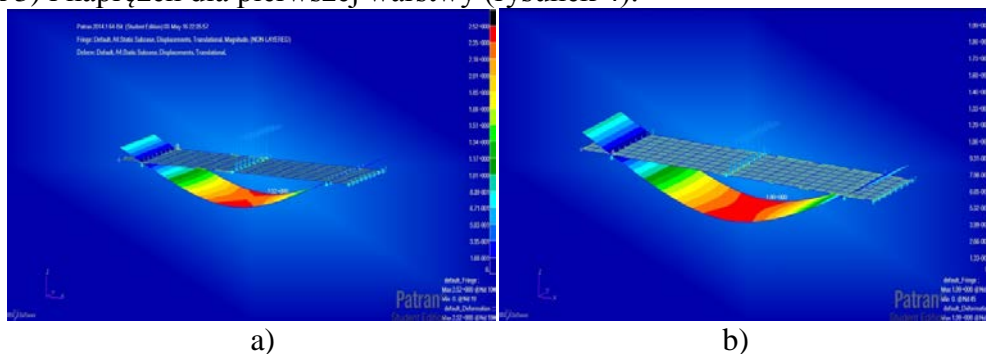
Moduł Young'a podany przez firmę wynosił odpowiednio dla laminatu 1 — 25000 MPa, a dla laminatu 2 — 24000 MPa, natomiast w badaniu dla laminatu 1 w kierunku prostopadłym uzyskano 13100 MPa, a w równoległym 19100 MPa; z kolei dla laminatu 2 moduł Young'a przyjmował wartość w kierunku prostopadłym równą 18900 MPa a równoległym 14900MPa. Oprócz modułu elastyczności przy zginaniu uzyskano między innymi średnią wartość naprężenia zginającego przy zginaniu normowym.

3. Model numeryczny

Geometria próbki została przygotowana w programie Patran, jako model ortotropowy 2D. Oprócz zarysu geometrii, utworzono też krzywe pomocnicze odwzorowujące podpory i wałek obciążający model podczas badania trójpunktowego zginania. Zadano odpowiednie stałe materiałowe każdemu laminatowi, grubość jednej warstwy wynosiła 0,17 (według danych z firmy IZO-ERG S.A), ilość warstw wynosiła dla jasnego laminatu 17 warstw, a dla ciemnego 11. Włókna zostały ułożone naprzemiennie w konfiguracji 0° i 90° oraz w następnej analizie, odwrotnie 90° i 0° . Warunki brzegowe zdefiniowano jako: odebranie stopni swobody w kierunku osi Z (oś pionowa) utwierdzenie w miejscu podpór, a także w miejscu przyłożenia siły (odebranie stopni swobody w kierunku osi X – wzdłuż osi podłużnej) oraz na jednym z boku odebranie stopni swobody w kierunku osi Y), obciążenie zadano w miejscu przyłożenia siły, została ona równo rozłożona na szerokości próbki i wynosiła 500N [2].

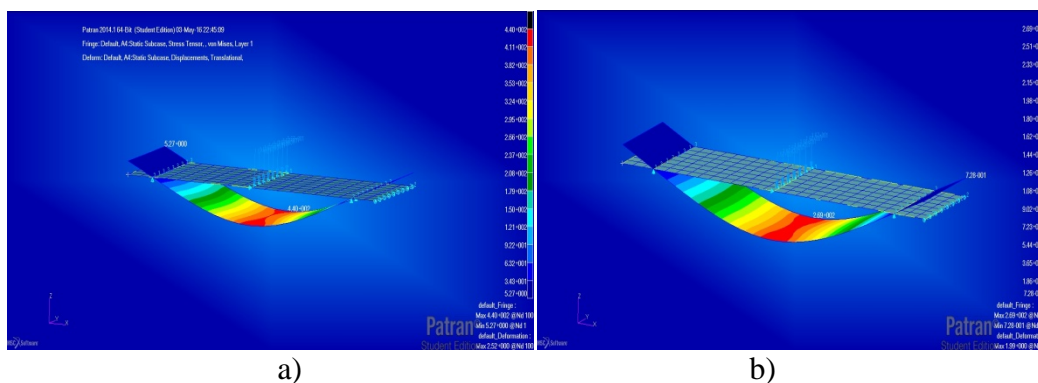
4. Wyniki badań

Wyniki numerycznej analizy przedstawiono w formie barwnych map przemieszczeń (rysunek 3) i naprężeń dla pierwszej warstwy (rysunek 4).



Rys. 3. Mapa przemieszczeń wypadkowych [mm]: a) laminat 1; b) laminat 2

Fig. 3. Map of resultant displacement [mm]: a) laminate 1; b) laminate 2



Rys. 4. Rozkłady naprężeń zredukowanych [MPa]: a) laminat 1; b) laminat 2
 Fig. 4. Map of resultant stress [MPa]: a) laminate 1; b) laminate 2

W tabeli 2 porównano wyniki doświadczalnego badania trójpunktowego zginania wraz z wynikami z numerycznej analizy.

Tabela 2. Porównanie wyników badań
 Table 2. Comparison of the results of research

	Analiza numeryczna		Badanie doświadczalne		Błąd [%]	
	Laminat 1	Laminat 2	Laminat 1	Laminat 2	Laminat 1	Laminat 2
Odształcenie zginające w orientacji 0°, 90° [%]	2,95	1,63	2,6	1,3	0,35	0,33
Odształcenie zginające w orientacji 90°, 0° [%]	3,26	1,7	1,9	1,3	1,36	0,4
Naprężenie w orientacji 0°, 90° [MPa]	440 (1 warstwa)	269(1 warstwa)	357	208		
Naprężenie w orientacji 90°, 0° [MPa]	336 (1 warstwa)	226 (1 warstwa)	512	278		

5. Wnioski

Wyniki analizy numerycznej zasadniczo pokrywają się z przeprowadzonymi badaniami doświadczalnymi, o czym świadczy stosunkowo mały błąd, co przedstawia tabela 2. Naprężenia w dolnej warstwie (analizy numerycznej) różnią się niewiele od naprężeń z badania doświadczalnego.

Bardziej odporny na zginanie trójpunktowe okazał się laminat 2 (EPGC306/H), w obu rozważanych przypadkach.

Przedstawione wyniki są punktem wyjścia do dalszych badań w tym do zagadnień identyfikacji stałych materiałowych kompozytu na podstawie danych pomiarowych z testów. Zastosowane będą globalne metody optymalizacji (np. algorytmy ewolucyjne) w połączeniu z oprogramowaniem metody elementów skończonych.

Literatura

1. EN ISO 178 Tworzywa sztuczne. Oznaczenie właściwości przy zginaniu.
2. German J., Podstawy mechaniki kompozytów włóknistych. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków (2001).

WYZNACZANIE ROZKŁADU TEMPERATURY W UKŁADZIE TŁOK-KORBOWÓD SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

inż. PAWEŁ PAŹDZIOR

Mechanika i Budowa Maszyn, ZAB, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Paruch

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki symulacji numerycznej dotyczącej wyznaczenia rozkładu temperatury w układzie tłok-korbowód silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym. Analizę przeprowadzono dla dwóch różnych geometrii tłoka silnika spalinowego (uproszczonej i uszczegółowionej), o pojemności skokowej 1560cm^3 stosowanego przez koncern PSA w silnikach 1.6 HDi. Analiza numeryczna została wykonana za pomocą oprogramowania MSC Marc Mentat 2014.



DETERMINATION OF THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN A PISTON-CONNECTING ROD SYSTEM IN DIESEL ENGINE

Abstract. The work shows the results of numerical simulation of the temperature distribution determination in a piston-connecting rod system in diesel engine. The analysis is conducted for two different geometries (simplified and more precise) of the piston internal combustion engine with a 1560cm^3 capacity used by the PSA Groupe in the 1.6 HDi engine. Numerical analysis is performed using the MSC Marc Mentat 2014 software.

1. Wprowadzenie

Większość zabiegów usprawniających jednostki napędowe stosowane w samochodach osobowych wpływa negatywnie na układ tłokowo-korbowy. W silnikach o tej samej pojemności skokowej dzięki doładowaniu powietrzem może być spalana znacznie większa ilość mieszanki paliwowo-powietrznej, na dodatek w nowych samochodach pod maską jest niewiele miejsca, przez co oddawanie ciepła jest utrudnione. Przedmiotem pracy było wyznaczenie rozkładu temperatury w jednym z najbardziej obciążonych cieplnie układów silnika spalinowego, a mianowicie układzie tłok-korbowód. Na podstawie wybranego modelu tłoka i korbowodu zostały porównane wyniki dla różnych wariantów warunków brzegowych oraz rodzaju zastosowanego materiału w celu zilustrowania ich wpływu na wyniki końcowe. Sprawdzony został również wpływ dokładności odwzorowania geometrii na otrzymane rozkłady temperatur [2, 3].

2. Model matematyczny

Równaniem opisującym przepływ ciepła w ciałach stałych jest równanie Fouriera:

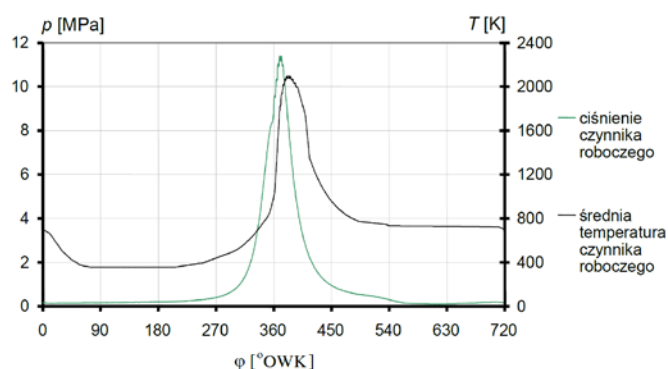
$$X \in \Omega: c(T)\rho(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X,t)] + Q(X,t) \quad (1)$$

gdzie X , t , T oznaczają odpowiednio współrzędne geometryczne, czas i temperaturę, λ [W/mK] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła, $c(T)$ [J/kgK] oznacza ciepło właściwe, $\rho(T)$ [kg/m³] jest gęstością, a $Q(X, t)$ [W/m³] jest funkcją źródła.

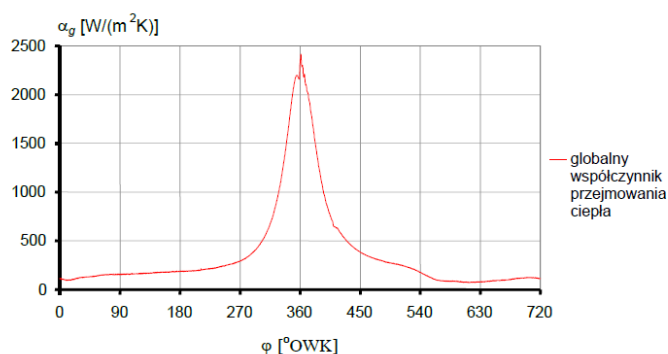
Równanie (1) zostało uzupełnione o odpowiednie warunki brzegowo-początkowe. Na denku tłoka przyjęto warunek brzegowy III rodzaju

$$q(X, t) = \alpha_g(t) [T_1(X, t) - T_{ks}(t)] \quad (2)$$

w którym parametry związane z temperaturą komory spalania $T_{ks}(t)$ oraz współczynnikiem wymiany ciepła α_g przedstawiono na rysunkach 1 i 2 [4]. Parametry te jednak są przedstawione w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego. W celu przeprowadzenia analizy numerycznej konieczna okazała się zamiana na dziedzinę czasu. W tym miejscu przyjęto założenie, że obliczenia wykonywane są dla silnika pracującego, obracającego się z prędkością 2000 obr/min. Co daje 33 i 1/3 obrotu na sekundę. Po przeliczeniu na stopnie otrzymano wynik 12000 stopni na sekundę, wobec czego przyjęto założenie, że jeden pełny cykl pracy tłoka odbywa się w ciągu 24ms.

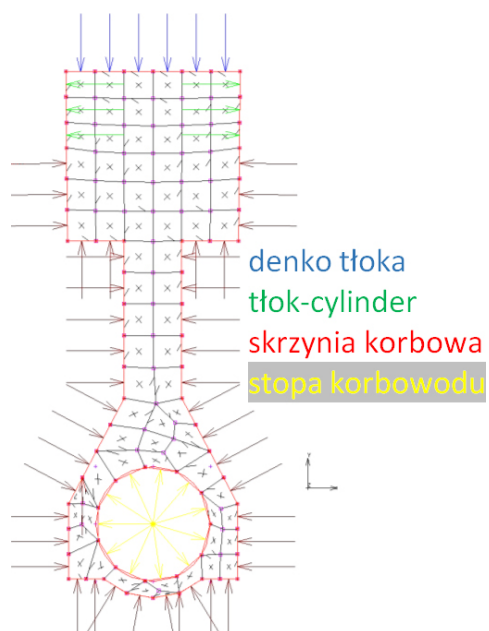


Rys. 1. Temperatura i ciśnienie czynnika roboczego w komorze spalania
Fig. 1. Temperature and pressure of the working medium in the combustion chamber

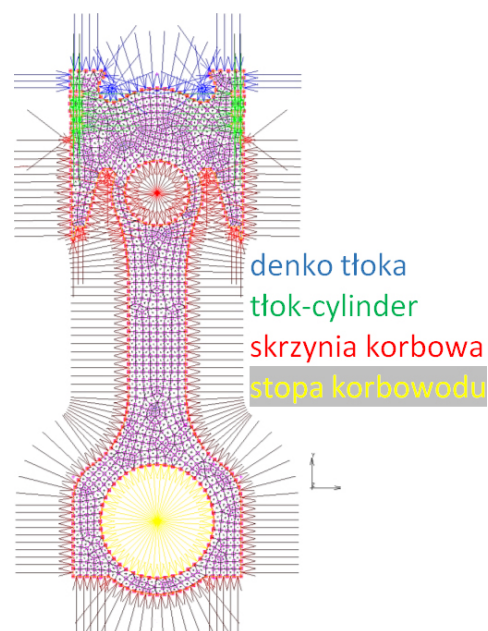


Rys. 2. Przebieg wartości współczynnika wymiany ciepła
Fig. 2. Distribution of the heat transfer coefficient

Dla strefy pierścieniowej, zewnętrznej powierzchni korbowodu, dolnej strony denka tłoka i płaszcza tłoka przyjęto warunek brzegowy III-go rodzaju z założeniem, że na powierzchni te oddziałuje bezpośrednio temperatura panująca w skrzyni korbowej (por. Rys. 3 i 4). Na pozostałych powierzchniach założono warunek adiabatyczny, strumień ciepła równy zero.



Rys. 3. Model uproszczony
Fig. 3. Simplified model



Rys. 4. Model szczegółowy
Fig.4. Detailed model

Obliczenia wykonano zakładając temperaturę początkową dla całego układu tłok-korbowód równą 20°C, dodatkowo przeprowadzono analizę ustalając warunki początkowe na takim poziomie, aby zasymulować warunki pracy silnika po rozgrzaniu [5].

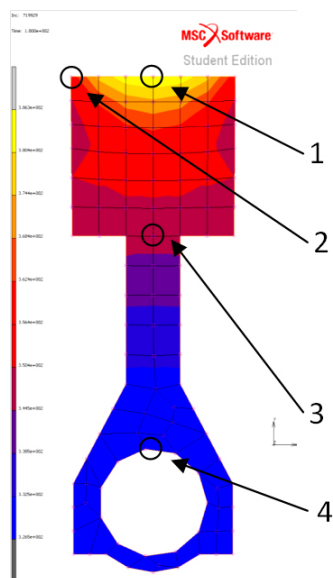
3. Obliczenia numeryczne

W pierwszej kolejności, dzięki serii pomiarów elementu rzeczywistego, uzyskano dokładną geometrię modelu (por. Rys. 4), a następnie stworzono geometrię uproszczoną (por. Rys. 3). Przyjęto założenie, że omawiany tłok i korbowód zostały wykonane z tego samego materiału – żeliwa sferoidalnego modyfikowanego magnezem, sprawdzono również wpływ zastosowanego materiału na rozkład temperatury przyjmując elementy wykonane z aluminium modyfikowanego w ponad 20% krzemem z dodatkiem magnezu i miedzi [1].

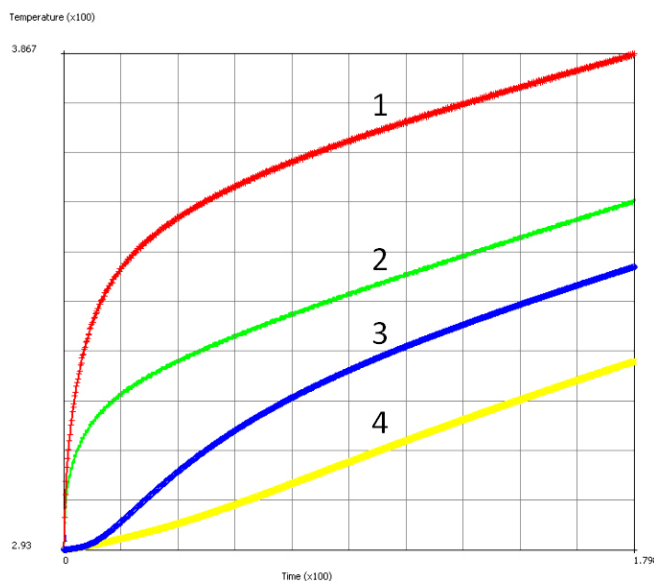
Obliczenia wykonano w oparciu o metodę elementów skończonych z wykorzystaniem oprogramowania MSC Marc Mentat 2014.

4. Wyniki analiz

Rozkład temperatur dla tłoka wykonanego z aluminium po 3 minutach pracy silnika i przebieg zmian temperatury w punktach charakterystycznych ilustrują rysunki 5 i 6. W tym przypadku rozpatrywano temperaturę początkową na poziomie 20°C, temperaturę w skrzyni korbowej sięgającą 110°C oraz współczynniki wymiany ciepła pomiędzy tłokiem i cylindrem 10678 [W/(m²K)] i 50 W/(m²K) pomiędzy układem a skrzynią korbową. Przy tak przyjętych warunkach brzegowych maksymalna temperatura rozpatrywanego układu wynosi 113°C i osiągana jest na środku denka tłoka. Temperatura rozchodzi się promieniście względem tego punktu.



Rys. 5. Rozkład temperatury w układzie tłok-korbowód
Fig. 5. Temperature distribution in a piston-rod



Rys. 6. Krzywe nagrzewania w punktach kontrolnych
Fig. 6. Heating curves in a control nodes

5. Wnioski

Realizacja projektu wymagała wielu godzin obliczeń oraz szerokiej analizy literatury dotyczącej omawianego tematu. Wyniki uzyskane po wykonaniu wszystkich analiz zobrazowały także wielkie obciążenie cieplne denka tłoka, a przede wszystkim rozkład temperatury w całym układzie, a także istotną różnicę w przewodności cieplnej pomiędzy żeliwem a aluminium.

Największe zmiany w wynikach zaobserwowano po zmianie wartości współczynników dla warunku brzegowego III-go rodzaju zadanego dla strefy pierścieniowej. Potwierdza to fakt, że najwięcej ciepła z tłoka jest oddawane poprzez pierścienie na ścianki cylindra.

Zmiana dokładności geometrii nieznacznie wpłynęła na ostateczne wyniki. Rozkład temperatur w tłoku zmienił się nieznacznie. Jedynie przewężenie w okolicy sworznia tłokowego spowodowało zmniejszenie ilości przewodzonego ciepła na korbowód.

Literatura

1. Ambrozik A., Podstawy teorii tłokowych silników spalinowych, Warszawa (2012).
2. Wajand J.A., Wajand J.T., Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, WNT, Warszawa (2005).
3. <http://xn--budowa-silnikw-xob.cba.pl/>, [Data uzyskania dostępu: 06.12.2015].
4. Gustof P., Hornik A., Jędrusik D., Wyznaczanie wartości i rozkładu temperatury w tłoku doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym, Czasopismo techniczne M, zeszyt 7, s. 231-237 (2008).
5. Kordos P., Sarnowski C., Wrona R., Badania symulacyjne obciążeń tłoków silników spalinowych o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim, Logistyka, s. 3075-3082, (2014).

POMIAR CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ ZA POMOCĄ AKCELEROMETRU

PIOTR PIECH

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny



Streszczenie. Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie zasady działania akcelerometru wykonanego w technologii MEMS, jego obsługi na przykładzie modelu ADXL345, a także sprawdzenia poprawności jego działania, porównując częstotliwość zarejestrowaną przez akcelerometr z częstotliwością wymuszenia laboratoryjnego generatora drgań.

OSCILLATION FREQUENCY MEASUREMENTS BY USING ACCELEROMETER

Abstract. The purpose of this article is to present a general principle of operation of an accelerometer in MEMS Technology. The great majority of the present work will be shown on the example of ADXL345 Model. Special attention will be given to its operating manual and checking its correctness based on comparison of registered frequency by the accelerometer and imposed frequency of the laboratory oscillator.

1. Wprowadzenie

Akcelerometry są najczęściej wykorzystywanymi urządzeniami, stosowanymi w celu dokonania pomiarów drgań konstrukcji [1]. Zważywszy na stosunkowo wysokie ceny gotowych układów i oprogramowań do analizy wyników, istotne jest uwzględnienie możliwości stworzenia tegoż układu we własnym zakresie. Jednak, aby działał on poprawnie, należy być świadomym wszelkich niedogodności związanych z tym przedsięwzięciem – czemu poświęcona będzie pierwsza część artykułu, następnie zostanie przedstawiona analiza wyników, jak i porównanie ich ze wzorcem. Wspomniane niedogodności mogą zaistnieć już na poziomie konstrukcji samego akcelerometru (Rys. 1). Jako, że najczęściej stosowanymi akcelerometrami są te wykonane w technologii MEMS (microelectromechanical system), właśnie one zostaną omówione.

2. Zasada działania akcelerometru

Zasada działania takiego akcelerometru (Rys. 1.) jest następująca: Element o masie m , z którego wystają okładki kondensatora o pojemności C_0 jest podwieszony na sprężynach o stałej sprężystości k_s . Parametry te są ze sobą związane we wzorach (1), (2), (3), przy czym ich wartości zależą dodatkowo od amplitudy temperatur, obciążenia układu układów i jakości dostarczonego zasilania.

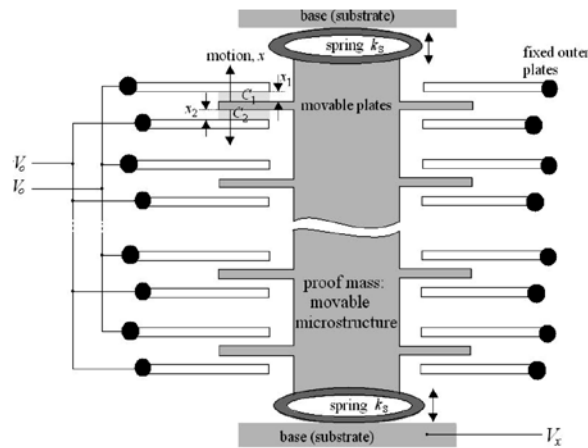
Na podstawie odpowiednich zależności fizycznych możliwe jest wyznaczenie wartości przyspieszenia [2]:

$$C_0 = \epsilon_A \frac{S}{d}, \quad (1)$$

$$x = d \frac{\Delta C}{C_0}, \quad (2)$$

$$a = \frac{k_s}{m} x, \quad (3)$$

gdzie: C_0 – pojemność kondensatora, ϵ_A – przenikalność elektryczna powietrza, S – pole powierzchni elektrody kondensatora, d – odległość pomiędzy okładkami kondensatora, ΔC – różnica pojemności kondensatorów występujących po obydwu stronach ruchomej płyty, k_s – stała sprężystości, m – masa drgającego elementu.

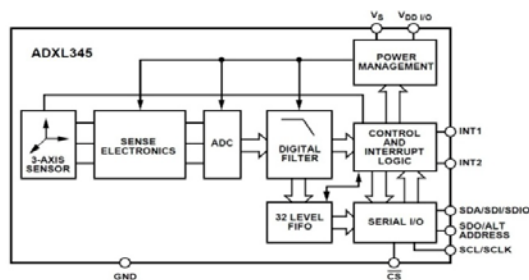


Rys. 1. Idea działania akcelerometru MEMS [2]
Fig. 1. The idea of a MEMS accelerometer [2]

Aby uniknąć błędów wynikających z istnienia powyższych czynników, należy przestrzegać zaleceń producenta, przy czym nawet w przypadku braku wrażliwości elementów akcelerometru na bodźce zewnętrzne, nie jest możliwe uniknięcie pewnych błędów. Dzieje się tak, ponieważ mierzony sygnał jest próbkowany, kwantowany i kodowany, do czego można użyć tylko określonej liczby bitów. Uniemożliwia to otrzymanie dowolnej wartości sygnału na wyjściu, ponieważ im bardziej będzie zwiększona jego rozdzielczość, tym większa częstotliwość taktowania będzie potrzebna – co też wiąże się z większym poborem prądu, a to z kolei zwiększa gabaryty całego układu (a przede wszystkim jego koszty).

3. Budowa układu pomiarowego

Na rysunku 2. przedstawiono funkcjonalny schematu blokowy budowy i wstępnej obsługi układu. Wynika z niego, że zwiększenie częstotliwości taktowania jednego komponentu, wymusza jego zwiększenia na pozostałych.

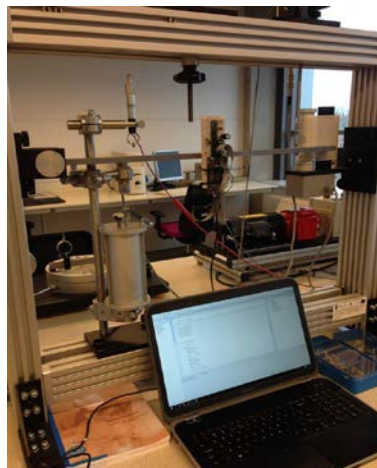


Rys. 2. Funkcjonalny schemat blokowy układu ADXL345 [3]
Fig. 2. A functional block diagram of a ADXL345 [3]

Kolejne ograniczenia wynikają nie tylko z szybkości przesyłu danych za pomocą interfejsów komunikacyjnych takich jak I²C czy RS232 (z ich pomocą przesyłane są dane z akcelerometru poprzez mikrokontroler do komputera), ale w głównej mierze z prędkości pośrednika pomiędzy akcelerometrem a komputerem tzn. mikrokontrolera Atmega32 z zewnętrznym rezonatorem kwarcowym o częstotliwości 18,432 MHz. Mając na uwadze, iż poza możliwością obsługi przerwań, nie można korzystać z wielowątkowości, jest to mała częstotliwość. Występuje, w tym przypadku, zamknięta pętla, w której kolejno po sobie następuje komunikacja z akcelerometrem przez I²C, odebranie danych i przesłanie ich do komputera przez RS232. Nie jest także możliwe uniknięcie pewnej, niewielkiej zmiany stałości pozornego okresu próbkowania, ponieważ pomimo założenia o stałości okresu próbkowania akcelerometru, niekoniecznie z takim okresem wyniki zostaną zarejestrowane w PC (np. gdy RS232 w wystąpi większa ilość błędnych ramek danych niż w poprzedniej transmisji, to czas nadania danych zmieni się w niewielkim stopniu).

4. Wyniki badań

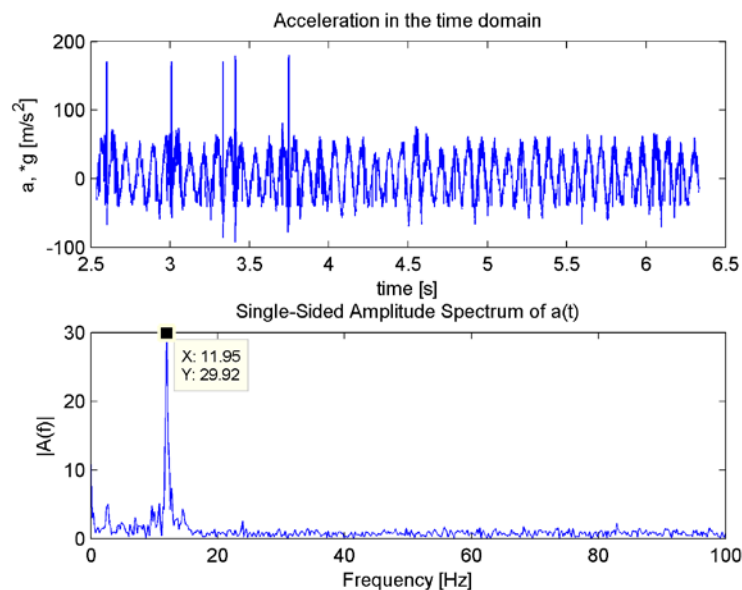
Poniżej zostały przedstawione wyniki pomiaru częstotliwości, ich analiza, a także sposób jej dokonania i niezbędne warunki, które gwarantowałyby jej rzetelność. Przede wszystkim potrzebna jest wzorcowa wartość, która stanowi punkt odniesienia. Do realizacji tego celu posłużono się laboratoryjnym stanowiskiem badawczym GUNT (Rys.3.), gdzie możliwe jest wymuszenie drgań belki z określoną częstotliwością. Na belce umieszczono akcelerometr ADXL345 w celu dokonania pomiaru przyspieszenia.



Rys. 3. Stanowisko do pomiaru drgań belki GUNT TM155
Fig. 3. The position to the measuring beam vibration GUNT TM155

Do analizy częstotliwości zmierzonych drgań użyto programu MATLAB, w którym dokonano szybkiej transformacji Fouriera otrzymanego sygnału. Należy zauważyć, iż jest to transformacja sygnału dyskretnego, przez co konieczne jest sprawdzenie, czy został spełniony warunek Nyquista [4], zgodnie z którym, aby otrzymać niezniekształcony sygnał, częstotliwość próbkowania musi być co najmniej dwa razy większa od częstotliwości badanej.

W doświadczeniu częstotliwość próbkowania nie spadała poniżej 900 Hz, a częstotliwość badana nie była większa od 12 Hz, więc warunek Nyquista został spełniony. Na rysunku 1. przedstawiono graficzną interpretację wyników.



Rys. 4. Wyniki pomiaru przyspieszenia i częstotliwości przy wymuszeniu kinematycznym o częstotliwości 12 Hz

Fig. 4. The results of the measurement of acceleration and frequency for the frequency of the kinematic excitation equal to 12 Hz

Z analizy powyższego rysunku, wynika, iż przy częstotliwości wymuszenia 12 Hz błąd względny pomiaru częstotliwości wyniósł mniej niż 0,41%. Pomiaru częstotliwości dokonano również dla wartości częstotliwości siły wymuszającej: 4 Hz, 6 Hz, 8 Hz, gdzie błędy pomiaru wyniosły nie więcej niż 0,8 %.

5. Wnioski

Podsumowując wyniki doświadczenia, można stwierdzić, że za pomocą akcelerometru, którego cena nie jest wyższa niż kilkanaście złotych, istnieje możliwość zbudowania urządzenia do pomiaru częstotliwości drgań z dobrą dokładnością. Urządzenie może zostać wykorzystane do pomiaru przemieszczeń układu drgającego.

Literatura

1. Han S., Measuring displacement signal with an accelerometer, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 24, s. 1329-1335 (2010).
2. Balcerzak J., Rozpoznawanie wzorców ruchowych przy użyciu żyroskopu i akcelerometru, Politechnika Warszawska Wydział Elektroniki i Technik Informacyjnych Instytut Informatyki, Warszawa (2015).
3. ADXL345 Data Sheet, One Technology Way, P.O. Box 9106, Norwood, MA 02062-9106, U.S.A.
4. Zieliński T. P., Cyfrowe przetwarzanie sygnałów od teorii do zastosowań, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (2014).

OCENA SKUTECZNOŚCI IZOLACJI CIEPLNEJ SZYB ZESPOLONYCH

inż. KAMIL PŁAZA

Automatyka i Robotyka, semestr I, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr inż. Marek Paruch

Streszczenie. Głównym celem projektu było wykonanie analizy termicznej szyb zespolonych w celu oszacowania ich skuteczności w trakcie oddziaływania niskich i wysokich temperatur. Do przeprowadzenia analizy termicznej wykorzystano równanie Fouriera dla stanu ustalonego, uzupełnione o odpowiednie warunki brzegowe. W oprogramowaniu MSC MARC/MENTAT przeprowadzono analizy numeryczne, dzięki którym porównano wyniki przepływu ciepła dla różnych modeli.



EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THERMAL INSULATION OF THE GLAZING UNITS

Abstract. The main objective of the project was to perform thermal analysis glazing units in order to estimate their effectiveness during influence of high and low temperatures. To carry out the thermal analysis was used Fourier equation for steady state, supplemented by appropriate boundary conditions. The software MSC MARC/MENTAT was used to get numerical analyzes, whereby the results of the heat flow for the various models were compared.

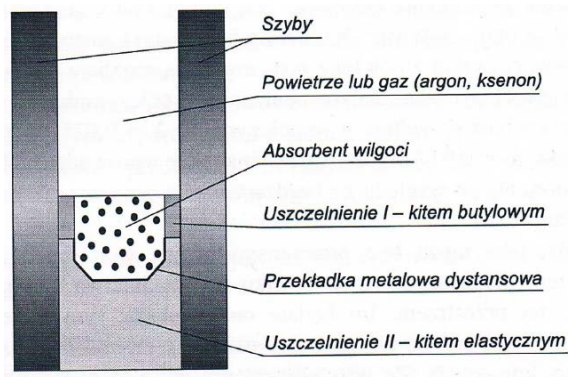
1. Wprowadzenie

Zewnętrzne przegrody budynków powinny utrzymywać wewnętrzny mikroklimat i utrzymywać go niezależnie od pogody panującej na zewnątrz, czyli wpływu zmiany temperatury, opadów itp. Dużą część energii zużywa się na ogrzewanie budynków. Żeby zmniejszyć utratę ciepła należy skupić się głównie na poprawie izolacyjności cieplnej otworów ściennych.

Szyba pojedyncza jest słabym izolatorem, więc stosuje się układy wieloszybowe zwane szybami zespolonymi. Izolację polepsza tutaj gaz, który znajduje się między szybami.

Szyby zespolone to jedno- lub wielokomorowe elementy, złożone z kilku szyb, które są rozdzielone elementem dystansowym i połączone spoiwem na obwodzie. Zamknięty gaz powinien być osuszony. Najczęściej używa się powietrza lub argonu, rzadko kryptonu i ksenonu. Szyby mają zwykle grubość 3-6 mm, a komora gazowa 6-16 mm. Schemat budowy szyby zespolonej przedstawiono na rysunku 1.

Szyby nie mogą posiadać skorodowanych ramek, ani żadnych nieszczelności na ramce i w narożnikach. Dlatego sprawdza się szczelność układu przez podgrzanie szyby do 70°C i schłodzeniu do 18°C. Po dziesięciu takich cyklach sprawdza się temperaturę punktu rosy, która nie może przekraczać -35°C [1, 2].



Rys. 1. Schemat budowy szyby zespolonej [1]
 Fig. 1. Scheme of the glazing unit [1]

2. Model matematyczny

Podstawowym równaniem opisującym przepływ ciepła jest równanie Fouriera [3]:

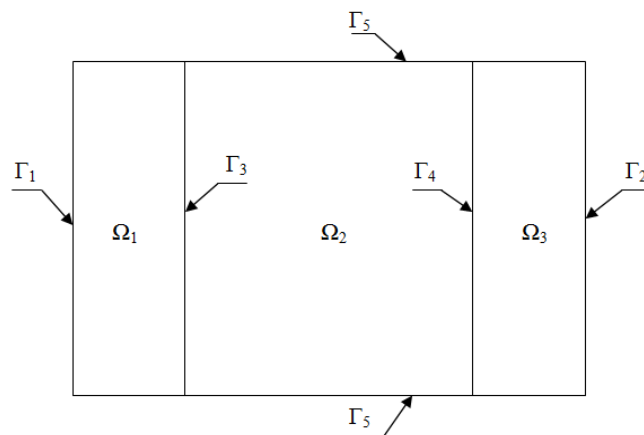
$$X \in \Omega: c(T)\rho(T)\frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X,t)] + Q(X,t) \quad (1)$$

gdzie X , t , T oznaczają odpowiednio współrzędne geometryczne, czas i temperaturę, λ [W/mK] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła, $c(T)$ [J/kgK] oznacza ciepło właściwe, $\rho(T)$ [kg/m³] jest gęstością, a $Q(X,t)$ [W/m³] jest funkcją źródła.

Ponieważ w pracy analizę termiczną przeprowadzono dla stanu ustalonego równanie (1) przyjmuje postać:

$$X \in \Omega: \text{div}[\lambda(T)\text{grad}T(X)] = 0. \quad (2)$$

Model matematyczny przewodzenia ciepła przedstawiono za pomocą równań (3), który został uzupełniony odpowiednimi warunkami brzegowymi (por. równania (4)-(8)). Na rysunku 2 przedstawiono sposób założenia warunków brzegowych dla przykładu szyby zespolonej jednokomorowej, w przypadku szyb dwukomorowych konieczne jest dodanie jeszcze jednego obszaru szyby oraz jednego obszaru komory międzyszybowej.



Rys. 2. Warunki brzegowe dla szyby zespolonej jednokomorowej
 Fig. 2. Boundary conditions for glazing unit, single chamber

$$X \in \Omega_e : \lambda_e \nabla^2 T_e(X) = 0, \quad e = 1, 2, 3 \quad (3)$$

Na brzegach Γ_1 i Γ_2 założono warunek brzegowy III rodzaju, określający kontakt szyby ze środowiskiem, odpowiednio, zewnętrznym oraz wewnętrznym

$$X \in \Gamma_1 : q_1(X) = \alpha_z (T_1(X) - T_{otz}) \quad (4)$$

$$X \in \Gamma_2 : q_2(X) = \alpha_w (T_2(X) - T_{otw}) \quad (5)$$

gdzie α_z , α_w są współczynnikami wymiany ciepła pomiędzy szybą a otoczeniem, odpowiednio zewnętrznym i wewnętrznym, natomiast T_{otz} , T_{otw} są temperaturami otoczenia.

Na brzegach Γ_3 i Γ_4 założono warunki brzegowe IV rodzaju (idealnego kontaktu termicznego)

$$X \in \Gamma_3 : \begin{cases} T_1(X) = T_2(X) \\ q_1(X) = -q_2(X) \end{cases} \quad (6)$$

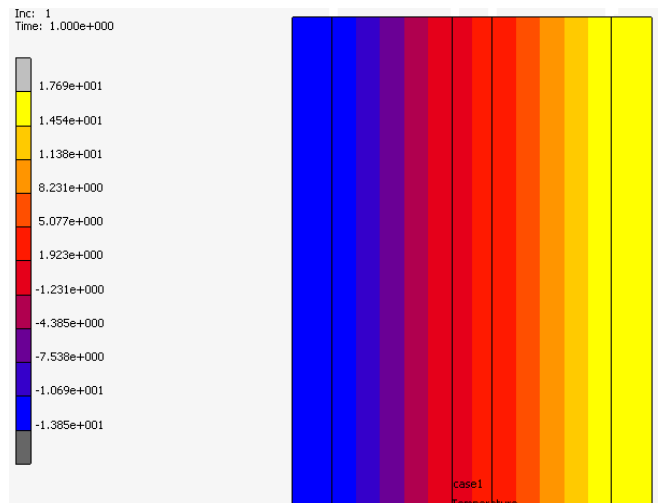
$$X \in \Gamma_4 : \begin{cases} T_2(X) = T_3(X) \\ q_3(X) = -q_3(X) \end{cases} \quad (7)$$

Na pozostałych brzegach założono warunek adiabatyczny, strumień ciepła równy zero

$$X \in \Gamma_5 : q_e(X) = 0, \quad e = 1, 2, 3 \quad (8)$$

3. Wyniki symulacji numerycznych

Do przeprowadzenia analizy numerycznej przyjęto następujące wartości współczynników przewodzenia ciepła: dla szyby $\lambda=1$ [W/mK], dla argonu $\lambda=0.01772$ [W/mK], dla ksenonu $\lambda=0.0054$ [W/mK].



Rys. 3. Szyba zespolona dwukomorowa z zastosowaniem argonu.

Temperatura zewnętrzna -15°C , temperatura wewnętrzna 20°C

Fig. 3. Glazing unit double chamber with argon.

Outside temperature -15°C , internal temperature 20°C

W tabelach 1 i 2 zestawiono wyniki analiz dla wszystkich rozważanych przypadków.

Tabela 1. Zestawienie wyników analiz dla modeli szyb pojedynczych

Table 1. A tabular summary of the analysis single glass models

	Temperatury na brzegach szyb zwykłych w różnych warunkach [°C], $T_{otw}=20^{\circ}\text{C}$	
Temperatura zewnętrzna [°C]	-15	30
Szyba pojedyncza 2D	$T_1=-3.78, T_3=-2.43$	$T_1=26.79, T_3=26.41$
Szyba pojedyncza 3D	–	$T_1=26.79, T_3=26.41$

Tabela 2. Zestawienie wyników analiz dla modeli szyb zespolonych

Table 2. A tabular summary of the analysis glazing units models

	Temperatury na brzegach szyb zespolonych w różnych warunkach [°C], $T_{otw}=20^{\circ}\text{C}$			
Rodzaj gazu i temperatura zewnętrzna [°C]	Argon		Ksenon	
	-15	30	-15	30
Szyba zespolona jednokomorowa	$T_1=-12.9, T_3=15.8$	$T_1=29.4, T_3=21.2$	$T_1=-14.2, T_3=18.5$	$T_1=29.8, T_3=20.4$
Szyba zespolona dwukomorowa	$T_1=-13.8, T_3=17.7$	$T_1=29.7, T_3=20.6$	$T_1=-14.6, T_3=19.2$	$T_1=29.9, T_3=20.2$

4. Podsumowanie

Szyba zespolona jednokomorowa z zastosowaniem argonu w porównaniu z szybą pojedynczą zwykłą jest bardzo dobrym izolatorem ciepła, ponieważ temperatura wewnątrz pomieszczenia jest zdecydowanie wyższa, aż o 18.24°C , przy temperaturze zewnętrznej -15°C . Przy temperaturze zewnętrznej 30°C różnica wynosi tylko 2.61°C dla tych dwóch modeli. Wynika to z niewielkiej różnicy między temperaturą wewnętrzną i zewnętrzną. Widać jednak, że przy zastosowaniu szyby zespolonej temperatura wewnętrzna jest zdecydowanie bliżej temperatury pożądanej (por. Rys. 3).

Zastosowanie dwóch komór w szybie zespolonej poprawia trochę skuteczność izolacji cieplnej, maksymalnie o 1.88°C , w rozpatrywanych przypadkach. Podobny efekt daje zastosowanie ksenonu zamiast argonu, dzięki czemu udało się osiągnąć temperaturę wyższą o maksymalnie 2.72°C . Stosowanie szyby zespolonej z dwoma komorami i ksenonu jest uzasadnione tylko w szczególnych przypadkach, gdzie wymaga się bardzo dobrej izolacji cieplnej, ponieważ podnosi to znacząco koszty produkcji takich układów szybowych.

Literatura

1. Osiecka E., Materiały budowlane, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2003).
2. Meller M., Siwiński P., Szkło budowlane, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin (2002).
3. Majchrzak E., Przepływ ciepła, Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej, materiały powielane (2014).

ANALIZA WPŁYWU NIEPEWNOŚCI PARAMETRÓW PALIWA NA STAN WYŁĘŻENIA KOMORY SPALANIA BRONI TYPU „SPUD GUN”

OLAF POPCZYK

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr VI, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Dziatkiewicz

Streszczenie. Celem artykułu jest ocena ryzyka korzystania z wyrzutni na ziemniaki, która jest tania i łatwą w budowie bronią palną. Analiza dotyczy wpływu niepewności parametrów spalanej paliwa na stan wyłężenia komory spalania broni typu „spud gun”.

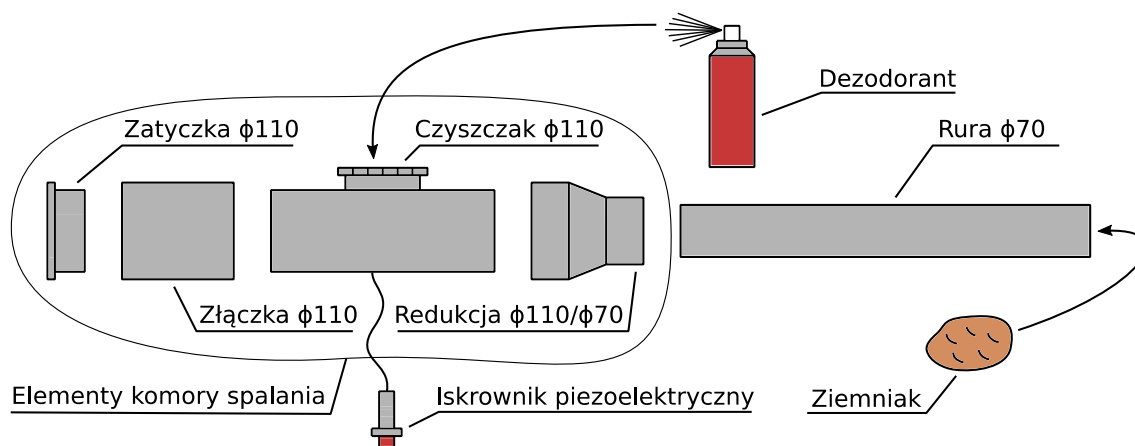


THE ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF FUEL UNCERTAIN PARAMETERS ON THE COMBUSTION CHAMBER STRESS STATE IN THE SPUD GUN

Abstract. The aim of the article is to assess the risk of using the spud gun, which is a cheap and easy firearm to build. The analysis concerns the impact of the burned fuel uncertain parameters on the stress state of the combustion chamber.

1. Wprowadzenie

Wyrzutnia na ziemniaki jest bronią palną zbudowaną ze szczelnie połączonych rur oraz kształtek PP lub PVC [7]. Broń miota ziemniakami ładowanymi przez lufę. Bulwy uzyskują znaczną energię kinetyczną w wyniku detonacji wybuchowego aerozolu [4] składającego się z powietrza oraz rozproszonego w nim w postaci mgiełki ciekłego paliwa, którym najczęściej jest dezodorant doprowadzany przez specjalny wlot w korpusie. Prędkość wylotowa pocisku może przekraczać $100 \frac{m}{s}$ [1]. Impuls energetyczny inicjujący proces spalania detonacyjnego generowany jest przez iskrownik piezoelektryczny. Na rysunku 1 przedstawiono schemat wyrzutni na ziemniaki będącej przedmiotem rozważań w dalszej części artykułu.

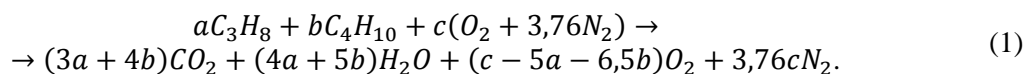


Rys. 1. Schemat budowy wyrzutni na ziemniaki

Fig. 1. Spud gun scheme

2. Model matematyczny

Składnikiem palnym wielu dezodorantów jest mieszanina propanu C_3H_8 oraz butanu C_4H_{10} [10]. Równanie reakcji spalania całkowitego takiej mieszaniny wygląda następująco [1]:



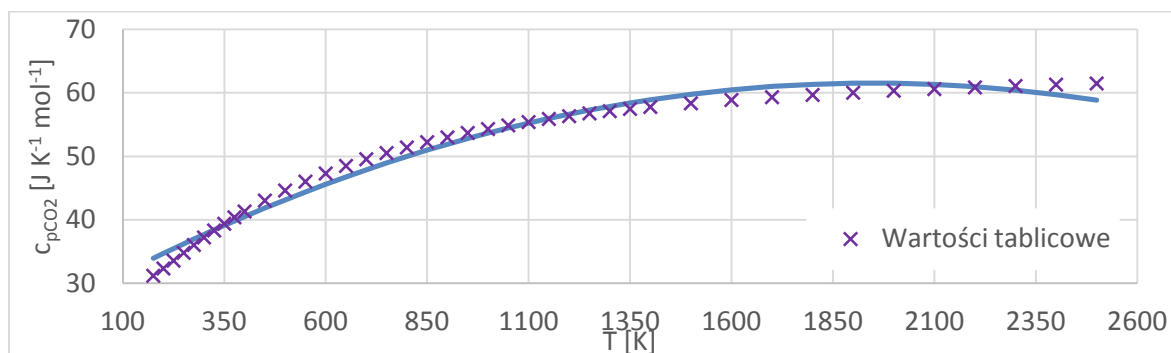
Ważnym parametrem determinującym charakter procesu spalania jest współczynnik nadmiaru powietrza λ [1] definiowany jako stosunek ilości powietrza w reakcji spalania do jego teoretycznego zapotrzebowania. Z definicji wynika, że jest on zależny od składu spalane go aerozolu. Spalanie aerozolu ma charakter detonacji skutkującej powstaniem fali uderzeniowej oraz znacznym wzrostem temperatury i ciśnienia w komorze spalania. Wspomniane parametry można obliczyć stosując model Chapmana-Jougueta, który opisuje charakter tak gwałtownych reakcji spalania. Temperaturę detonacji T_2 opisuje równanie [2]:

$$T_2 = \frac{2\gamma_2^2}{\gamma_2 + 1} \left(\frac{c_{p1} M_2}{c_{p2} M_1} T_1 + \frac{q_2}{c_{p2}} \right), \quad (2)$$

gdzie γ – wykładnik adiabaty, $c_p = c_p(T)$ – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu będące funkcją temperatury T , M – zastępcza masa molowa spalanej mieszanki, q – właściwa molowa ilość wydzielanego ciepła. Indeks 1 dotyczy aerozolu przed reakcją spalania, a 2 spalin. Przenosząc T_2 na drugą stronę oraz uwzględniając prawa Mayera oraz Hessa [2] otrzymuje się:

$$2 \left(\frac{c_{p2}(T_2)}{c_{p2}(T_2) - MR} \right)^2 \left(\frac{c_{p1} M_2}{c_{p2}(T_2) M_1} T_1 + \frac{|\sum n_i h_i^1| - |\sum n_j h_j^2|}{\sum n_j} \frac{1}{c_{p2}(T_2)} \right) - T_2 = 0, \quad (3)$$

gdzie MR - uniwersalna stała gazowa, h - standardowa entalpia tworzenia, n - liczba moli. Wyznaczenie temperatury detonacji wymaga rozwiązania równania (3). Ciepło właściwe spalin $c_{p2}(T_2)$ jest funkcją ciepł właściwych ich składników. Wartości ciepł właściwych składników spalin są stabilizowane [8], co pozwala wyznaczyć wzór funkcji $c_{p2}(T_2)$ aproksymując funkcje ciepł właściwych $c_{pi}(T)$ poszczególnych składników. Na rysunku 2 przedstawiono wykres funkcji $c_{pCO_2}(T)$ aproksymowanej metodą najmniejszych kwadratów wielomianem stopnia drugiego [5].



Rys. 2. Wykres funkcji $c_{pCO_2}(T)$
Fig. 2. Graph of a function $c_{pCO_2}(T)$

Aproksymując funkcje pozostałych ciepł właściwych oraz ustalając wzór funkcji $c_{p2}(T_2)$ należy rozwiązać równanie (3) numerycznie. Należy zauważyć, że praktyczne znaczenie ma pierwiastek równania (3) należący do przedziału $\langle 298K, 4000K \rangle$. Znając temperaturę spalania można obliczyć ciśnienie fali uderzeniowej p_2 korzystając z równania [2]:

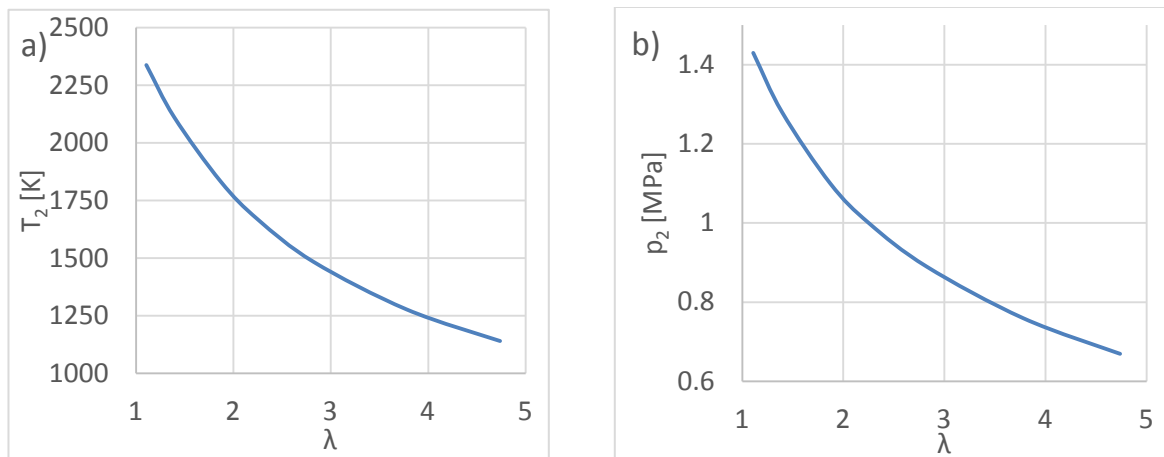
$$p_2 = p_1 \frac{2c_{p2}(T_2) - MR \frac{M_1 T_2}{M_2 T_1}}{c_{p2}(T_2)} \quad (4)$$

gdzie p_1 - ciśnienie w stanie 1. Komora spalania ma kształt rury o średnicy zewnętrznej d oraz grubości ścianki g . Znając ciśnienie w niej panujące można wyznaczyć stan jej wyętwienia korzystając z tzw. zagadnienia Lamégo [3]. Maksymalne naprężenia zredukowane σ_{red}^{max} wg hipotezy Hubera, które występuje w ściance rury można wyznaczyć korzystając z równania [3]:

$$\sigma_{red}^{max} = p_2 \frac{\left(\frac{d}{2} - g\right)^2}{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2} - g\right)^2} \sqrt{1 + 3 \left(\frac{d}{d - 2g}\right)^2} \quad (5)$$

3. Obliczenia

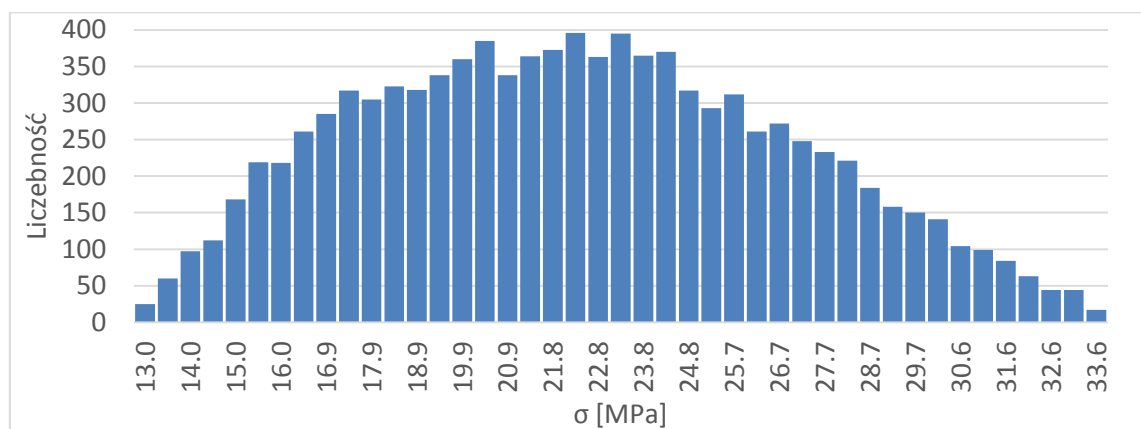
Na rysunku 3 przedstawiono wykresy zależności temperatury T_2 i ciśnienia detonacji p_2 w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ . Rozważano paliwo propan-butan o składzie 50%/50%.



Rys. 3. Wykresy funkcji a) $T_2(\lambda)$, b) $p_2(\lambda)$
Fig 3. Graphs of a functions a) $T_2(\lambda)$, b) $p_2(\lambda)$

Ocena ryzyka korzystania z wyrzutni wymaga ustalenia jaki wpływ na naprężenia σ_{red}^{max} mają niepewne parametry opisujące skład paliwa. Założono, że naprężenia σ_{red}^{max} są funkcją trzech zmiennych $\sigma_{red}^{max} = \sigma_{red}^{max}(s, m, b)$, gdzie s - stosunek udziału molowego propanu do butanu, m - masa paliwa, b - udział substancji niepalnych w paliwie. Wyznaczenie wartości parametrów s, m, b podczas eksploatacji broni jest trudne, można jednak oszacować ich zakresy. Założono, że zakresy parametrów s, m, b wynoszą odpowiednio $\langle 0,5 \div 2 \rangle$, $\langle 0,1g \div 0,3g \rangle$, $\langle 0,1 \div 0,5 \rangle$ oraz że ich rozkłady są jednostajne. Z podanych zakresów wylosowano wartości parametrów s, m, b a następnie obliczono dla nich wartość naprężeń σ_{red}^{max} . Założono, że komora spalania o wymiarach $d = 120mm$, $g = 2,7mm$ [6] wykonana jest z polipropylenu dla którego granica plastyczności R_e wynosi $30MPa$ [11].

Procedurę powtórzono 10000 razy. Wyniki obliczeń w postaci histogramu oraz miar statystycznych rozkładu zestawiono na rysunku 4. Liczba klas wynosząca 43 została dobrana wg reguły Rice'a [9].



Średnia	Odchylenie standardowe	Współczynnik asymetrii	Kurtoza	Współczynnik zmienności	$p(\sigma_{red}^{max} > R_e)$
22,4 MPa	4,56 MPa	0,18	-0,72	0,2	5,63%

Rys. 4. Histogram rozkładu σ_{red}^{max} oraz jego najważniejsze miary statystyczne
 Fig. 4. Histogram of σ_{red}^{max} distribution and its most important statistical measures

4. Analiza danych oraz wnioski

Analiza histogramu oraz miar statystycznych prowadzi do wniosku, że rozkład σ_{red}^{max} jest rozkładem lekko prawoskośnym, platokurtycznym o niewielkim stopniu zróżnicowania. Można stwierdzić, że korzystanie z wyrzutni przy założonych parametrach nie jest bezpieczne. Prawdopodobieństwo przekroczenia R_e wynoszące ponad 5% wskazuje na pewne niebezpieczeństwo. Należy wziąć pod uwagę, że w obliczeniach nie uwzględniono wpływu naprężeń termicznych, dynamiki procesu detonacji, efektów reologicznych oraz kwestii wytrzymałości zmęczeniowej. Można sformułować wniosek, że przy budowie wyrzutni należy skorzystać z rur wykonanych z bardziej wytrzymałego PVC oraz stosować grubsze ścianki.

Literatura

1. Carlucci D.E., Jacobsen S.S., Ballistics, Theory and Design of Guns and Ammunition, CRC Press, Boca Raton (2007)
2. Keating E. L., Applied Combustion, CRC Press, Boca Raton (2007)
3. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., Wytrzymałość materiałów T. II, WNT, Wa-wa (2012)
4. Włodarczyk E., Wstęp do mechaniki wybuchu, WAT, Warszawa (1992)
5. Majchrzak E., Mochnicki B., Metody Numeryczne. Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004)
6. pl.wavin.com
7. spudtech.com
8. engineeringtoolbox.com
9. onlinestatbook.com
10. Procter & Gamble Material Safety Data Sheet
11. Norma DIN 53495

DETERMINATION OF FATIGUE PROPERTIES OF TRUCK LOWER SUSPENSION ARM

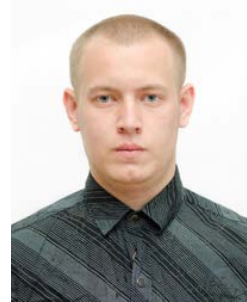
ALEXANDER SHASHKO

Computer Mechatronics, 2 semester, 5th year

Supervisor: S.A. Pronkevich, Ph. D., Associate Professor

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Abstract. The focus is on the finite element fatigue analysis of an automobile lower suspension arm undergoing varying stresses. The paper identifies possible areas of fatigue failure of the structural component and defines his service life with the help of the software Ansys Workbench and nCode DesignLife.



1. Introduction

The lower suspension arm plays an important role in the car resource life. It is subjected to various cyclic stresses and different intensity exposure under different road conditions and different truckload. In some cases (e.g., an impact) there is a risk of it breaking. Figure 1 shows the nature of the arm failure simulating it on a test bench.



Fig. 1. The nature of the lower suspension arm failure

With the calculation made in the above article we try to simulate cyclic fatigue failure of the sample of a lower suspension arm shown in Figure 1. This calculation is carried out in order to work out the methodology of fatigue calculation in Ansys environment and increase knowledge in this area, although it is based on an industrial model.

2. Calculation experiment

Figure 2 shows a 3D-model of the arm under boundary conditions, created with the help of the Autodesk Inventor software. We used steel with the following mechanical properties (Table 1) as a material model with the force F applied at 50 kN at an angle of $\alpha = 10^\circ$ to the vertical.

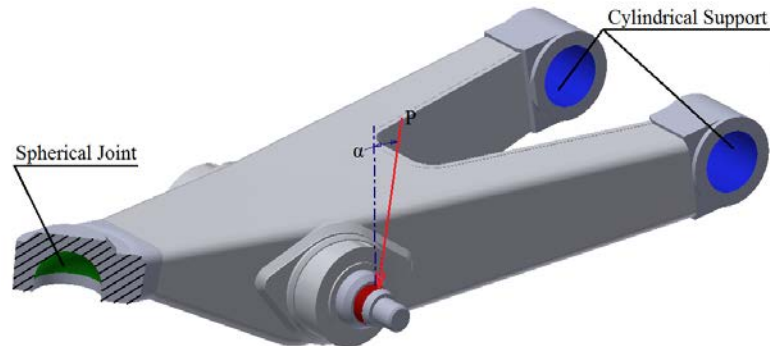


Fig. 2. Conditions of the arm stressing and securing

Table 1. Properties of the material used

Young's modulus $E \cdot 10^5$, MPa	Yield Stress, MPa	Tangent modulus, MPa
2,15	780	1420

Conditions of the arm stressing and securing are simulated in Ansys in accordance with the tests carried out using a test bench. The calculation results are shown in Figure 3.

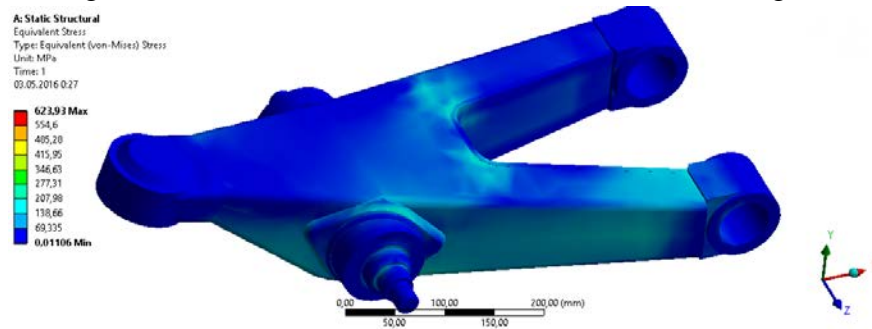


Fig. 3. The equivalent (von – Mises) stress distribution in the model

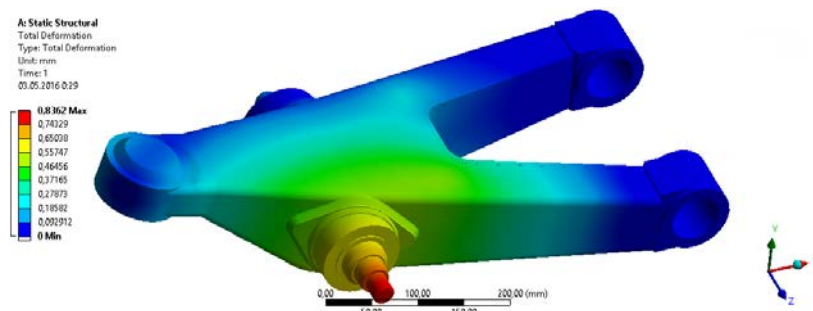


Fig. 4. Total deformation of the model

The maximum equivalent stress in the model is 624 MPa, which is less than the tensile stress, but when subjected to a cyclic stress a certain risk arises.

We have studied the factors influencing the fatigue failure using both the stress method to determine its life using Wohler endurance curve $\sigma - N$, and the strain method showing the best results when stress concentration can lead to an accumulation of local plastic deformation. In nCode DesignLife chosen for this study the two methods are available. The calculation will take place using the stress method.

The stress method is a classic method of assessing fatigue life. Under this method, the fatigue life depends primarily on the stress, cyclic properties of the material, geometry and characteristics of the environment, considered by the curve $\sigma - N$. The ratio between the nominal stress amplitude and fatigue life described by the curve $\sigma - N$, is reduced to the equation [1]:

$$N_f = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_B} \right)^m \cdot N_0, \quad (1)$$

where σ_a – is a stress amplitude; N_f – is a number of cycles to failure; m – is a degree defined using the endurance curve in the coordinates $\text{Lg } \sigma - \text{Lg } N$.

Kinematic (stresses) and static (limit) boundary conditions were determined on the basis of the device design and suspension principle. The transition from a multi-axis to an uniaxial stress state in the component is carried out using Mises maximum-distortion-energy hypothesis [2]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}, \quad (2)$$

where $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - is equivalent stresses; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – are principal stresses.

In Ansys nCode DesignLife medium stress adjustment is used for plastic materials carried out using Gerber [3]:

$$\sigma_{\text{ca}} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2}, \quad (3)$$

where σ_{ca} – is an adjusted alternating stress amplitude; σ_a – is an alternating stress amplitude; σ_m – is an average stress; σ_B – is a tensile strength.

The calculation begins with the installation of the required amount of stress. The stress will vary sinusoidally from 0 kN to 50 kN (Figure 5).

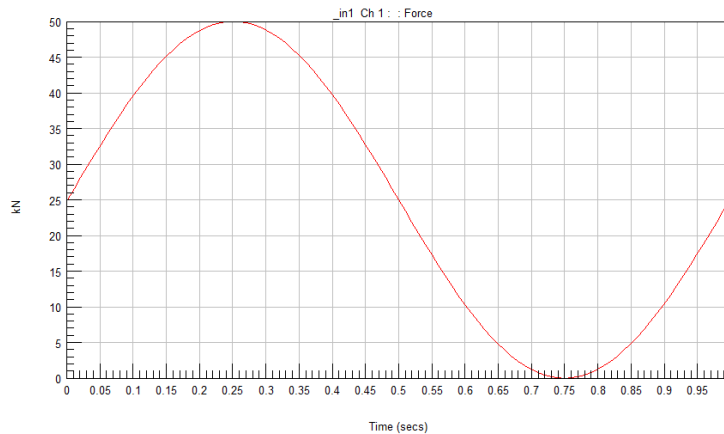


Fig. 5. Stress changes visualized

The calculation results are shown in Figure 6.

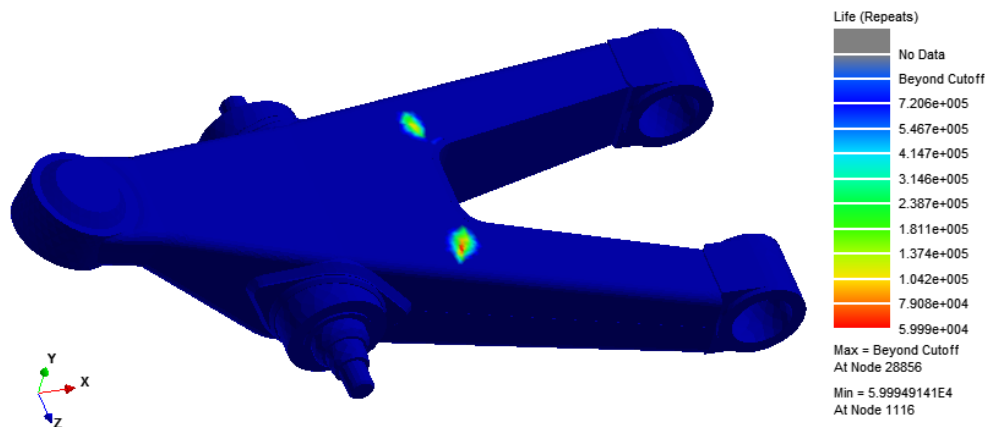


Fig. 6. The number of cycles to failure

3. Conclusion

Further investigation into strain-stress state of a front lower suspension arm of a motor vehicle may allow for its optimization, namely:

- to reduce the weight of the structural elements;
- to increase the load capacity of a motor vehicle;
- to increase the speed of a car under any road conditions;
- increase parts service life;
- to improve workplace environment (vibration load state).

References

1. Weinberg, D.V. The Finite Element Method in the mechanics of deformable bodies / D.V. Weinberg [et al.] // Journal of Applied Mechanics. - 1972. - vol.8, number 8. - P. 3-28.
2. Kaplun, A.B. ANSYS in the hands of an engineer: A Practical Guide / A.B. Kaplun, E.M. Morozov, M.A. Olfereva. - Moscow: Editorial URSS, 2003. - 272 p.
3. Cook, R.D. Finite Element Modeling for Stress Analysis / R.D. Cook, John Wiley & Sons, 1995. – 320 p.– № 3. – C. 102–109.
4. Bathe, K.-J. Finite Element Procedures/ K.-J. Bathe. – Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1996. – 1052 p.

MODELING OF AN EMERGENCY STOP OF THE GEAR

DZMITRY TRYFANKOU

Computer mechatronics, 2 semester, 3th year

Supervisor: Artur Hlembotski, MSc Eng.

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus



Abstract. The paper describes the modeling of an emergency stop of the gear. Simulation is performed using the finite element method in the program LS-DYNA. A comparative analysis of the two models of the stop lever is shown.

1. Introduction

Emergency braking has an important role in providing safety of vehicles or different (lift) mechanisms. One of safety elements is a gear system. The gear rotates at high speed and jammed by lever at the time of the accident. It is required to determine the possibility of destruction stop lever and to suggest the design changes if necessary.

2. Calculation experiment

The initial calculation model (a) and model with the improved stop lever (b) are shown in Figure 1. Three-dimensional solid model can be built into any cad system, and then can be built finite element model. We used autodesk Inventor and ANSYS.

A special feature simulation LS-DYNA is rather large number of material models.

We used plastic material model with the possibility of destruction of elements. The destruction of elements occurs in the case where the maximum stress or strain exceed specified. In this case, the steel from the library system ANSYS material was used. Material properties are:

Mass density: $7.8500E-6 \text{ kg/mm}^3$,

Young's modulus: $2.0000E+5 \text{ MPa}$,

Poisson's ratio: 0.3,

Yield Stress: 250 MPa,

Tangent modulus: 1450 MPa,

The description of contact interaction:

At the initial moment the rotor starts rotating with an angular velocity of 4.5 rad/s. For rotation in the finite element model are added auxiliary beam elements which link the rotor with the axis of rotation.

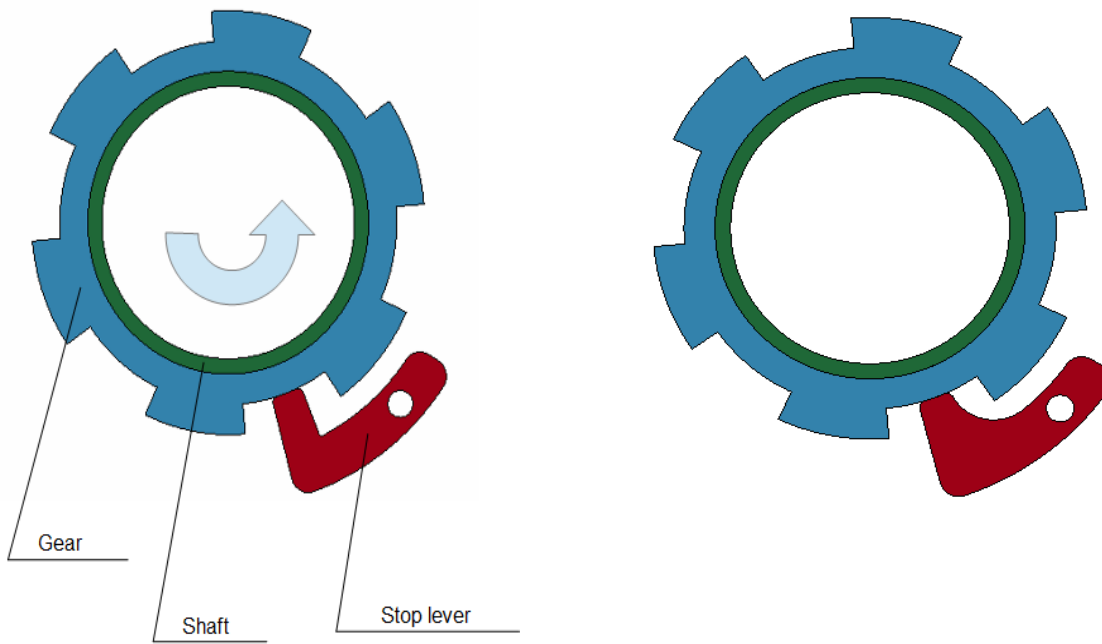


Fig. 1. The initial calculation model (a) and model with the improved stop lever (b)

Equivalent stress at the first contact moment (2a) at the maximum contact moment (2b) are shown in Figure 2. The maximum stress in stop lever is 378 MPa. It is less than the value of critical stress.

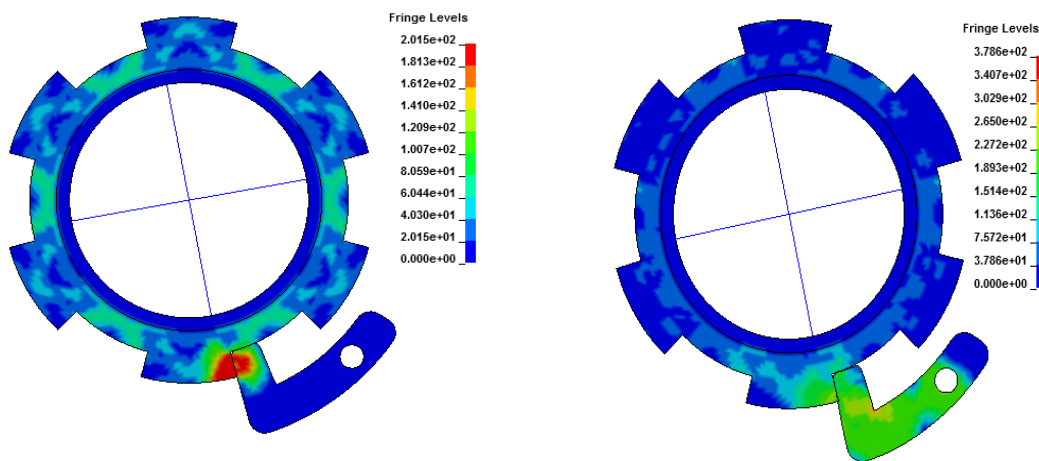


Fig. 2. Equivalent stress at the first contact moment (a), at the maximum contact moment(b)

The changes of the kinetic energy are shown in Figure 3. The changes of the rotational velocity are shown in Figure 4.

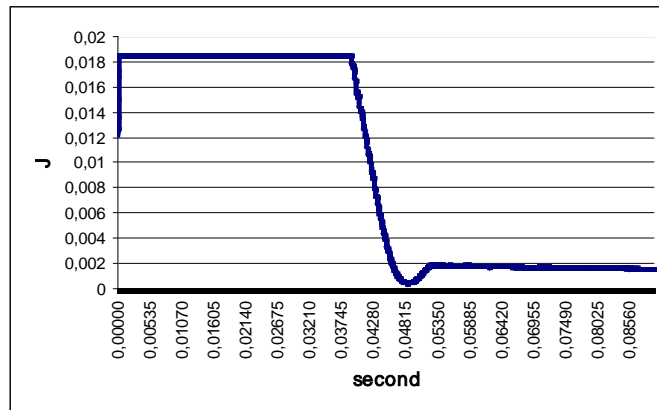


Fig. 3. Changes of the kinetic energy of the gear.

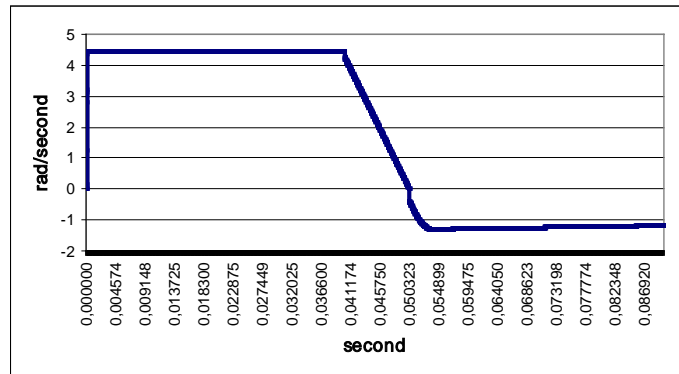


Fig. 4. Changes of the rotational velocity of the gear.

It is seen that after the collision the rotor starts rotating with the slowdown in the opposite direction. According to preliminary results of the calculation was amended in the stopper design (Figure 1 (b)).

Equivalent stress at the first contact moment (5a) at the maximum contact moment (5b) are shown in Figure 5. The maximum stress in stop lever is 291 MPa.

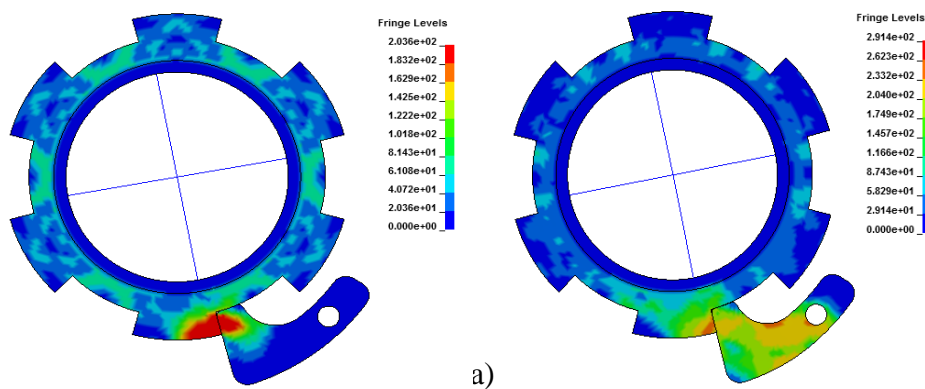


Fig. 5. Equivalent stress at the first contact moment (a), at the maximum contact moment (b)

The changes of the kinetic energy are shown in Figure 6. The changes of the rotational velocity are shown in Figure 7.

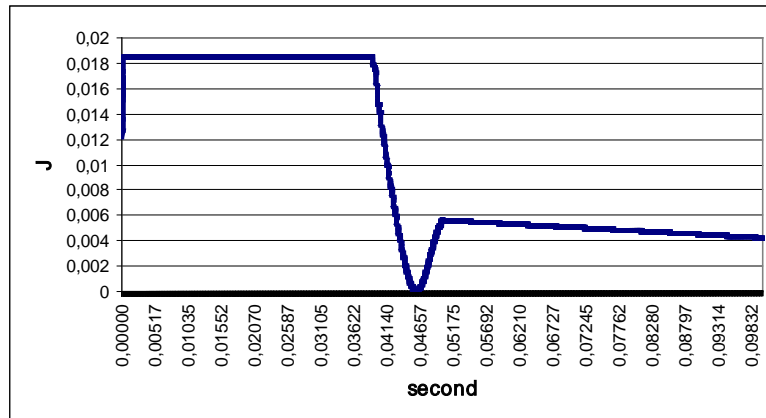


Fig. 6. Changes of the kinetic energy of the gear.

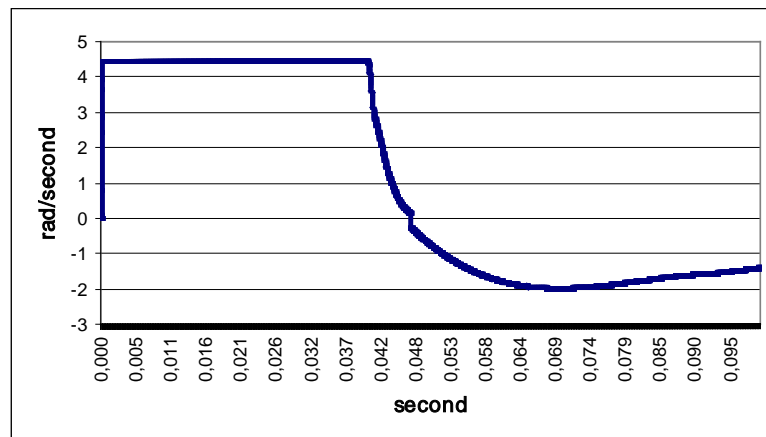


Fig. 7. Changes of the rotational velocity of the gear.

3. Conclusion

Both variants of stop lever can withstands braking. The stress in the second variant of the stop disc is less than by a quarter, and the angular velocity in the reverse rebound decreases faster. The destruction of the gear and stop lever does not occur.

References

1. LS-DYNA Keyword user's manual. Livermore Software Technology Corporation (LSTC) Cook, R.D. Finite Element Modeling for Stress Analysis / R.D. Cook, John Wiley & Sons, 1995. – 320 p.– № 3. – C. 102–109.
2. Madenci E. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS / E. Madenci, I. Guven - Springer Science + Business Media, LLC, 2006 – 696 p.

BADANIA DOŚWIADCZALNE I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA MES ZŁĄCZY DREWNIANYCH

inż. PIOTR ŻOLNA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, semestr III, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej

Streszczenie. Celem pracy jest przedstawienie zgodnie z obowiązującymi normami badań wytrzymałościowych jakie wykonuje się w laboratoriach na próbkach z drewna oraz wyznaczenie modułu Younga i wytrzymałości na zginanie, za pomocą przeprowadzonej trójpunktowej próby zginania na próbkach prostokątnych z drewna świerku i sosny. Przeprowadzono również analizę MES próby trójpunktowego zginania i wytrzymałości złącza drewnianego.



EXPERIMENTAL TESTS AND FEM STRENGTH ANALYSIS OF WOOD JOINTS

Abstract. The aim of the study is to present in accordance with the standards of strength tests that are performed in laboratories on samples of wood and determination of Young's modulus and flexural strength, using a three-point bending test conducted on samples of rectangular wood spruce and pine. The FEM was used to analyze the three-point bending test and strength of a wood joint.

1. Wprowadzenie

Drewno jest materiałem stosowanym w konstrukcjach. Aby móc go używać niezbędne jest dobre poznanie jego własności mechanicznych, a szczególnie jego wytrzymałości. Właściwości drewna podobnie jak i innych materiałów konstrukcyjnych zależą ściśle od jego budowy. Ze względu na swoją włóknistą budowę drewno nie jest materiałem jednorodnym. Jego właściwości fizyczne i mechaniczne zależą od kierunku anatomicznego. Pień drzewa należy rozpatrywać w postaci anizotropii cylindrycznej z trzema płaszczyznami symetrii odpowiadającymi przekrojom: poprzecznemu, promieniowemu oraz stycznym. Linie przecięcia się ze sobą płaszczyzn tworzą trzy kierunki anizotropowe, które odpowiadają kierunkom głównym: wzdłuż włókien, promieniowemu i stycznemu do obranego słoja rocznego. Właściwości anizotropowe utrudniają jego obróbkę i zastosowanie [1,2].

2. Własności mechaniczne drewna

Mechaniczne właściwości drewna określają jego zdolność do przeciwstawiania się działaniu zewnętrznych sił mechanicznych. Siły te wywołują zmianę wymiarów i kształtu drewna oraz powodują naprężenia, które mogą wywołać jego zniszczenie. Siły te mogą mieć charakter statyczny lub dynamiczny.

Najczęściej wyróżnia się wytrzymałość drewna na: rozciąganie, ściskanie, zginanie i ścinanie. Dodatkowo ważnymi wskaźnikami właściwości mechanicznych drewna są: moduł sprężystości, współczynnik Poissona, udarność i twardość.

Z racji anizotropowości drewna różnią się wyżej wymienione właściwości w kierunkach wzdłuż i w poprzek włókien [2,3].

3. Próba trójpunktowego zginania

W celu wyznaczenia modułu sprężystości i wytrzymałości na zginanie została przeprowadzona statyczna próba trójpunktowego zginania zgodnie z normą [4]. Podczas badania nastąpiło zginanie belki podpartej w dwóch punktach i obciążonej siłą skupioną centralnie pomiędzy podporami. Przekrój niebezpieczny znajduje się w miejscu działania siły i to tam też nastąpiło złamanie belki. Stanowisko pomiarowe pokazuje poniższy rysunek (rys. 1).



Rys. 1. Stanowisko do badania wytrzymałości na zginanie
Fig. 1. Stand for testing flexural strength

Prostopadłościennie próbki stosowane do badania były wykonane z drewna świerkowego i sosnowego z uwzględnieniem przebiegu słoików rocznych w przekroju poprzecznym. Próbka 1 została wykonana ze świerka z włóknami prostopadłymi do kierunku działania siły, próbka 2 – ze świerka z włóknami równoległymi do kierunku działania siły, a próbka 3 – z sosny z włóknami również równoległymi do kierunku działania siły. Długość próbek wynosiła $l = 200$ mm, natomiast przekrój miał szerokość $b = 20$ mm oraz wysokość $h = 10$ mm.

Moduł Younga oraz wytrzymałość na zginanie zostały obliczone zgodnie z normą [4]. W celu wyliczenia modułu sprężystości sporządzono wykres wartości obciążenia w przedziale od $0,1 F_{max}$ do $0,4 F_{max}$ od ugięcia próbki oraz przeprowadzono na nim analizę regresji. Współczynnik korelacji powyżej 0,99 pozwalał obliczyć umowny moduł sprężystości. Moduł ten został obliczony ze wzoru:

$$E = \frac{l_1^3 (F_2 - F_1)}{48I (w_2 - w_1)} \text{ [MPa]}, \quad (1)$$

gdzie:

- I – moment bezwładności przekroju próbki [mm^4],
- l_1 – rozpiętość podpór [mm].

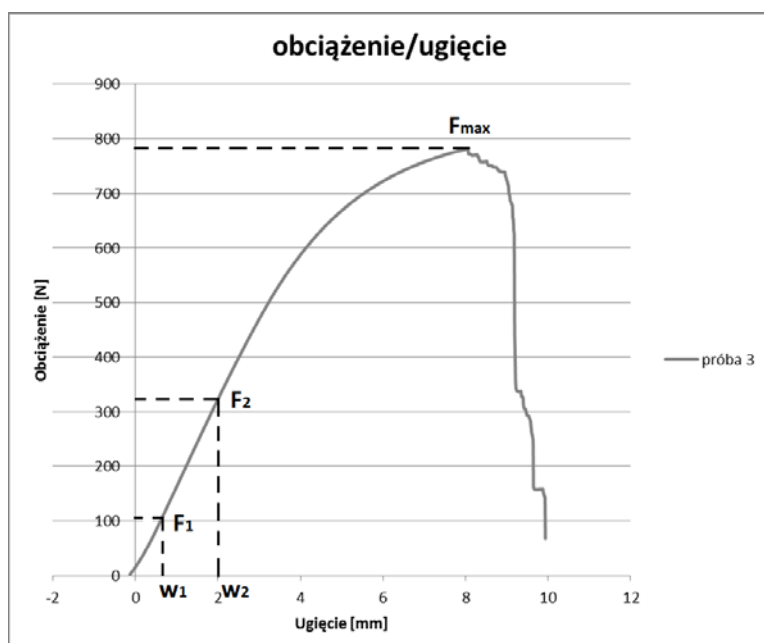
Wytrzymałość na zginanie została obliczona ze wzoru:

$$f_m = \frac{aF_{max}}{2W} \text{ [MPa]}. \quad (2)$$

gdzie:

- a – odległość przyłożenia siły od najbliższej podpory [mm],
- W – wskaźnik wytrzymałości na zginanie [mm³].

Z uzyskanych z prób danych sporządzono wykresy „obciążenie/ugięcie”. Poniżej przedstawiono wykres dla próbki 3 z zaznaczonymi charakterystycznymi wartościami (rys.2):



Rys. 2. Wykres „obciążenie/ugięcie” dla próbki 3
Fig. 2. Chart "load / deflection" for sample 3

4. Analiza MES

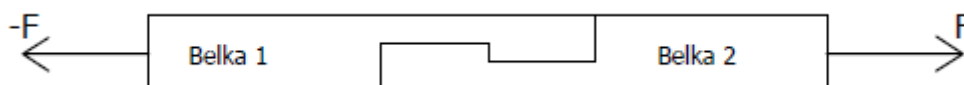
Analiza MES została przeprowadzona w programie *MSC Patran 2014*. Próbkę została zamodelowana jako ciało trójwymiarowe i podzielone na elementy bryłowe prostopadłościenne o 8 węzłach. Do obciążenia próbek użyto siły równej $0,4 F_{max}$, gdyż ograniczono się tylko do analizy w zakresie sprężystym. Wprowadzone moduły Younga były tymi wyznaczonymi w czasie badań laboratoryjnych, natomiast współczynniki Poissona zostały zaczerpnięte z literatury.

Tabela 1. Moduły Younga [MPa], wytrzymałości na zginanie [MPa] i ugięcia rzeczywiste [mm] oraz obliczone za pomocą MES [mm] dla próbek
Table 1. Young's modules [MPa], the bending strength [MPa] and deflection real [mm] and calculated by the FEM [mm] for the samples

Próbka	Moduł Younga	Wytrż. na zginanie	Ugięcie – dośw.	Ugięcie – MES
1	10533	-	1,381	1,42
2	8836	61	1,656	1,72
3	12378	110	1,925	1,98

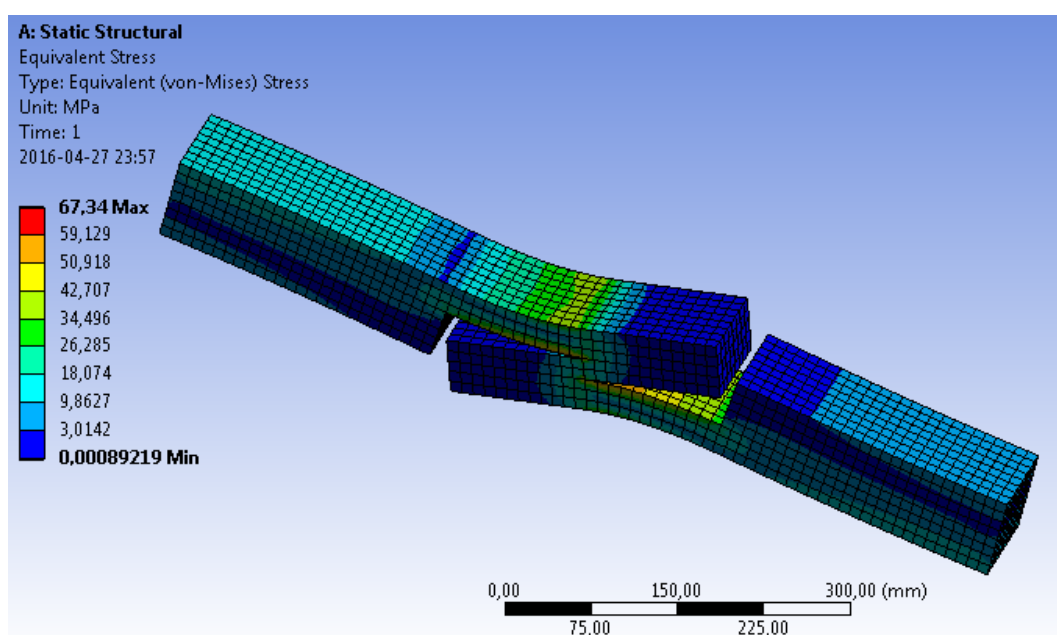
5. Złącza elementów drewnianych

Kolejnym etapem pracy jest analiza złączy elementów drewnianych. Jako przykład przedstawiono złącze na zamek prosty poddane sile rozciągającej (rys.3).



Rys. 3. Złącze na zamek prosty
Fig. 3. Tabled splice joint

Model zbudowano z dwóch belek o przekroju 80x80 mm. Siłę rozciągającą 25,6 kN odpowiadającą naprężeniu 4 MPa przyłożono na końcach belek. W miejscu połączenia belek dodano kontakt z tarcieniem z współczynnikiem tarcia drewno o drewno równym 0,5. Obliczenia przeprowadzono w programie Ansys Workbench (rys. 4).



Rys. 4. Naprężenia zredukowane i przemieszczenia złącza drewnianego
Fig. 4. Reduced stress and displacement of tabled splice joint

Literatura

1. Wojciechowski T.: Nauka o drewnie. Państwowe Wydawnictwo Rolnicze i Leśne. Warszawa 1957.
2. Krzysik F.: Nauka o drewnie. PWN, Warszawa 1975.
3. Kozakiewicz P., Krzosek S.: Inżynieria materiałów drzewnych, Wydawnictwo SGGW, Warszawa 2013.
4. PN-EN 408:2004. Konstrukcje drewniane. Drewno konstrukcyjne lite i klejone warstwowo. Oznaczanie niektórych właściwości fizycznych i mechanicznych (na elementach pełnowymiarowych).