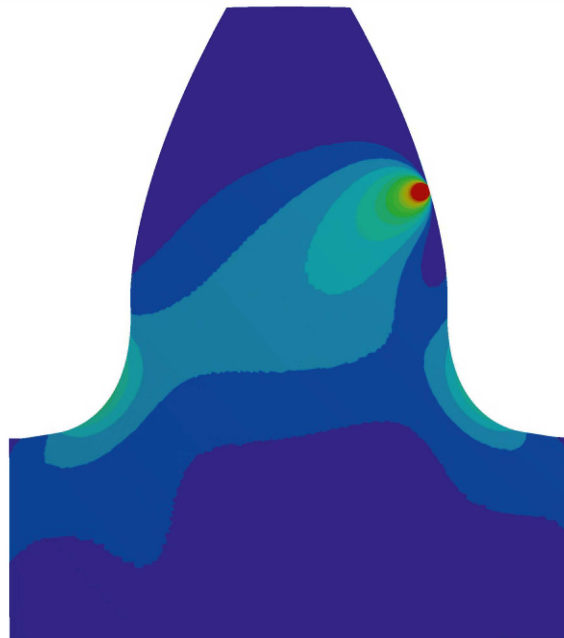




**INSTYTUT MECHANIKI
I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ**
WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Studencka Konferencja Naukowa

**METODY
KOMPUTEROWE
2017**



Gliwice 2017

Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2017”

Gliwice, maj 2017 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

Komitety 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 Szczepanik

Komitety 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
Mgr inż. Marcin Hatłas
Inż. Olaf Popczyk
Małgorzata Macura
Mateusz Jurczak

Komitety 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. Aleksander Mazur, autor artykułu na stronie 37.

ISBN 978-83-930523-3-2

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Centrum Poligrafii Politechniki Śląskiej.

Nakład 100 egz. Druk ukończono w maju 2017 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 21 artykułów prezentowanych na jedenastej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe”, odbywającej się 29 maja 2017 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Instytutu Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej Politechniki Śląskiej. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- wspomaganie komputerowe prac inżynierskich,
- wytrzymałość materiałów,
- mechanika pękania,
- mechanika ogólna,
- biomechanika,
- termodynamika,
- automatyka,
- badania operacyjne,
- badania doświadczalne.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów, prezentacji 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 „Metod Komputerowych” 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
„Metod Komputerowych”

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

Gliwice, maj 2017 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 2016/2017:

Przewodniczący: inż. Olaf Popczyk, 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,
mgr inż. Marcin Hatłas

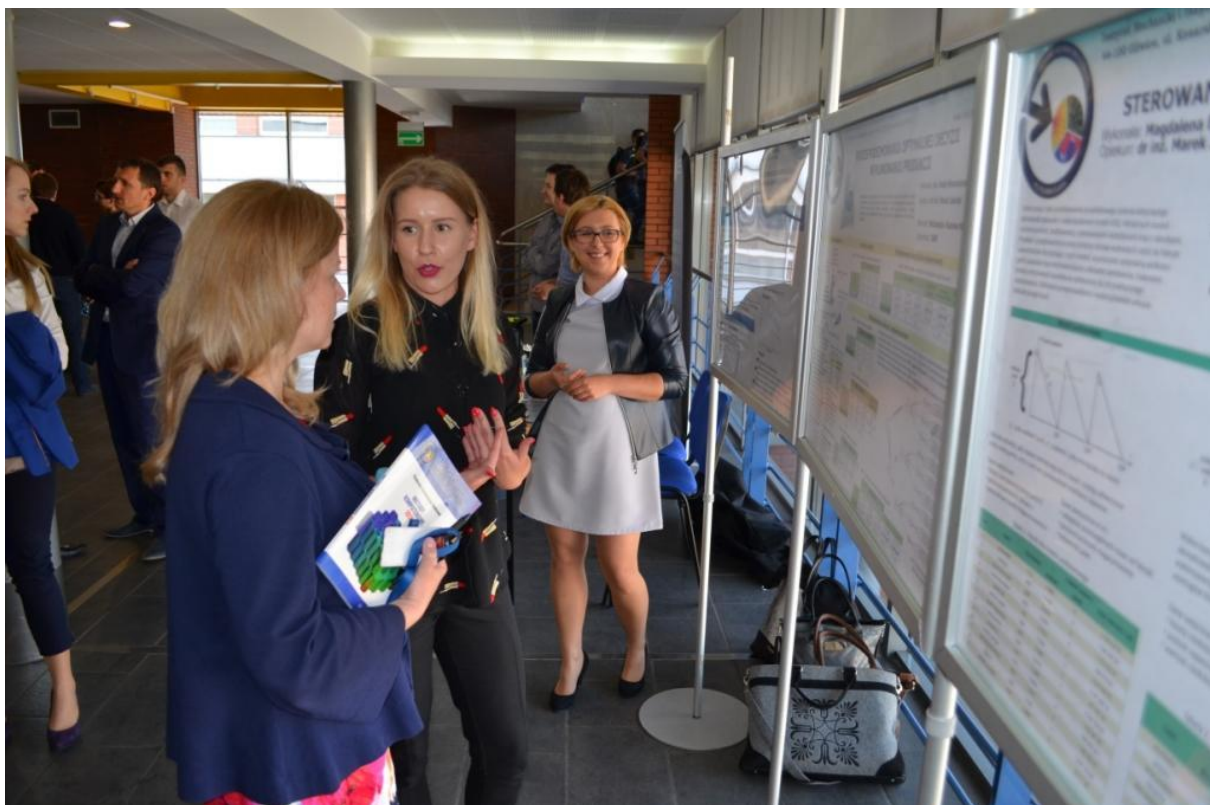
Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzanie wiedzy studentów na temat metod komputerowych i ich zastosowań w technice.

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 (IMiIO),
- 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 IMiIO nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych IMiIO 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.



Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe – 2016” – Gliwice, 30.05.2016 r.



Noc Naukowców Politechniki Śląskiej, wydarzenie „MINDCRAFT” – Gliwice, 15.10.2016 r.



Konkurs dla studentów na wykonanie optymalnej konstrukcji z papieru
– Gliwice, 6-13.12.2016 r.



Wykład "Przykłady obliczeń MES w Tenneco Automotive Eastern Europe"
– Gliwice, 27.03.2017 r.



 **IBS** INTELLIGENT
BUSINESS
SOLUTIONS

The **3DEXPERIENCE**[®] Company

www.ibs-poland.pl

Spis treści

BAK MAGDALENA

Planowanie zapasów z wykorzystaniem wielokryterialnego zadania
programowania dynamicznego 1

BIEL DAMIAN

Wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła w wymienniku ciepła 5

BOJDYS MAREK

Analiza wytrzymałościowa elementu robota wytworzonego metodami przyrostowymi 9

CEBULA MAREK

Projekt urządzenia wspomagającego badania własności mechanicznych
z zastosowaniem cyfrowej korelacji obrazu 13

GRZYCH CAROL (referat zaproszony)

Taking education from learning into action 17

HOLEK MATEUSZ

Analiza strukturalna metodą elementów skończonych rowerów poziomych 21

JAROSZ ALEKSANDRA

Model i analiza wytrzymałościowa endoprotezy stawu biodrowego 25

ŁATAŚ ANGELIKA

Analiza wytrzymałościowa deski snowboardowej 29

MAZIARZ BARBARA

Porównanie stopnia nagrzewania różnych pokryć dachowych 33

MAZUR ALEKSANDER

Analiza numeryczna rozkładu naprężeń w zębie koła zębatego 37

MOŁĘDA NATALIA

Badania połączenia układu panewka – głowa endoprotezy
dla materiałów ceramicznych i polietylenu 41

NIEWIADOMSKA ANETA

Optymalizacja decyzji z wykorzystaniem programowania sieciowego
i teorii użyteczności 45

POPCZYK OLAF

Inverse problem of determining kinematic parameters of the golf ball during flight 49

POPCZYK OLAF

Analysis of safety of potato cannon usage 53

RAVINDRA PAARSUVANATH, PALIVELA ARUNKUMAR Basic prototype of hybrid vehicle	57
SALWA HUBERT Analiza MES rozgałęzionych i przecinających się pęknięć	61
SKONIECZNA DOMINIKA Analiza wytrzymałościowa łącznika stabilizatora samochodowego.....	65
SURMA MICHAŁ Analiza MEB pęknięć rozgałęzionych	69
SZWEDA PATRYK Analiza MES kompozytów wzmacnianych włóknami	73
WITCZAK MATEUSZ Analiza termiczna belki stropowej poddanej oddziaływaniu ognia.....	77
ZŁOTOŚ KRZYSZTOF Optymalny dobór nastaw regulatora PI w sterowaniu nadążnym trzępieniowego aktuatora elektromagnetycznego	81

PLANOWANIE ZAPASÓW Z WYKORZYSTANIEM WIELOKRYTERIALNEGO ZADANIA PROGRAMOWANIA DYNAMICZNEGO

inż. MAGDALENA BĄK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB7 IPS, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono przykładowy problem uzupełniania zapasów w firmie świadczącej usługi wynajmu magazynów. Wykorzystano do tego programowanie dynamiczne. Rozpatrywano optymalny poziom uzupełnienia zapasów, aby zyski były jak największe przy jak najmniejszej zajmowanej przestrzeni magazynowej. Ze względu na to, że należało uwzględnić dwa kryteria, rozpatrzono problem w ujęciu wielokryterialnym.



INVENTORY PLANNING WITH APPLICATION OF MULTIOBJECTIVE APPROACH OF DYNAMIC PROGRAMMING

Abstract. In the paper, the problem of inventory planning in the warehouse rental company is presented. The multiobjective dynamic programming is applied. The optimum level of stock replenishment has been considered in order to maximize profits and minimize storage space occupied.

1. Wprowadzenie

Programowanie dynamiczne jest jedną z metod rozwiązywania wieloetapowych problemów decyzyjnych. Stosuje się ją w przypadku kiedy problem może być podzielony na etapy, przy czym w każdym z nich wymagane jest podjęcie decyzji [1]. Poprzez wybór odpowiedniej z możliwych na danym etapie decyzji dopuszczalnych, osiągnany jest jeden z wcześniej określonych stanów dopuszczalnych. Można więc powiedzieć, że skutkiem decyzji podjętej w każdym etapie, jest przejście ze stanu bieżącego, w stan związany z etapem następnym. Dynamikę zmian zachodzących w poszczególnych etapach opisuje funkcja przejścia, która dla rozpatrywanym w niniejszej pracy problemie została zapisana w postaci [2]:

$$y_t = y_{t-1} + x_t \quad (1)$$

gdzie y_t i y_{t-1} oznaczają stany w dwóch kolejnych etapach, natomiast x_t to decyzja podejmowana w etapie t . Należy też dodać, że specyfiką zadań programowania dynamicznego jest to, że postaci funkcji przejścia oraz innych elementów opisu matematycznego są ściśle powiązane z analizowanym problemem, nie ma ścisłych reguł ich formułowania.

Metody wielokryterialne stosuje się w przypadku kiedy decydent chce jednocześnie osiągnąć wiele celów. Ponieważ zdarza się, że określone cele są sobie przeciwstawne, więc polepszenie wartości jednego kryterium, powoduje pogorszenie wartości innego kryterium. Dlatego też, w przypadku metod wielokryterialnych poszukuje się tzw. rozwiązań

niezdominowanych, czyli nie gorszych od innych rozwiązań. Określenie rozwiązań niezdominowanych polega na porównaniu wektorów zawierających wartości poszczególnych kryteriów [3].

2. Problem decyzyjny

Rozpatrywany problem dotyczył planowania poziomu uzupełnień pewnego produktu w magazynach, należących do firmy świadczącej usługi przechowywania towarów. W zadaniu wzięto pod uwagę trzy magazyny, o różnych parametrach, które w kolejnych etapach ($t = 1, 2, 3$) zostaną uzupełnione o pewne wartości produktu, w taki sposób, aby rozdysponować całą wielkość uzupełnienia oraz spełnić warunki związane m. in. z zapotrzebowaniem na produkt przez powiązane z magazynami zakłady produkcyjne. Stany dopuszczalne w zadaniu będą zdefiniowane jako ilości produktu, który jeszcze nie trafił do magazynu, natomiast decyzje dopuszczalne to ilość produktu trafiająca do danego magazynu w danym etapie.

Zbiór stanów dopuszczalnych, dla każdego etapu, można więc zapisać jako:

$$Y_t = \{y_t = y_{t-1} - x_t \geq 0\} \quad (2)$$

natomiast zbiór decyzji dopuszczalnych:

$$X_t(y_{t-1}) = \{x_t : 0 \leq x_t \leq y_{t-1}, 0 \leq x_t \leq v_i - r_i - p_i\} \quad (3)$$

gdzie v_i to pojemność danego magazynu, r_i oznacza zapełnienie magazynu przed przyjęciem uzupełnienia, natomiast p_i to zapotrzebowanie zakładu produkcyjnego na produkt. Istotne jest również, że zarówno wartości wszystkich stanów jak i decyzji dopuszczalnych będą wartościami całkowitymi, czyli

$$x_t, y_t \in \mathbb{C} \quad (4)$$

Firma, której własnością są magazyny dąży do spełnienia dwóch celów: jak maksymalnego zysku wynikającego z ilości składowanego produktu (cel 1) oraz jak najmniejszej powierzchni magazynowej zajmowanej przez ten produkt (cel 2). W tabeli 1 przedstawiono dane wejściowe zadania, przy czym g_i [zł] oznacza zysk firmy, ze składowania określonej liczby jednostek produktu, natomiast t_i [%], to procentowy wzrost zajętej powierzchni magazynowej, wynikający z wprowadzenia tej liczby jednostek produktu do magazynu, natomiast na rys. 1 przedstawiono pełną sieć stanów i decyzji dopuszczalnych.

Tabela 1. Dane wejściowe
Table 1. Data

Uzupełnienie [szt.]	M1		M2		M3	
	g_i [zł]	t_i [%]	g_i [zł]	t_i [%]	g_i [zł]	t_i [%]
0	1555	13,09	2170	13,71	3400	14,40
20	1595	16,58	2190	16,46	3370	16,32
40	1655	20,07	2250	19,20	3430	18,24
60	1555	23,56	2150	21,94	3330	20,16
80	1295	27,05	1890	24,69	3070	22,08

Wieloetapowe funkcje wyrażające dążenie do osiągnięcia założonych celów mają postać:

$$f^{(1)} = f_1^{(1)}(y_0, x_1) + f_2^{(1)}(y_1, x_2) + f_2^{(1)}(y_2, x_3) \rightarrow \text{MAX} \quad (5)$$

oraz

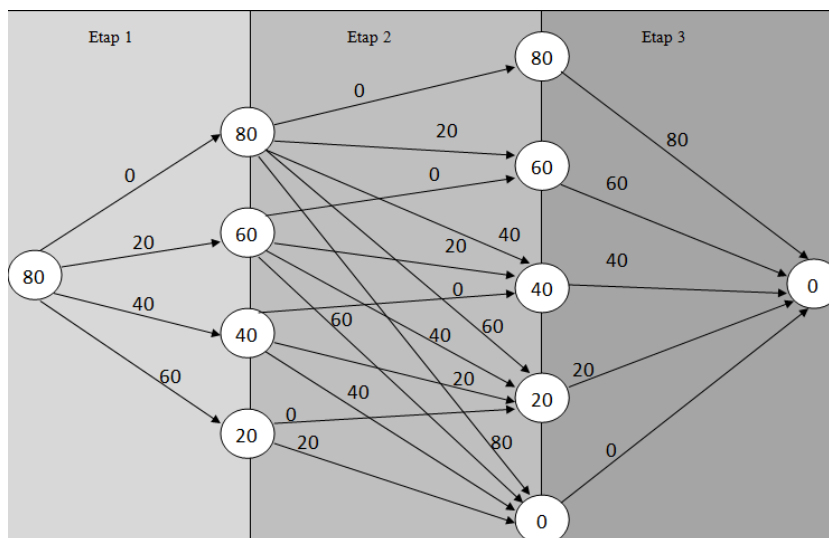
$$\hat{f}^{(2)} = f_1^{(2)}(y_0, x_1) + f_2^{(2)}(y_1, x_2) + f_2^{(2)}(y_2, x_3) \rightarrow \text{MIN} \quad (6)$$

gdzie $f^{(1)}$ to funkcja związana z celem pierwszym, a $f^{(2)}$ oznacza funkcję związaną z celem drugim, natomiast wieloetapową wektorową funkcją kryterialną można zapisać jako:

$$F = [f^{(1)}, \hat{f}^{(2)}] \quad (7)$$

Ponieważ zdefiniowane wieloetapowe funkcje celu mają przeciwstawne zwroty, uzgodniono je przekształcając funkcję $f^{(2)}$:

$$f^{(2)} = -\hat{f}^{(2)} \rightarrow \text{MAX} \quad (8)$$



Rys. 1. Sieć stanów i decyzji dopuszczalnych.

Fig.1. States and decisions network

3. Wyniki obliczeń

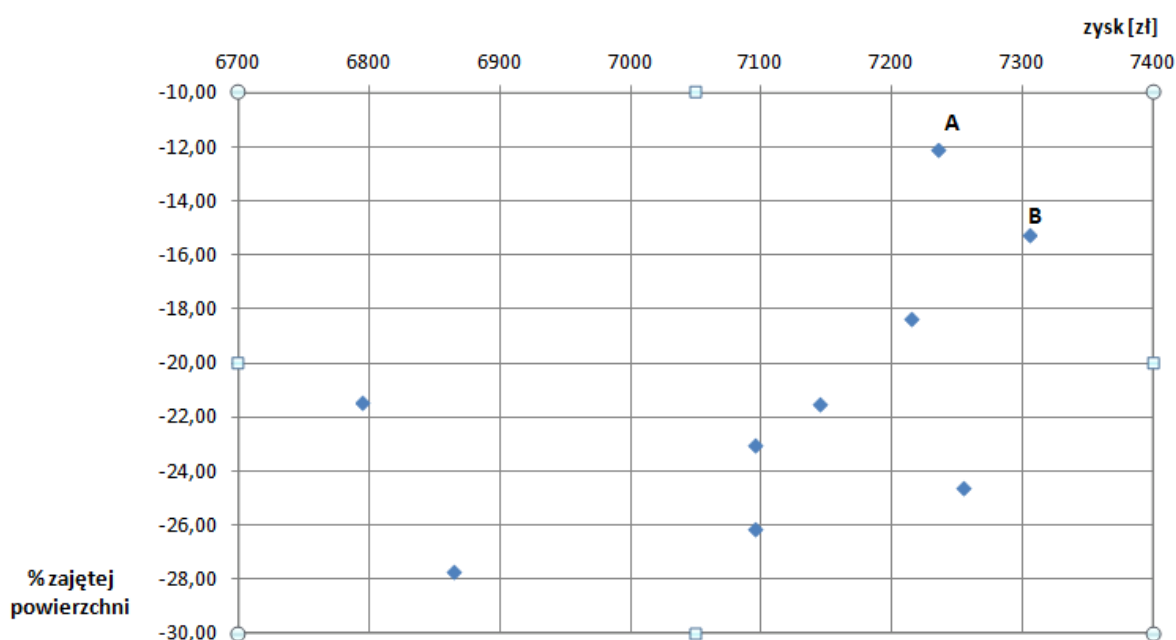
W wyniku przeprowadzonych w arkuszu kalkulacyjnym Excel obliczeń oraz porównując uzyskane wektory w odniesieniu do wartości poszczególnych kryteriów, otrzymano dwa rozwiązania sprawne – Tabela 2, natomiast na rysunku 2 przedstawiono przestrzeń kryterialną.

Wygenerowanie wyników w przestrzeni kryterialnej w łatwy sposób obrazuje, które z otrzymanych rozwiązań dominują nad pozostałymi. Rozwiązania niezdominowane zostały oznaczone punktami A i B.

Optymalnym rozwiązaniem w przestrzeni kryterialnej odpowiadają rozwiązania w przestrzeni decyzyjnej. Wiadome jest zatem, jaką decyzję należy podjąć w każdym z etapów, aby w jak najlepszym stopniu spełnić założone kryteria.

Tabela 2. Wyniki obliczeń
Table 2. Results

Punkt	Niezdominowane wektory $[f^{(1)}, f^{(2)}]$	Rozwiązanie sprawne		
		x_1	x_2	x_3
A	[7235 ; -12,13]	0	40	40
B	[7305 ; -15,27]	40	40	0



Rys. 2. Przestrzeń kryterialna
Fig. 2. Objective space

4. Wnioski

W pracy przedstawiono sposób planowania uzupełnień stanów magazynowych z wykorzystaniem wielokryterialnego zadania programowania dynamicznego. Biorąc pod uwagę założone kryteria, uzyskano rozwiązania sprawne, które pokazują w jakim stopniu, należy zapełnić poszczególne magazyny, zapewniając maksymalne zyski z przechowywania produktu oraz minimalną powierzchnię magazynową, którą ten produkt zajmuje.

Literatura

1. Hillier F.S., Lieberman G.J., Introduction to operations research, McGraw-Hill (2010).
2. Bukietyński T. (red.), Elementy programowania nieliniowego i dynamicznego, Wydawnictwo Wyższej Szkoły Ekonomicznej we Wrocławiu, Wrocław (1974).
3. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2008).

WYZNACZANIE WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA W WYMIENNIKU CIEPŁA

inż. DAMIAN BIEL

Mechanika i Budowa Maszyn, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Jolanta Dziatkiewicz

Streszczenie. Artykuł dotyczy badania wpływu własności materiału na wielkość współczynnika przenikania ciepła. Przeprowadzono analizę dwóch różnych przegród: płaskiej oraz walcowej. Dokonano obliczeń współczynnika przenikania ciepła dla różnych materiałów, z których najczęściej występujące to: aluminium, stal, żelazo, srebro i mosiądz. W artykule zawarto informacje o wymiennikach ciepła oraz przepływie ciepła, zaprezentowano wykorzystane prawa fizyczne i przedstawiono wnioski z analizy.



DETERMINATION OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN THE HEAT EXCHANGER

Abstract. This article concerns the study of the effect of material properties on the size of the heat transfer coefficient. Two different forms of the wall: flat and cylindrical is considered. The heat transfer coefficient for various materials was calculated, the most common being aluminium, steel, iron, silver and brass. The article contains the information about heat exchangers and heat flow. It presents the applied physical laws, results of calculations and the conclusions of the analysis.

1. Wprowadzenie

Ciepło jest to część energii wewnętrznej, która przekazywana jest zawsze od ciała o wyższej temperaturze do ciała o niższej temperaturze [3].

Wymiana ciepła (inaczej transport cieplny) zachodzi przez [2]:

- przewodzenie ciepła – kontakt układów jest bezpośredni, a energia przekazywana jest za pomocą oddziaływujących na siebie nieporuszających się cząstek,
- promieniowanie – polega na przekazywaniu ciepła między powierzchniami ciał stałych i cieczy za pomocą fal elektromagnetycznych o różnych długościach,
- konwekcję – przekazywanie energii cieplnej między układami za pomocą przemieszczających się cząstek z jednego miejsca do drugiego.

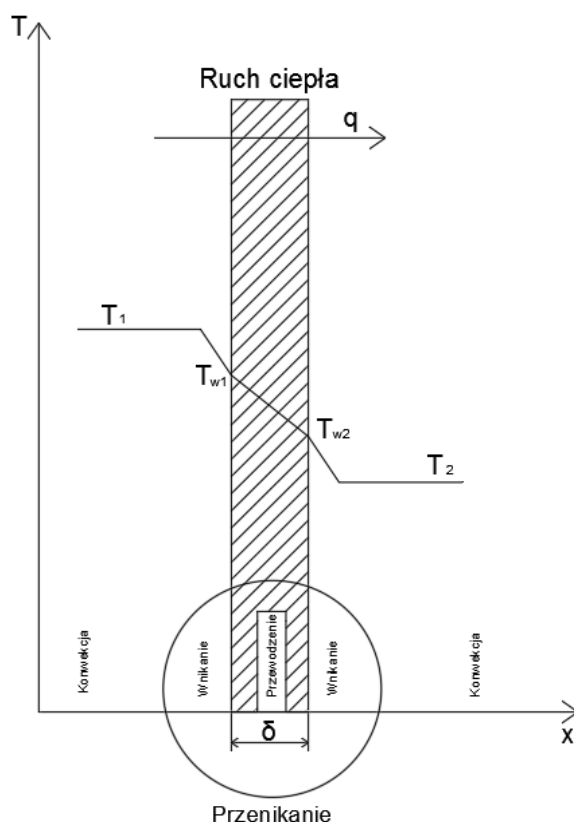
Wymiennik ciepła to urządzenie, w którym dochodzi do wymiany ciepła pomiędzy dwoma różniącymi się temperaturami czynnikami występującymi w stanie ciekłym lub gazowym.

W pracy zawarty jest opis współczynnika przenikania ciepła oraz sposób jego wyznaczenia. Ponadto zawarte są dwa zadania wyznaczające powyższy współczynnik dla podstawowych materiałów.

2. Współczynnik przenikania ciepła

Przenikanie ciepła to wymiana ciepła między czynnikami odgradzonymi od siebie przegrodą. Proces ten składa się z dwóch etapów: przenikania ciepła przez ściankę oraz przejmowania tego ciepła na powierzchni przegród występujących w układzie co zostało ukazane na rys. 1. W procesie przenikania ciepła wymagana jest znajomość warunków brzegowych trzeciego rodzaju. W wielu przypadkach można dokonać pominięcia promieniowania cieplnego i uznać go za mało istotne, ponieważ czołową rolę w procesie wymiany ciepła odgrywa przewodzenie oraz konwekcja cieplna [4].

W celu wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła należy rozważyć wymianę ciepła między dwoma czynnikami oddzielonymi od siebie przegrodą płaską o grubości δ i współczynniku przewodzenia ciepła λ . Zakładając, że temperatura czynnika grzejnego będzie oznaczona symbolem T_1 i jest ona większa od temperatury czynnika, który jest ogrzewany oznaczonego symbolem T_2 , można to zapisać jako stosunek $T_1 > T_2$. Ponadto pomiędzy czynnikami występuje przegroda, która od strony ośrodka grzejnego posiada temperaturę wnikania na powierzchni ścianki T_{w1} , a po drugiej stronie temperaturę wnikania T_{w2} . Należy również założyć, że przepływ ciepła jest stały na całej przegrodzie, współczynniki wnikania ciepła mają wartości α_1 oraz α_2 , a ciepła są co do wartości równe sobie. Oznacza to, że ciepło oddane przez czynnik grzejny, ciepło przewodzone przez przegrodę oraz ilość ciepła pobrana przez czynnik, który jest ogrzewany są równe w tej samej jednostce czasu [1].



Rys.1. Przenikanie ciepła przez przegrodę płaską o grubości δ [1]

Fig.1. Heat transfer through the flat form of the wall with thickness of δ [1]

Współczynnik przenikania ciepła dla przegrody płaskiej wynosi:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad (1)$$

gdzie:

K – współczynnik przenikania ciepła $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$,

α_1 – współczynnik wnikania ciepła czynnika pierwszego $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$,

λ – współczynnik przewodzenia ciepła $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$,

δ – grubość przegrody $[m]$,

α_2 – współczynnik wnikania ciepła czynnika drugiego $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$.

Współczynnik przenikania ciepła dla przegrody walcowej wynosi:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot \frac{d_1}{d_0}} + \frac{\delta}{\lambda \cdot \frac{d_w}{d_0}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{d_2}{d_0}}\right)} \quad (2)$$

gdzie:

d_1 – średnica wewnętrzna przegrody walcowej $[m]$,

d_w – średnia średnica przegrody walcowej $[m]$,

d_2 – średnica zewnętrzna przegrody walcowej $[m]$,

d_0 – średnica obliczeniowa przegrody walcowej $[m]$.

3. Sformułowanie zadań i analiza wyników

W zadaniu pierwszym obliczono współczynnik przenikania ciepła dla przegrody płaskiej o grubości 250 mm oddzielający pomieszczenie o temperaturze 30°C od powietrza atmosferycznego o temperaturze 20°C. Zakłada się, że współczynnik przejmowania ciepła jest po obydwóch stronach ściany taki sam i wynosi 7 [W/(m²K)] dla czterech materiałów, dla których współczynniki przewodzenia ciepła wynoszą odpowiednio: Stal $\lambda = 15$ [W/(mK)], Aluminium $\lambda = 23$ [W/(mK)], Żelazo $\lambda = 58$ [W/(mK)], Srebro $\lambda = 419$ [W/(mK)].

Wykorzystując wzór (1) oraz dokonując pewnych operacji matematycznych dla stali otrzymano:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{7} + \frac{0,25}{15} + \frac{1}{7}\right)} = \frac{1}{(0,142857 + 0,01666667 + 0,142857)} = \frac{1}{0,302380}$$

Po przekształceniach wartość współczynnika przenikania ciepła wynosi:

$$K = 3,307097 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Tabela 1. Wartości współczynnika przewodzenia ciepła dla przegrody płaskiej

Table 1. The values of heat transfer coefficient for the flat form of the wall

I.p.	Materiał	Współczynnik przewodności cieplnej $\lambda \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	Współczynnik przenikania ciepła $K \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
a)	Stal	15	3,307097
b)	Aluminium	23	3,371737
c)	Żelazo	58	3,447990
d)	Srebro	419	3,492717

W zadaniu drugim obliczono współczynnik przenikania ciepła przez ściankę rurki o średnicach: $d_1 = 16$ [mm] oraz $d_2 = 20$ [mm]. Wewnątrz rurki przepływa wrząca woda ($\alpha_1 = 4000$ [W/(m²K)]), a na zewnątrz znajduje się powietrze ($\alpha_2 = 20$ [W/(m²K)]). Rurka została wykonana odpowiednio z czterech materiałów: Stal $\lambda=15$ [W/(mK)], aluminium $\lambda = 23$ [W/(mK)], żelazo $\lambda = 58$ [W/(mK)], mosiądz $\lambda = 100$ [W/(mK)].

Obliczenia średniej średnicy rurki oraz potrzebnych zależności wyglądają następująco:

$$d_w = \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{20 - 16}{\ln \frac{20}{16}} \approx 17,93 \text{ [mm]},$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{16}{20} = 0,8 \text{ i } \frac{d_w}{d_2} = \frac{17,93}{20} = 0,8965.$$

Wykorzystując wzór (2) oraz dokonując pewnych operacji matematycznych dla aluminium otrzymano:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 \frac{d_1}{d_0}} + \frac{\delta}{\lambda \frac{d_w}{d_0}} + \frac{1}{\alpha_2 \frac{d_2}{d_0}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{4000 \cdot 0,8} + \frac{0,002}{23 \cdot 0,8965} + \frac{1}{20 \cdot 1}\right)} = \frac{1}{(0,0003125 + 0,00009699 + 0,05)} = \frac{1}{0,05040949}.$$

Po przekształceniach wartość współczynnika przenikania ciepła wynosi:

$$K = 19,83753237 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Tabela 2. Wartość współczynnika przenikania ciepła dla przegrody walcowej
Table 2. The values of heat transfer coefficient for the cylindrical form of the wall

l.p.	Materiał	Współczynnik przewodności cieplnej $\lambda \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Współczynnik przenikania ciepła $K \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
a)	Stal	15	19,81719567
b)	Aluminium	23	19,83753237
c)	Żelazo	53	19,85916184
d)	Mosiądz	100	19,86696722

Otrzymane wyniki oraz ich analiza doprowadziła do następujących wniosków:

- W przypadku przegrody płaskiej na współczynnik przenikania ciepła wpływają współczynnik wnikania ciepła czynników znajdujących się po obu stronach przegrody, jej grubość oraz współczynnik przewodności cieplnej danego materiału.
- Im mniejszy jest współczynnik przewodności cieplnej danego materiału tym mniejszy jest współczynnik przenikania ciepłego.
- W przypadku przegrody walcowej na wartość współczynnika przenikania ciepła mają wpływ zarówno wielkość średnicy zewnętrznej i wewnętrznej rury, jak i jej grubość.
- Wyliczona powierzchnia wymiany ciepła oraz współczynnik przenikania ciepłego pozwalają na obliczenie oporu cieplnego, temperatur wnikania oraz strumienia ciepłego.

Literatura

1. Serwiński M., Zasady inżynierii chemicznej, WNT, Warszawa (1976).
2. Hobler T., Ruch ciepła i wymienniki, WNT, Warszawa (1986).
3. Szargut J., Termodynamika, PWN, Warszawa (1985)
4. Wiśniewski S., Wiśniewski T. S., Wymiana ciepła, WNT, Warszawa (2000)

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ELEMENTU ROBOTA WYTWORZONEGO METODAMI PRZYROSTOWYMI

MAREK BOJDYS

Automatyka i Robotyka, semestr IV, 1 stopień

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

Celem niniejszej pracy było zaprojektowanie robota z użyciem trzech serwonapędów. Zaprojektowano obudowy dla silników, które zapewniają odpowiednią stabilność i sztywność całego robota. Modele zostały wytworzone metodą przyrostową drukowane na drukarce 3D z materiału PLA. Wybrana obudowa została poddana analizie wytrzymałościowej z uwzględnieniem struktury typowej dla elementów wytwarzanych przyrostowo.



STRENGTH ANALYSIS OF THE ROBOT PART CREATED BY USING ADDITIVE METHOD

Abstract. The purpose of this work was to design a robot built with three servo drives. The housing design for servomotors has been designed to ensure the stability and rigidity of the entire robot. The models were created by additive method - printed on a 3D printer. The selected housing has been subjected to strength analysis.

1. Wstęp

Wytwarzanie przyrostowe zdobywa coraz większą popularność w ostatnich latach [1]. Coraz częstsze stosowanie metod przyrostowych wynika z dużej popularności oraz przystępnych cen maszyn pozwalających tworzyć skomplikowane elementy z tworzyw sztucznych i metali co jest szczególnie istotne przy wytwarzaniu prototypów i w produkcji małoseryjnej. Wytwarzanie przyrostowe znajduje zastosowania w produkcji zabawek, części maszyn, aż po zbiorniki dla satelitów, fragmenty silników samolotów czy też implanty medyczne [2]. Na rynku dostępnych jest również wiele rozwiązań dla hobbystów umożliwiających wytwarzanie niewielkich elementów z tworzyw sztucznych w bardzo przystępnych cenach. W ramach pracy zaprojektowano robota z napędem w postaci trzech serwomechanizmów. Ramię wykonane jest z elementów z tworzywa sztucznego wytworzonych z użyciem drukarki 3D. Na rys. 1 znajduje się robot zawierający cztery elementy zaprojektowane i wykonane z materiału PLA.

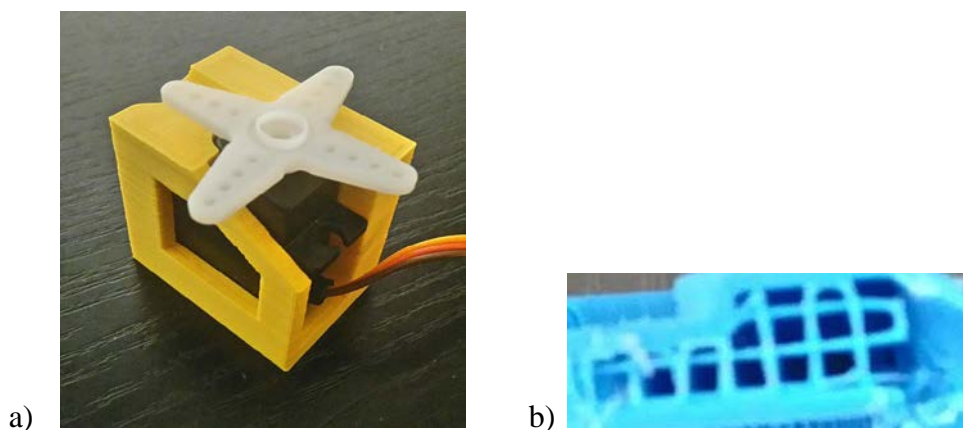
W pracy rozważana jest analiza wytrzymałościowa wybranego elementu robota. Podczas modelowania uwzględniono typową strukturę wewnętrzną materiałów wytwarzanych przyrostowo z tworzyw sztucznych. Porównano również wyniki analiz dla dwóch typów struktur wewnętrznych – pełnej oraz wypełnienia w postaci „kraty”.



Rys. 1. Złożony robot wraz z serwami w obudowach
Fig. 1. The complete robot with servos in housings

2. Obudowa serwomechanizmu

W pracy rozważana jest analiza wytrzymałościowa jednej z obudów serwomechanizmu przedstawionej na rys. 2a. Elementy wytwarzane metodami przyrostowymi z użyciem drukarek 3D są zazwyczaj powłokami o grubości dwóch lub trzech średnic głowicy wytłaczającej tworzywo (w naszym przypadku średnica wynosi 0.4 mm). Często w celu umożliwienia wytworzenia elementu, bądź zwiększenia jego sztywności stosuje się wypełnienie wewnętrzne w postaci kraty lub plastra miodu. Na rys. 2b przedstawiono typową strukturę wewnętrzną. Grubości tych struktur są zazwyczaj niewielkie.

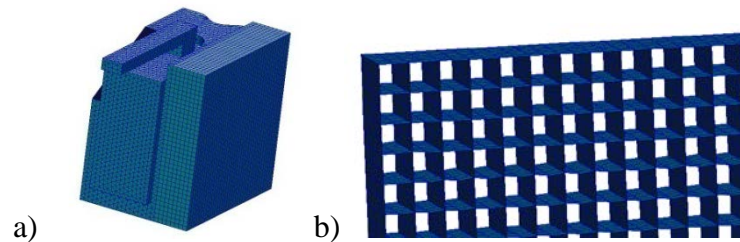


Rys. 2. a) Obudowa serwomechanizmu nr 2 wytworzona za pomocą drukarki 3D,
b) typowa struktura wewnątrz elementu
Fig. 2. a) The housing of servo no. 2 created with use of a 3D printer,
b) typical structure inside element

Przedstawioną obudowę wraz z serwonapędem obciążono momentem skręcającym o wartości maksymalnego momentu deklarowanego przez producenta serwomechanizmu.

3. Model obudowy oraz wyniki obliczeń wytrzymałościowych

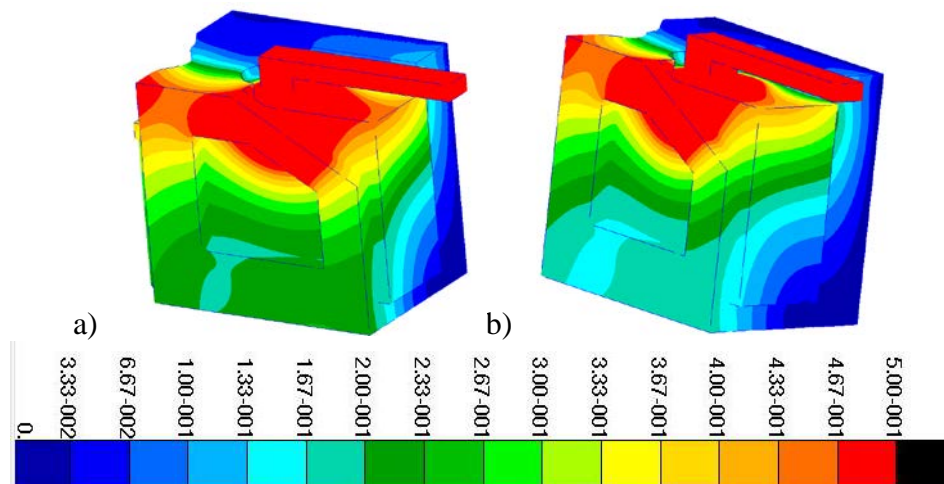
Korzystając z programu MSC.Patran [3] utworzono model obudowy wraz z serwomechanizmem i częścią napędu pozwalającą zadać odpowiedni moment skręcający. Na rys. 3a przedstawiono model układu wraz z siatką elementów skończonych. Prawa strona modelu została utwierdzona, siłą obciążono model w elemencie serwomechanizmu w celu symulacji momentu skręcającego. Większa część konstrukcji modelowana jest z użyciem elementów bryłowych. Wewnętrzną strukturę obudowy w pobliżu podpór zamodelowano z użyciem elementów powłokowych w pierwszym przypadku lub bryłowych w drugim. Strukturę „kratki” – wewnętrznego wypełnienia części obudowy pokazano na rys. 3b.



Rys. 3. a) Model z siatką elementów skończonych,
b) wewnętrzna struktura zamodelowana z użyciem elementów powłokowych

Fig. 3. a) The model with finite element mesh,
b) the structure inside of the element made from shell elements

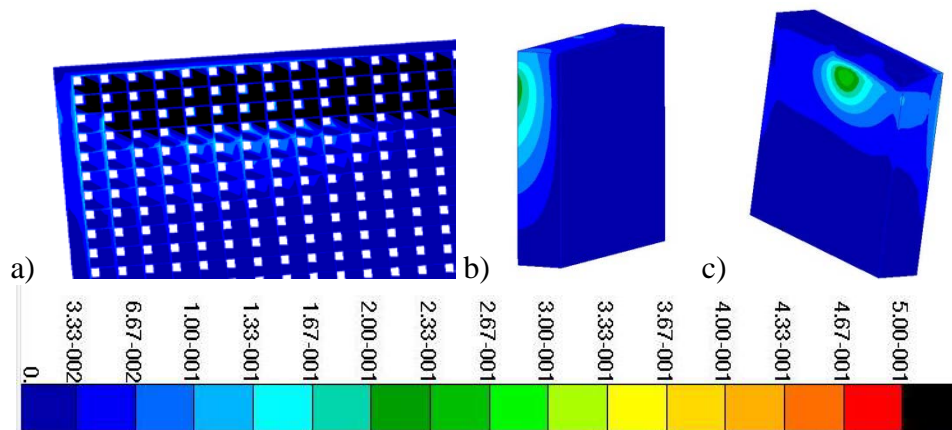
Elementy bryłowe symulują pełną konstrukcję wytworzoną np. z użyciem odpowiedniej formy i metodą wtrysku tworzywa. Struktura kraty jest typowa dla elementów wytworzonych przyrostowo. Na rys. 4 przedstawiono stan naprężeń redukowanych (hipoteza Hubera) konstrukcji dla obu rozważanych modeli.



Rys. 4. Naprężenia redukowane w MPa, a) model z wewnętrzną "kratką", b) model pełny
Fig. 4. Equivalent stresses distribution in model a) with internal shell structure,
b) full solid

Można zaobserwować niewielkie różnice w rozkładzie naprężeń. Na rys. 5a przedstawiono rozkład naprężeń redukowanych w obszarze w okolicy podpór (prawa część obudowy z rys. 3a). W celu uwidocznienia struktury wewnętrznej odsłonięto powierzchnię z zadanymi

utwierdzeniami i pokazano samą strukturę zbudowaną z powłok. maksymalne naprężenia zredukowane są niewielkie i wynoszą około 0.16 MPa.



Rys. 5. Naprężenia zredukowane w MPa w obszarze modelowanym a) z użyciem elementów powłokowych, b) modelowanym z użyciem elementów bryłowych, widok od strony podpór, c) widok od strony serwomechanizmu

Fig. 5. Equivalent stresses in MPa in area modeled with use of a) shell elements, b) solid elements, view from constraints, b) view from servomechanism

Rysunki 5b i 5c przedstawiają ten sam fragment modelu zawierający pełną strukturę. Naprężenia są około dwukrotnie wyższe niż w modelu z wewnętrzną strukturą kraty, ze względu na zwiększenie sztywności tego obszaru.

4. Wnioski

Podczas projektowania modeli, które miały być dopasowane do serwomechanizmów, sporym problemem okazał się skurcz materiału podczas użycia drukarki 3D. Analiza wytrzymałościowa obudowy, zarówno pełnej jak i ze strukturą kratową w okolicy utwierdzeń wskazała na podobny stan naprężenia w pozostałej części konstrukcji. W obu przypadkach naprężenia w okolicy podpór były na niskim poziomie zapewniającym bezpieczeństwo konstrukcji. Możliwa byłaby nawet redukcja grubości ścianek w celu zwiększenia wytrzymałości tego obszaru, jednak jest ona niemożliwa, ze względu na wymagania podczas wytwarzania z użyciem drukarki 3D oraz współpracy z pozostałymi elementami robota. Model pełny jest sztywniejszy od modelu z mikrostrukturą typu "krata" i w jego obszarze naprężenia są większe. Choć wydawałoby się, że struktura wewnętrzna typu "krata" jest korzystniejsza ze względu na mniejsze naprężenia, należy pamiętać, że mniejsza sztywność prowadzi do zwiększenia przemieszczeń w analizowanym obszarze.

Literatura

1. Additive manufacturing: opportunities and constraints; A summary of a roundtable forum held on 23 May 2013 hosted by the Royal Academy of Engineering, www.raeng.org.uk/publications/reports/additive-manufacturing, dostęp [2.5.2017]
2. Makowski P., Kuś W., Wieloskalowe modelowanie struktur wytworzonych z użyciem metody fused deposition modeling (FDM) do zastosowań w medycynie, *Zeszyty Naukowe Wyższej Szkoły Informatyki. Łódź*, 13 (1), s. 123-138 (2014).
3. Strona oprogramowania MES MSC Software www.mscsoftware.com [dostęp 2.5.2017]

PROJEKT URZĄDZENIA WSPOMAGAJĄCEGO BADANIA WŁASNOŚCI MECHANICZNYCH Z ZASTOSOWANIEM CYFROWEJ KORELACJI OBRAZU

inż. MAREK CEBULA

Mechanika i Budowa Maszyn, SMB, semestr I, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot

Streszczenie. W artykule przedstawiono projekt urządzenia pozwalającego na obciążanie mechaniczne miniatury próbek poprzez ich osiowe rozciąganie lub ściskanie. Urządzenie to w połączeniu z systemem pomiarowym opartym na metodzie cyfrowej korelacji obrazu (DIC) będzie umożliwiało pomiar stanu odkształceń oraz naprężeń w skali mikro. Dokonano charakterystyki metody DIC. Określono kryteria procesu projektowania, przedstawiono model proponowanego rozwiązania wraz z opisem jego budowy oraz analizę kosztów.



DESIGN OF DEVICE SUPPORTING MECHANICAL PROPERTIES TESTING WITH DIGITAL IMAGE CORRELATION SYSTEM

Abstract. This article presents a design of a device that allows uniaxial tensile testing of miniature specimens. This device in combination with Digital Image Correlation (DIC) measuring system will allow strain and stress measurement in micro scale. The DIC method has been characterized, design process criteria have been defined and the model of proposed device with its construction details and cost analysis has been described.

1. Wprowadzenie

Metoda cyfrowej korelacji obrazu, w skrócie DIC (z ang. Digital Image Correlation) jest jedną z optycznych metod pomiaru odkształceń oraz naprężeń. Została ona opracowana już w latach 80' XX wieku przez grupę naukowców z Uniwersytetu Południowej Karoliny. Zasada działania metody DIC opiera się na wyznaczeniu zmiany współrzędnych oraz wymiarów niewielkich odcinków otrzymanych przez połączenie dwóch punktów charakterystycznych określonych na powierzchni badanej próbki. Przed przystąpieniem do badań metodą DIC należy w odpowiedni sposób przygotować próbkę, uzyskując na jej powierzchni specjalną teksturę w postaci drobnych punktów oraz dokonać kalibracji systemu. Systemy bazujące na metodzie DIC wyposażone są w cyfrowe kamery o bardzo wysokiej rozdzielczości. Pomiar dokonywany jest poprzez analizę i porównanie obrazu dowolnej powierzchni próbki przed obciążeniem (niezdeformowanej) oraz po odkształceniu (zdeformowanej). Użycie dwóch kamer pozwala na określenie przemieszczeń liniowych oraz kątowych, co prowadzi do wyznaczenia mapy odkształceń w trójwymiarowym układzie współrzędnych [1]. Na rynku można znaleźć wiele rozwiązań systemowych wykorzystujących metodę DIC do pomiaru odkształceń oraz naprężeń obciążanej próbki w skali makro oraz mikro. W pierwszym przypadku odkształcenia badanych elementów mogą być wywoływane przez różny rodzaj obciążeń tj. obciążenia mechaniczne, termiczne.

Natomiast w przypadku badań w skali mikro możliwy jest pomiar odkształceń wywołanych tylko obciążeniem termicznym próbki. W tabeli 1 przedstawione zostały podstawowe zalety wady oraz zastosowanie metody DIC.

Tabela 1. Zalety, wady oraz zastosowanie metody DIC [2,3]
Table 1. Advantages, disadvantages and application of the DIC method

Zalety	Wady	Zastosowanie
Bezkontaktowy, nieinwazyjny pomiar	Niższa rozdzielczość pomiarowa w porównaniu do innych metod optycznych	Pomiary odkształceń oraz naprężeń
Szeroki zakres pomiarowy	Konieczność przygotowania próbki metodą natryskiwania	Wykrywanie pęknięć oraz pomiar wibracji
Pomiar w układzie 2D oraz 3D	Duża intensywność i czasochłonność obliczeń	Doświadczalna weryfikacja wyników MES
Łatwa obsługa systemów pomiarowych	Konieczność odpowiedniego oświetlenia próbki	Wyznaczanie podstawowych parametrów: Moduł Younga, R_m , R_e

2. Kryteria procesu projektowania

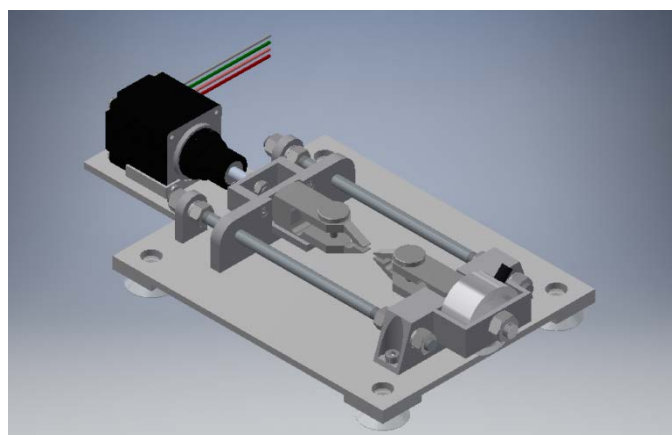
Podstawowymi kryteriami, którymi kierowano się podczas projektowania stolika były:

- prostota budowy,
- osiągnięcie jak największych wartości sił obciążających przy zachowaniu niewielkich rozmiarów urządzenia,
- uniwersalność rozwiązania – możliwość montażu na różnych typach mikroskopów,
- niski koszt wykonania urządzenia oraz jego elementów składowych.

3. Model zaprojektowanego urządzenia oraz jego budowa

Zaprojektowane urządzenie do rozciągania i ściskania mikro próbek ma postać stolika montowanego na stoliku mikroskopowym (rys.1.) i składa się z kilku zespołów, którymi są:

- a) podstawa stolika – będąca bazą dla wszystkich zespołów i elementów urządzenia,
- b) układ prowadzący z podporami – w jego skład wchodzi dwie podpory, ruchoma oraz stała, oraz dwie prowadnice w postaci prętów po których porusza się podpora ruchoma,



Rys. 1. Model CAD stolika do rozciągania i ściskania miniatury próbek
Fig. 1. CAD model of micro tensile device for miniature specimens

- c) układ napędowy – głównym elementem jest liniowy siłownik elektryczny serii 28000 firmy Wobit, oparty na działaniu silnika krokowego, który zapewnia skokowe przesunięcie liniowe osi siłownika wywołane podawanymi z impulsami elektrycznymi. Sterując częstotliwością impulsów można sterować prędkością przesunięcia siłownika.

Tabela 2. Najważniejsze parametry liniowego siłownika [5]

Table 2. Main parameters of the linear actuator [5]

Nazwa parametru	Wartość
Napięcie zasilania [V]	2,1
Zakres ruchu [mm]	12,7
Rozdzielczość przemieszczenia (przesunięcie liniowe na krok) [mm]	0,003175
Maksymalne obciążenie w kierunku ruchu [N]	90
Prędkość maksymalna [mm/s]	6
Masa [kg]	0,119

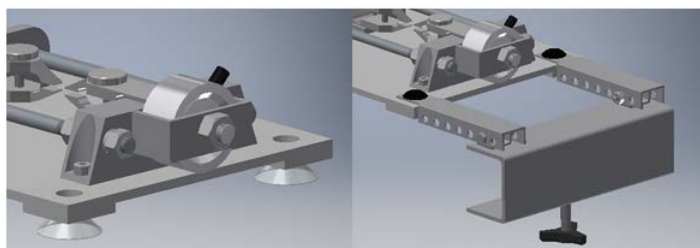
- d) układ pomiaru siły - elementem wykorzystanym do pomiaru siły jest tensometryczny czujnik siły KMM20-100N firmy Wobit. Zasada działania czujnika polega na zmianie rezystancji elementu oporowego czujnika wraz z jego odkształceniem. Pomiar siły obciążającej układ nie jest dokonywany w sposób bezpośredni. Na wyjściu czujnika otrzymywany jest sygnał w postaci zmiany napięcia. Na podstawie charakterystyki czujnika oraz przy pomocy sterowników można zamienić wskazanie czujnika w mV na wartość siły obciążającej w N. Podstawowe parametry czujnika przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Parametry tensometrycznego czujnika siły [5]

Table 3. Parameters of strain gauge load cell [5]

Nazwa parametru	Wartość
Obciążenie znamionowe (o. z.) [N]	100
Kierunek pomiaru siły	Rozciąganie/ściskanie
Przeciążenie graniczne [N]	200% o. z.
Dokładność pomiaru [N]	0,25% o. z. = 0,25N
Napięcie zasilania znamionowe [V]	5
Wyjście ze stałą charakterystyczną [mV/V ± 2%]	1.0

- e) układ mocujący stolik do mikroskopu – aby zapewnić uniwersalność urządzenia zaprojektowano dwa rozwiązania układu mocującego. Jednym z nich są gumowe przyssawki montowane w podstawie stolika, drugim są specjalne uchwyty z możliwością regulacji rozstawu (Rys. 2.).



Rys. 2. Dwa rodzaje układu mocującego
Fig. 2. Two types of fixing system

f) układ mocowania badanej próbki – do mocowania próbek wykorzystano dwa specjalistyczne, miniaturowe uchwyty G1003 firmy MARK-10 przeznaczone do mocowania, małych oraz trudnych do uchwycenia próbek.

Wymiary gabarytowe stolika wynoszą: 110 mm x 190 mm x 35 mm. W miejscu mocowania próbki wysokość od podłoża wynosi 19,5 mm. Masa całkowita urządzenia wynosi 0,625kg. Siła obciążająca może osiągać wartość 90N, natomiast jej pomiar może być dokonywany z dokładnością do 0,25N. Dokładność przemieszczenia to ok. 0,0032 mm.

4. Analiza kosztów

Przy analizie kosztów przedstawionego stolika pod uwagę zostały wzięte tylko elementy gotowe, które można nabyć u poszczególnych producentów (liniowy siłownik, czujnik tensometryczny, miniaturowe uchwyty), które zarazem są elementami najdroższymi w porównaniu do pozostałych.

Tabela 4. Koszt głównych elementów zastosowanych w urządzeniu [4, 5]
Table 4. Price of main elements used in device [4, 5]

Nazwa elementu	L. szt.	Cena za sztukę [zł]
Liniowy siłownik elektryczny serii 28000	1	796
Tensometryczny czujnik siły KMM20-100N	1	975
Miniaturowy uchwyt do próbek G1003	2	620
Całkowity koszt		3011 [zł]

5. Podsumowanie

Na podstawie analizy kosztów, można stwierdzić, że proponowane rozwiązanie, jest w pełni opłacalne, gdyż w porównaniu do ceny całego systemu pomiarowego, koszt wytworzenia stolika jest niewielki. Natomiast poprzez zaproponowanie dwóch rodzajów układu mocującego udało się osiągnąć wymaganą uniwersalność urządzenia.

Na podstawie modelu CAD oraz rysunków wykonawczych poszczególnych części, rysunków złożeniowych można wykonać model rzeczywisty stolika. Następnie, aby sprawdzić jego użyteczność w połączeniu z systemem pomiarowym opartym na metodzie DIC należy dokonać serii testów sprawdzających i na ich podstawie wyciągnąć ostateczne wnioski na temat poprawności i przydatności urządzenia.

Literatura

1. Kowalewski Z., i in. Nowoczesne systemy optyczne w badaniach mechanicznych – budowa, działanie, zastosowania. W: XXII Seminarium Niszczące Badania Materiałów, Zakopane 16–18.03.2016r.
2. Lord J.D., Digital Image Correlation (DIC): Modern stress and strain analysis - A state of the art guide to measurement techniques. Eureka Publishing magazine 2009, s. 14-15.
3. Pan B., Qian K., Xie H., Asudi A.: Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: Measurement Science and Technology. IOP Publishing Ltd, 2009.
4. <http://www.mark-10.com/instruments/grips/g1003.html>
5. <http://www.wobit.com.pl>

TAKING EDUCATION FROM LEARNING INTO ACTION

CAROL GRZYCH, B.Sc.Eng.

Fulbright English Teaching Assistant

Tutor: dr hab. inż. Anna Timofiejczuk, Prof. Pol. Śl.

Abstract. Universities have taken a more practical approach to education by introducing experiential learning. In this paper, examples show how professional learning experiences with companies help students with their communication and leadership skills. Examples from the University of Illinois at Urbana-Champaign will be used. The examples include Senior Capstone projects from the Hoeft Technology and Management Program, where students provide projects overseen by corporate sponsors, and a student-run consulting group, Illinois Business Consulting, the largest U.S. fee-based student consultancy.



1. Introduction

Traditional engineering studies have centered around the fundamental studies of science and mathematics. In today's rapidly innovating professional sphere, the expectation for "client-ready" professionals entering the workforce is becoming the norm. For this reason, universities and corporations alike have found the need to interact more closely earlier in the educational process. Many industry professionals have noted the shortage of engineers and even more, more students are choosing to start working following their studies. With yearly tuition at more than \$20,000, it is no wonder why students are eager to start their careers.

The ecosystem of the modern engineering university has evolved. Students go to learn and professors perform research and teach on theoretical knowledge, but there is also a third stakeholder: industry. Within this ecosystem, there is codependence – students need learning, professors need to teach and research, and industry needs puzzling questions answered and top talent. The expectations and rewards are not easy to balance between these three stakeholders, however, within a carefully balanced system, all three can come out with their needs met.

The idea of a Bachelor or Master's thesis is not a new one, but more and more universities are looking to utilize these projects in a new manner to bring the three stakeholders to a new convergence. For these "Senior Capstone" projects, as they are often called in the U.S., the idea is that the student works on an independent project with the topic and oversight provided by a combination of company and professor. The company can provide a topic, a problem it needs solved, while the student has the opportunity to work on a real problem within their field.

A couple things become important in this agreement: the scope and client interaction. For optimal learning and quality of outcomes, there must be a feasible scope for the project. This means that the scope of the work expected is within the knowledge, resources and time restraints of the student and university. For the optimal client interaction, there must be a level of professionalism. Although there cannot be too much "on the line" for the company,

as the company most likely cannot invest heavily in a project for which the results are uncertain, there must be a level of severity on the side of the student, professor, and industry. Regular professional meetings can help to further this notion. Furthermore, the client's interaction must be active. For any successful client-worker interaction, there must be engagement on both sides to keep the momentum of the project moving forward.

Keeping the balance of stakeholders is essential to the success of the student-industry contact. Many controls are necessary to assess the quality of the students work, the scope of the project, and the interaction of the company. These types of controls are difficult to monitor. Oftentimes, company partners pay a fee to the university or program to get access to the student work and resources the university can provide. Furthermore, students are often assessed on the quality of their work, usually by the professor, who acts as a mediator in terms of the content of the project. While money and grades can often be strong markers of investment and quality, oftentimes the fine balance of these with the optimal learning and professional preparedness of the student can falter with outside factors such as resources, time, and abilities.

2. Senior Capstone Project

Senior year in the U.S. university system is the final year of studies during undergraduate years. For most engineering and business programs at the University of Illinois at Urbana-Champaign (UIUC), this year is marked by a Senior Design, Thesis or Capstone Project. This project is aimed at utilizing all the skills obtained during undergraduate studies to culminate learning into one final project. The topics of these can vary, but in the case of the engineering programs such as mechanical or industrial engineering at UIUC, these are often projects sponsored by companies, large and small alike. These companies provide the topic, which is approved by a professor, and provide a main contact to oversee the project. These projects are usually one to two semesters in length, spanning from 5-10 months over the academic year.

In the case of a Senior Design Project, most students are graded severely, as this is the most important and largest project they have during their studies. Students may have some choice for the topic of their research, but most likely out of a list of already approved project topics. For this reason, the students feel that they most like "have" to do this project, but may have more interest in this real-world topic than a theoretical one. For example, Elon Musk's hyperloop was prototyped by a group of electrical and mechanical engineers at UIUC, something quite impressive and interesting for the students [1]. These corporate sponsors may just be signed on a one-off basis or they may have longstanding relationships with the university. These projects can serve to bring a practical component to the learning in an engineering classroom and curriculum.

The Hoeft Technology and Management (T&M) Program at UIUC is another such program that helps to connect students with industry. Each year, a group of ~25 engineering and ~25 business students are selected to take part in a two-year curriculum that teaches them about innovation design and management as well as skills in their opposite field: business for engineering students, and engineering for business students. This cross-disciplinary curriculum is designed to give students enough exposure to the "other" side of the corporate process to be able to effectively work with people from other functions. For this reason, the program culminates in a Capstone project where students from business and engineering disciplines work together.

The projects for this Capstone are done under the sponsorship of one of the eight corporate sponsors of the program, which include companies like BP and Abbott. These sponsors pay a yearly fee to provide strategic guidance for the curriculum of the program, to have exclusive

networking and interactions with the students of the program, and to receive a Capstone project. The sponsors provide a representative that acts as the “primary liaison between the company and the project team,” [2]. These representatives are oftentimes senior managers who not only have a specific problem in mind to solve, but also want access to work with students from various disciplines. With an active investment in the program and in the students’ growth, the Capstone projects usually end up being fruitful for both the students and the corporate partners.

3. Illinois Business Consulting

As Senior Capstone projects become more commonplace among engineering and business studies, motivated students look to various sources to gain professional experiences. Internships and co-ops have always been a means for gaining valuable experience, but within the academic sphere, there is also the opportunity for students to take part in university and student sponsored activities to learn vital skills for the professional world. One such program at UIUC is called Illinois Business Consulting (IBC). This program, half self-funded and half funded by the College of Business, is a student-led organization where students serve as the leaders and managers of the organization, which has more than 270 members.

The program is overseen by salaried staff and the organization has access to university resources and an office in the business building. Students must apply and be selected: a 25% acceptance rate and 800 students applying each year. The application is open to any student from any discipline on campus, no matter the year in their studies. Due to this, the organization has a diverse mix of students from many disciplines and points in their studies (Fig. 1a, Fig. 1b).

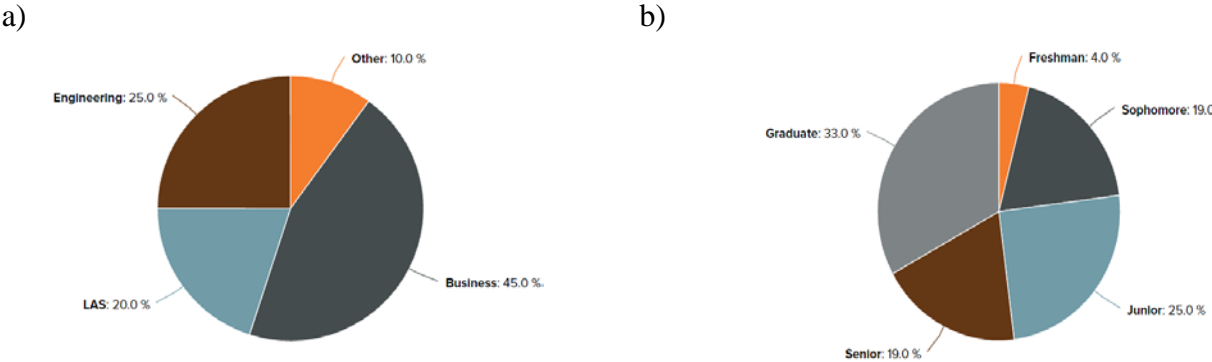


Fig.1. IBC student breakdown: a) by discipline [3], b) by class grade [3]

Started in 1996 by Dr. Paul Magelli, IBC, has done more than 1,500 projects for over 800 clients [3]. Projects are done for companies from Fortune 500 to mid-sized companies, to startups. IBC has corporate sponsors who pay a yearly fee to have a guaranteed number of projects with students as well as some exclusive access to events with students. The project topics and oversight of these companies is real-life experience, and since the companies usually pay a fee for projects, they have an incentive to be active over the course of the project.

Projects for companies can vary in nature, but general business skills always come into play with each project. Students are expected to do various kinds of business analysis,

whether it be financial, market or accounting analysis. Problem-solving and decision-making skills are also gained as the problems students face are often novel and differ from their day-to-day coursework. Because projects are performed on interdisciplinary teams, students learn to work with people from different disciplines. Teams are made to combine a variety of backgrounds and skillsets to best tackle the problem. Finally, students learn how to communicate with clients and team members effectively and to present themselves and their work in a professional manner.

The organization follows the structure of a real firm with entering students being consultants. After at least one project, students can apply to become a project manager to oversee a team of consultants. Finally, after time as a project manager, a member can apply to become a senior manager, where they oversee multiple projects and teams. This structure allows students to gain leadership and professional skills working in a simulated business environment. Fig. 2. shows the skills participants record having gained through their IBC experiences. Whether students do one or multiple projects with IBC, students put their time into developing themselves professionally and learning invaluable skills for the business world.



Fig. 2. Skills acquired at various levels of the IBC hierarchy [3]

4. Conclusion

Regardless of discipline, today’s working world demands certain skills of those entering the workforce for them to be instantly effective. These kinds of practical experiences can be gained by a variety of activities inside and outside of the classroom. By maintaining the careful balance of stakeholders between the university, students, and companies, there can be a significant benefit to teaming up to take education out of the classroom and into action.

Bibliography

1. Cation J., Senior Design team takes on Hyperloop challenge., UIUC, Champaign (2015).
2. College of Business at Illinois, Capstone Project: Hoeft T&M, Champaign (2017).
3. IBC, Illinois Business Consulting. College of Business at Illinois, UIUC, Champaign (2017).

ANALIZA STRUKTURALNA METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH ROWERÓW POZIOMYCH

inż. MATEUSZ HOLEK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB6, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę strukturalną metodą elementów skończonych rowerów poziomych. Badania przeprowadzono pod kątem analizy strukturalnej na dwóch typach modelu roweru: (i) trójkołowego (Tadpole) (ii) czterołowego (Quad). Modele zostały zaprojektowane w programie Autodesk Inventor, a obliczenia oparte na metodzie elementów skończonych w programie MSC Apex. Uzyskane wyniki umożliwiły porównanie wytrzymałości dwóch rozwiązań. Na ich podstawie przeprowadzono wstępną optymalizację konstrukcji.



STRUCTURAL ANALYSIS USING FINITE ELEMENTS METHOD OF THE RECUMBENT BICYCLES

Abstract. The subject of this study is the structural analysis using the finite elements method of the recumbent bicycle components. The study was conducted on the structural analysis of two types of bicycle - Tadpole and quad bike. Both models were designed in Autodesk Inventor, and all calculations were performed using the finite elements method using the MSC Apex. Obtained results of this study enabled the comparison of the strength of both solutions.

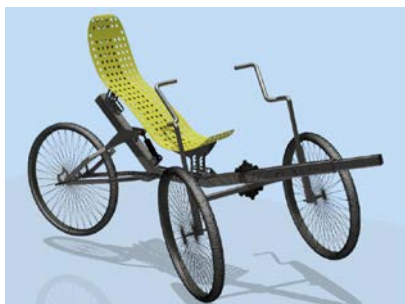
1. Wprowadzenie

Rowery poziome to rowery, na których osoba kierująca przyjmuje pozycję leżącą lub półleżącą. Posiadają one specyficzną konstrukcję, inną niż znane i popularne rowery klasyczne, dlatego nierzadko wywołują duże zaskoczenie, gdy pojawiają się na ulicach. W porównaniu do rowerów klasycznych są bardzo stabilne, wygodne i ergonomiczne, dlatego okazały się doskonałą alternatywą na przykład dla ludzi niepełnosprawnych, chociaż nie tylko ludzie dotknięci kalectwem jeżdżą na rowerach poziomych. Znalazły one wielu entuzjastów, ponieważ podczas jazdy nie występują tak duże straty energii jak w przypadku rowerów klasycznych, gdzie straty te wynikają z pionowego pedałowania. Ponadto rowery poziome charakteryzują się dużo mniejszymi oporami powietrza. Wszystkie te cechy powodują, że jazda na rowerze poziomym jest bardziej efektywna energetycznie, czyli przy tym samym wysiłku fizycznym osoba jest w stanie pokonać dłuższy dystans.

Rowery poziome, podobnie jak rowery klasyczne, dzielą się na bardzo wiele typów. Można je podzielić między innymi ze względu na liczbę kół, rozstaw osi, położenie kierownicy i sterowanie czy napędzaną oś. Do analizy wytrzymałościowej zastosowano dwa zaprojektowane modele rowerów poziomych – trójkołowiec oraz czterołowiec.

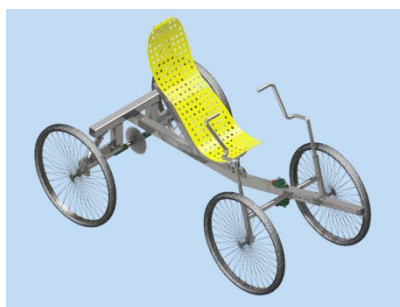
2. Modele rowerów trójkołowych

Model roweru trójkołowego typu Tadpole (dwa koła z przodu i jedno z tyłu) przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Model roweru poziomego trójkołowego typu Tadpole, użyty do analizy strukturalnej
Fig. 1. Model of trike recumbent bicycle type Tadpole, used in structural analysis

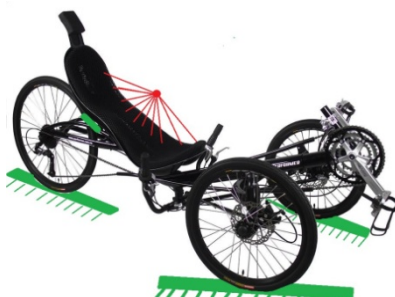
Model roweru czterokołowego (Quad) został przedstawiony na rysunku 2.



Rys. 2. Model roweru poziomego czterokołowego, użyty do analizy strukturalnej
Fig. 2. Model of quad recumbent bicycle used in structural analysis

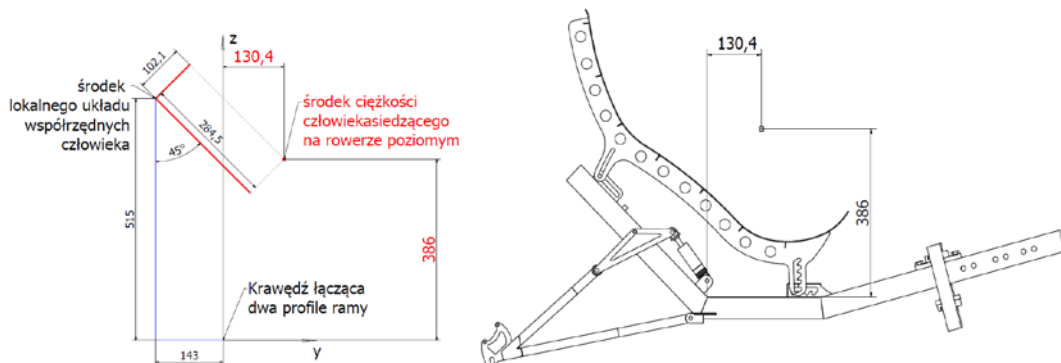
3. Warunki brzegowe oraz obliczanie punktu środka ciężkości człowieka

Aby poprawnie przeprowadzić obliczenia należało wyznaczyć warunki brzegowe i obciążenia. W przypadku rowerów poziomych obciążeniem będzie siła wywierana na ramę roweru przez masę użytkownika. Masę tę można skoncentrować w punkcie ciężkości. Warunkiem brzegowym jest utwierdzenie o jednym stopniu swobody, które będzie znajdować się pomiędzy kołami, a podłożem. Teoretyczne rozmieszczenie warunków brzegowych przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Rozmieszczenie warunków brzegowych
Fig. 3. Arrangement of boundary condition

Na potrzeby analizy strukturalnej obliczono współrzędne punktu środka ciężkości użytkownika. Wykonano to poprzez nałożenie na model roweru modelu osoby tak, aby przedstawiał rzeczywistą pozycję jaką przyjmuje rowerzysta. Zarówno model trójkołowca, jak i czterokołowca posiadają to samo siedzenie, dlatego środek ciężkości w obu przypadkach znajdują się w tym samym położeniu względem krawędzi ramy. Początkowo obliczono punkt ciężkości względem lokalnego układu współrzędnych człowieka (102,1; 1,5; -284,6), a następnie określono go względem krawędzi łączącej dwa profile ramy (rury kwadratowe 50x50x4 mm). Znany jest również kąt pochylenia człowieka względem podłoża, który wynosi 135°, co pozwoliło obliczyć środek ciężkości człowieka względem globalnego układu współrzędnych. Obliczenia wykonano metodą graficzną w programie Autodesk Inventor. Rysunek 4 przedstawia układ współrzędnych punktu środka masy względem w/w krawędzi.



Rys. 4. Współrzędne punktu ciężkości człowieka względem krawędzi ramy
Fig. 4. Model of quad recumbent bicycle used in structural analysis

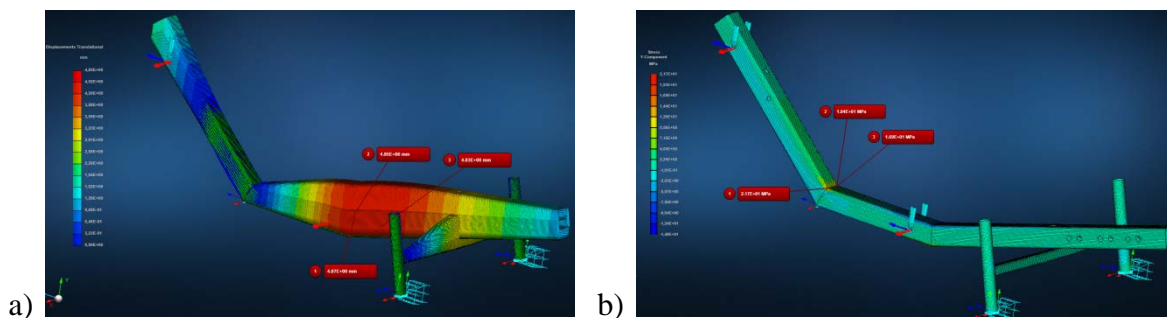
4. Analiza strukturalna

Analiza strukturalna metodą elementów skończonych została wykonana w programie MSC Apex. Analiza dotyczyła dwóch typów modeli rowerów poziomych – trójkołowego oraz czterokołowego. W obu przypadkach siły działające na ramę posiadały ten sam wektor, ponieważ masa użytkownika jest taka sama i wynosi 81 kg. Analizę przeprowadzono w zakresie liniowej statyki. Masę człowieka pomnożono przez wartość przyspieszenia ziemskiego i otrzymano siłę działającą prostopadle do podłoża o wartości 800 N. Siła ta została podzielona w proporcji 1 do 4 tak, aby nacisk na ramę jak najbardziej odzwierciedlał rzeczywisty model - mniejsza część na powierzchni górnego otworu, natomiast pozostała część do powierzchni otworu znajdującego się na poziomym profilu.

Wyniki powstałe podczas analizy strukturalnej ramy roweru poziomego trójkołowego zostały przedstawione na rysunkach 5a i 5b. Rama główna tego typu roweru składa się ze stalowych profili o przekroju rury kwadratowej o wymiarach 50x50x4 mm oraz 25x25x3, wyniki, które powstały po analizie metodą elementów skończonych są następujące:

- przemieszczenie w zakresie: 0-4,85mm
- naprężenia: von Mises/Huber do 19,8 MPa,
w osi obciążenia(y) do 21,7 MPa.

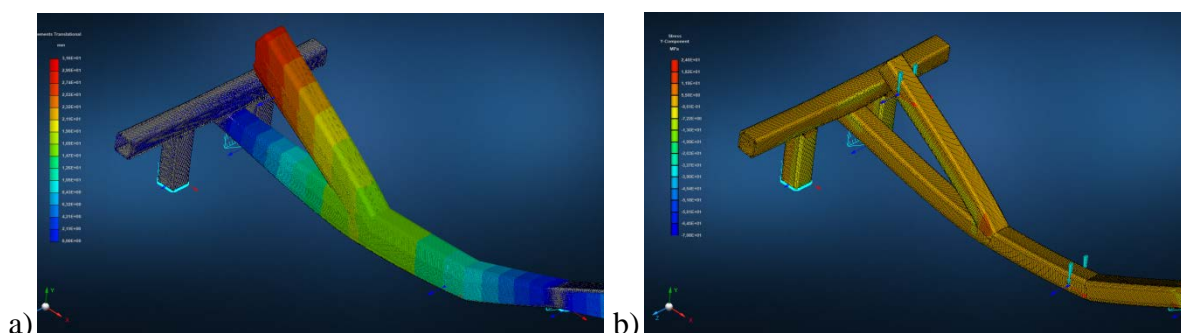
Przemieszczenie około 5 mm na tak długich profilach mieści się w normie, natomiast naprężenie maksymalne wynoszące 22 MPa to niska wartość dla stali. Uwzględniając wyłącznie przemieszczenia i naprężenia powstające podczas statycznego obciążenia, można stwierdzić, że rama roweru poziomego trójkołowego wytrzyma nacisk osoby o wadze 81 kg.



Rys. 5. Przemieszczenia (a) oraz naprężenia (b) w ramie roweru trójkołowego
 Fig. 5. Displacement (a) and stress (b) of the trike recumbent bicycle frame

Przebadano również ramę roweru poziomego czterokołowego. Rama składa się z identycznych profili jak w rowerze trójkołowym, lecz jest dodatkowo wyposażona w trzy kolejne profile. Wyniki otrzymane podczas analizy statycznej przedstawiono na rysunku 6a i 6b. Wartości przemieszczenia oraz naprężeń przedstawiono poniżej:

- przemieszczenia: do 9,2 mm
- naprężenia: von Mises/Huber do 23,2 MPa
 w osi obciążenia(y) do 24,6 MPa



Rys. 6. Przemieszczenia (a) oraz naprężenia (b) w ramie roweru czterokołowego
 Fig. 6. Displacement (a) and stress (b) of the quad recumbent bicycle frame

5. Podsumowanie

Przemieszczenie i naprężenia powstające w modelach są nieznacznie większe w rowerze z czterema kołami, ponieważ rama roweru czterokołowego jest znacznie dłuższa niż rama trójkołowego. Badania dotyczyły wyłącznie ramy głównej obydwu modeli. W dalszych pracach, oprócz ramy, analizowane będą elementy zawieszenia i wówczas może się okazać, że wyniki mogą być zupełnie inne. Należy zauważyć, że w obydwu przypadkach zarówno przemieszczenia jak i naprężenia są małe, co pozwala na optymalizację konstrukcji w celu redukcji masy (na przykład poprzez zastosowanie mniejszych profili lub innego tworzywa).

Literatura

1. Fehla G., The recumbent bicycle. Out Your Back Door, 2004
2. Jureczko P., Jezierski T., Bachorz P., Recumbent bicycle – model and prototype, Conference Proceeding of 13th International Scientific Conference on Applied Mechanics, str. 83-86 (2011).

MODEL I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ENDOPROTEZY STAWU BIODROWEGO

inż. ALEKSANDRA JAROSZ

Inżynieria Biomedyczna, BiSM, semestr I, 2 stopień
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Arkadiusz Poteralski

Streszczenie. Niniejszy artykuł poświęcony jest analizie wytrzymałościowej endoprotezy stawu biodrowego z uwagi na wykorzystanie różnych kombinacji materiałowych trzpienia i głowy endoprotezy. Na rzecz symulacji opracowano dwa modele geometryczne charakteryzujące się odmiennymi kątami szyjkowo-trzpieniowymi oraz długością szyjki.



MODEL AND STRUCTURAL ANALYSIS OF HIP IMPLANT

Abstract. This article refers to the structural analysis of hip implant. The analysis used different material combinations of implant's stem and head. For the simulation, two geometrical models were used with different values of stem shaft angle and also the length of the neck.

1. Wprowadzenie

Endoproteza stawu biodrowego jest elementem wykorzystywanym w celu poprawy lub odzyskania funkcjonalności działania zwyrodniałego stawu biodrowego. Implantacja może obejmować nie tylko wymianę głowy kości udowej, ale również panewkę kości biodrowej, w przypadku, gdy jej powierzchnia także uległa degeneracji wskutek różnych czynników. Materiały wykorzystywane w produkcji endoprotez muszą charakteryzować się optymalną biokompatybilnością na poziomie implant-tkanka, czyli nie powinny wywoływać reakcji toksykologicznych czy też stanów zapalnych w obrębie żywej tkanki. Ponadto, w przypadku materiałów wykorzystywanych na implanty wewnętrzne, brane są pod uwagę własności wytrzymałościowe, fizyczne oraz ich skład chemiczny i fazowy. Na poszczególne elementy endoprotez stawu biodrowego wykorzystywane są biomateriały z grupy ceramiki, metali i ich stopów, tworzyw sztucznych. Powierzchnia takiej endoprotezy powinna być również przygotowana pod względem spójności z tkanką ludzką w celu łatwego związania ich powierzchni na drodze osteointegracji.

2. Biomechanika stawu biodrowego

Staw biodrowy stanowi parę kinematyczną klasy III – ruchy translacyjne względem trzech osi układu współrzędnych są zablokowane, jednak możliwe są wokół nich obroty.

Generalnie siły oddziaływujące na staw biodrowy można podzielić na siły zewnętrzne i wewnętrzne. Do sił zewnętrznych zalicza się oddziaływanie przyspieszenia ziemskiego, oddziaływanie podporowe oraz oddziaływanie innych ciał na człowieka. Z kolei wśród sił wewnętrznych wyróżniamy siły związane z działaniem mięśni ludzkich. Siły oddziaływujące na staw biodrowy, w zależności od ich funkcji i fazy chodu, mają zmienny kąt i kierunek działania wektorów [1].

3. Hipotezy wyężeniowe

Ze względu na złożony typ obciążenia konstrukcji danego układu, do oceny jego wytrzymałości wykorzystano pojęcie wyężenia materiału, czyli stopnia zbliżenia w danym punkcie lub całej jego objętości do stanu krytycznego, określonego na podstawie przyjętej miary wyężenia.

Na potrzeby analizy wybrano hipotezę wyężeniową Hubera-Misesa, która jako miarę wyężenia przyjmuje wielkość energii odkształcenia postaciowego. Wielkość ta w dowolnym układzie przestrzennym wynosi [2]:

$$\Phi_f = \frac{1+\nu}{6E} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right] \quad (1)$$

Z kolei napężenia redukowane wyznaczane są z zależności:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (2)$$

Po uporządkowaniu otrzymuje się:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (3)$$

4. Model obciążeniowy i wybrane warianty materiałowe

Wybrane zagadnienie cechuje się złożonością analizowanych rozwiązań materiałowych, dlatego w celu ich uwiarygodnienia postanowiono wykorzystać jedne z popularniejszych materiałów stosowanych w produkcji trzpieni i głów beczementowych endoprotez stawu biodrowego. W Tabeli 1 zawarto wybrane warianty materiałowe.

Tabela 1. Zestawienie wariantów materiałowych na trzpień i głowę
Table 1. Combinations of materials for stem and head of implant

	Głowa	Trzpień
Wariant I	Co28Cr6Mo	Ti6Al7Nb
Wariant II	Al2O3	Ti6Al7Nb
Wariant III	Co28Cr6Mo	CoNiCrMo
Wariant IV	Al2O3	CoNiCrMo

Do analizy wybrano model obciążeniowy opierający się na modelu Będzińskiego. Na potrzeby pracy wykorzystano wartości odpowiadające fazie styku pięty z podłożem, która generuje stosunkowo większe wartości sił i momentów występujących w układzie stawu biodrowego w porównaniu do pozostałych faz chodu (Tabela 2.).

Tabela 2. Rozkład wartości sił mięśniowych w fazie styku pięty z podłożem [3]
Table2. Loads distribution in phase of initial contact in normal walking [3]

	100% BW	X	Y	Z
R [N]	2.92	1.051	0.292	2.716
F [N]	0.78	0.122	0.201	0.770
M [N]	0.856	-0.603	-0.375	-0.481
T [N]	0.075	-0.069	-0.026	0
R_u[Nm]	24			

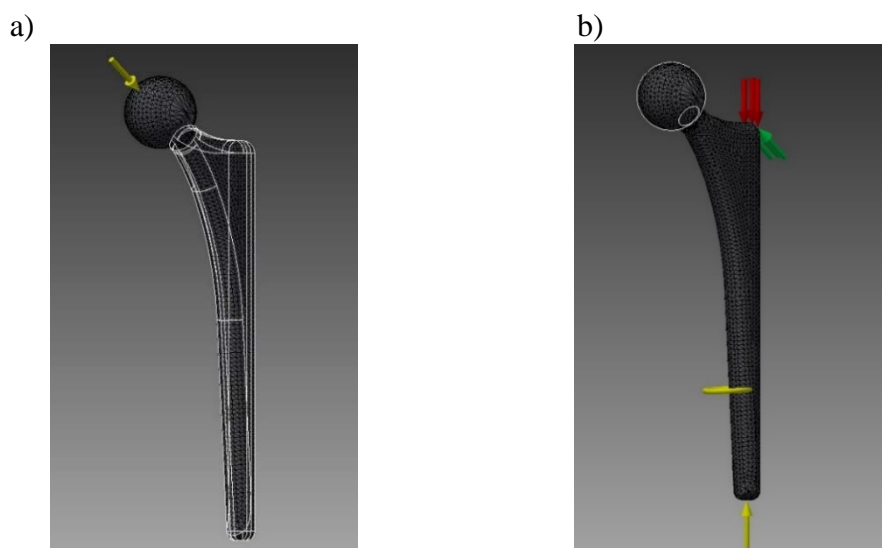
Na podstawie Tabeli 2. obliczono wartości poszczególnych sił występujących w stawie biodrowym dla przypadku pacjenta o ciężarze równym 980 N.

5. Modele numeryczne i zastosowane warunki brzegowe

Na rzecz symulacji opracowano dwa modele geometryczne o odmiennych postaciach konstrukcyjnymi wykonania szyjki trzpienia. Pierwszy model charakteryzuje się szyjką o długości 15mm oraz kątem szyjowo-trzpieniowym o wartości 128° , z kolei długość szyjki i kąt szyjkowo-trzpieniowy drugiego modelu wynoszą kolejno 18mm i 135° .

Ze względu na złożoność zagadnienia, postanowiono przeprowadzić dwa przypadki symulacji powyższego modelu obciążeniowego. Dla przygotowanych wcześniej uproszczonych modeli geometrycznych, przygotowano warunki brzegowe będące idealizacją obciążeń oddziaływujących na trzpień i głowę endoprotezy w warunkach danej fazy chodu.

Pierwszy przypadek obciążenia obejmuje analizę wpływu sił reakcji pochodzących od masy tułowia, z kolei drugi przypadek odpowiada obciążeniu związanym z oddziaływaniem mięśni oraz reakcji podłoża.



Rys. 1. Model numeryczny i zastosowane warunki brzegowe, a) pierwszy przypadek obciążenia, b) drugi przypadek obciążenia

Fig. 1. Numerical model and used boundary conditions, a) first case of load, b) second case of load

6. Wyniki przeprowadzonych symulacji

Na podstawie otrzymanych map rozkładu naprężeń, odkształceń i przemieszczeń, wyniki dla poszczególnych warunków obciążeniowych zebrano w formie tabelarycznej (Tabela 3). W przypadku analizy pierwszych warunków brzegowych, gdzie sprawdzany był wpływ reakcji sił pochodzących od masy tułowia, maksymalne naprężenia zredukowane, zarówno dla modelu pierwszego jak i drugiego, skumulowane były w obrębie łączenia szyjki endoprotezy z resztą trzpienia.

W analizie drugiego przypadku obciążenia, odzwierciedlającego wpływ oddziaływania sił mięśniowych i reakcji podłoża bezpośrednio na konstrukcję endoprotezy, maksymalne naprężenia zredukowane również skumulowane były w tym samym obrębie.

Tabela 3. Wyniki analizy pierwszych i drugich warunków brzegowych
 Table 3. Results of analysis for the first and second case of boundary conditions

Wyniki analizy dla pierwszego przypadku obciążenia					
Model	Materiał trzpienia	Materiał głowy	Max. σ_{red}[MPa]	Max. przemieszczenia $\times 10^{-3}$ [mm]	Max. odkształcenia $\times 10^{-4}$
I	Ti6Al7Nb	Co28Cr6Mo	116.8	5.386	10.25
I	Ti6Al7Nb	Al2O3	117	4.957	10.27
I	CoNiCrMo	Co28Cr6Mo	118.6	3.089	4.905
I	CoNiCrMo	Al2O3	118.5	2.757	4.905
II	Ti6Al7Nb	Co28Cr6Mo	104.9	4.836	9.198
II	Ti6Al7Nb	Al2O3	104.8	4.507	9.185
II	CoNiCrMo	Co28Cr6Mo	105.8	2.711	4.372
II	CoNiCrMo	Al2O3	105.6	2.449	4.364
Wyniki analizy dla drugiego przypadku obciążenia					
Model	Materiał trzpienia	Materiał głowy	Max. σ_{red}[MPa]	Max. przemieszczenia [mm]	Max. odkształcenia $\times 10^{-4}$
I	Ti6Al7Nb	Co28Cr6Mo	791.2	0.942	69.21
I	Ti6Al7Nb	Al2O3	769	0.9343	67.27
I	CoNiCrMo	Co28Cr6Mo	858.3	0.4633	35.16
I	CoNiCrMo	Al2O3	815.8	0.4569	33.53
II	Ti6Al7Nb	Co28Cr6Mo	769.7	1.191	66.18
II	Ti6Al7Nb	Al2O3	755.2	1.185	64.8
II	CoNiCrMo	Co28Cr6Mo	827.5	0.5798	32.89
II	CoNiCrMo	Al2O3	800.8	0.5756	31.87

7. Podsumowanie

Otrzymane wyniki pozwoliły na ocenę stanu naprężenia, odkształcenia i przemieszczeń wypadkowych elementów endoprotezy pod względem wyboru optymalnej konstrukcji trzonu, a także kombinacji materiałowej. Przeprowadzona symulacja jest idealizacją warunków zachodzących podczas konkretnej fazy chodu, nie uwzględnia ona otoczenia organizmu, w jakim w rzeczywistości pracuje endoproteza, a jedynie pozwala na względne oszacowanie zachowania danej konstrukcji i materiałów pod wpływem zadanego obciążenia. Niewątpliwie dany temat zostanie rozwinięty w kierunku badania wpływu otoczenia struktur organizmu na analizę wytrzymałościową endoprotez stawu biodrowego, przy wykorzystaniu innych wariantów materiałowych.

Literatura

1. Będziński R.: Biomechanika inżynierska. Zagadnienia wybrane. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (1997).
2. Żuchowski R.: Wytrzymałość materiałów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (1996).
3. <http://www.biomech.uottawa.ca/english/teaching/apa6908/reading/bergman.pdf> [dostęp 29.10.2016r]

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA DESKI SNOWBOARDOWEJ

inż. ANGELIKA ŁATAŚ

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

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny

Streszczenie. Celem niniejszej pracy była analiza wytrzymałościowa deski snowboardowej, w szczególności wyznaczenie wartości naprężeń oraz przemieszczeń, spowodowanych wybranym wariantem obciążenia. Analiza została przeprowadzona z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES) o różnej wielkości elementów siatki dyskretyzujących powierzchnię środkową deski. Do realizacji zadania użyto model snowboardu opracowanego w programie CAD. Obliczenia numeryczne wykonano w środowisku ANSYS Workbench.

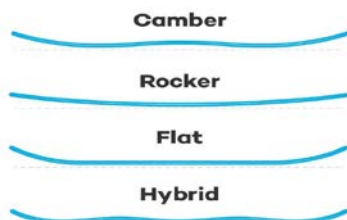


STRENGTH ANALYSIS OF A SNOWBOARD

Abstract. The aim of the work was to analyse the durability of a snowboard, especially the determination of stress and displacement values, caused by selected variant of loading. The analysis was conducted by using the finite element method (FEM) including a different size of the elements of the mesh on the board middle surface. To realise the task, a model of the board was developed by using a CAD program. Numerical calculations were performed by using ANSYS Workbench.

1. Wprowadzenie

Deska snowboardowa to element niezbędny do uprawiania Snowboardingu. Zależnie od przeznaczenia deski snowboardowe są różnie projektowane, odróżniają się geometrią, wymiarami oraz materiałem. Podział oparty na przeznaczeniu, obejmuje deski: All Mountain, Freestyle'owe, Freeride'owe, oraz twarde alpejskie. Ważnym aspektem jest również ich geometria zewnętrzna, a w szczególności kształt w płaszczyźnie bocznej, wpływający na dynamikę, jakość, szybkość jazdy oraz wyporność w śniegu. Rodzaje profili przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Profile desek snowboardowych [3]

Fig. 1. Snowboard profiles [3]



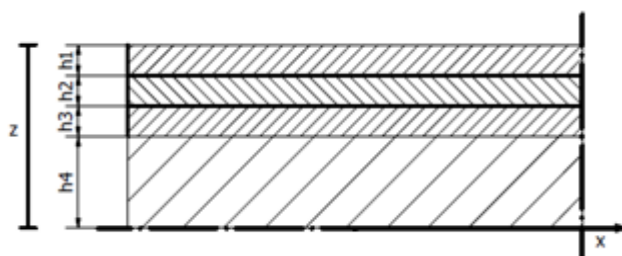
Rys. 2. Typy konstrukcji wewnętrznej snowboardów [4]

Fig. 2. Types of internal snowboard construction [4]

Znaczny wpływ na wytrzymałość snowboardu ma typ jego konstrukcji wewnętrznej. Istnieją odmiany: Sidewall oraz Cap (rys. 2). Rzeczywisty snowboard wybrany jako wzór do utworzenia modelu to standardowa deska All Mountain - Burton Cruzer, o profilu Rocker i konstrukcji warstwowej typu Sidewall.

2. Wyznaczenie własności zastępczych materiału zastosowanego na budowę deski

W pracy skupiono się na analizie wytrzymałościowej deski snowboardowej przez wyselekcjonowanie materiałów, które mają największy wpływ na naprężenia i przemieszczenia występujące podczas jej obciążenia. Uwzględniono drewniany rdzeń oraz dwie pokrywające go warstwy trójwarstwowego kompozytu o kodzie [0/90/0] (tabela 1). Konfiguracja osiowa odpowiada osi modelowanej deski (oś x na rys. 3 oraz pozioma oś symetrii deski na rys. 4). Materiał jest symetryczny względem powierzchni środkowej deski, natomiast grubości warstw połowy homogenizowanego laminatu wynoszą odpowiednio: $h_1 = h_2 = h_3 = 1$ [mm], $h_4 = 3$ [mm], jak pokazano na rys. 3 [1].



Rys. 3. Przekrój laminatu z wymiarami warstw

Fig. 3. Cross section of the laminate with layer dimensions

Stałe inżynierskie poszczególnych warstw (tabela 1) zostały użyte w celu zastąpienia materiału niejednorodnego materiałem jednorodnym (homogenizacji) za pomocą programu komputerowego Laminator [2]. Własności zastępcze przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 1. Wartości stałych sprężystości poszczególnych warstw

Table 1. Elastic constants of the selected layers

Materiał	Stałe inżynierskie			
	Moduł podłużny E_1 [GPa]	Moduł poprzeczny E_2 [GPa]	Moduł ścinania G_{12} [GPa]	Współczynnik Poissona ν_{12}
Drewno klasy D30	11	0,73	0,69	0,35
Kompozyt szkło E/epoksyd	45	12	5,5	0,28

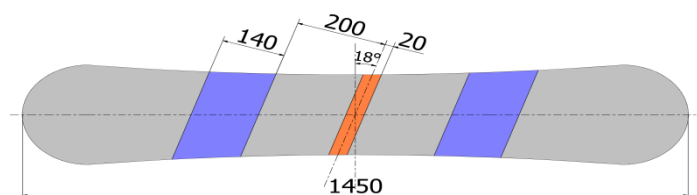
Tabela 2. Zastępcze stałe inżynierskie zhomogenizowanej konstrukcji

Table 2. Effective elastic constants of the homogenized structure

Stałe inżynierskie			
Moduł podłużny E_1 [GPa]	Moduł poprzeczny E_2 [GPa]	Moduł ścinania G_{12} [GPa]	Współczynnik Poissona ν_{12}
28,03	6,4	3,1	0,295

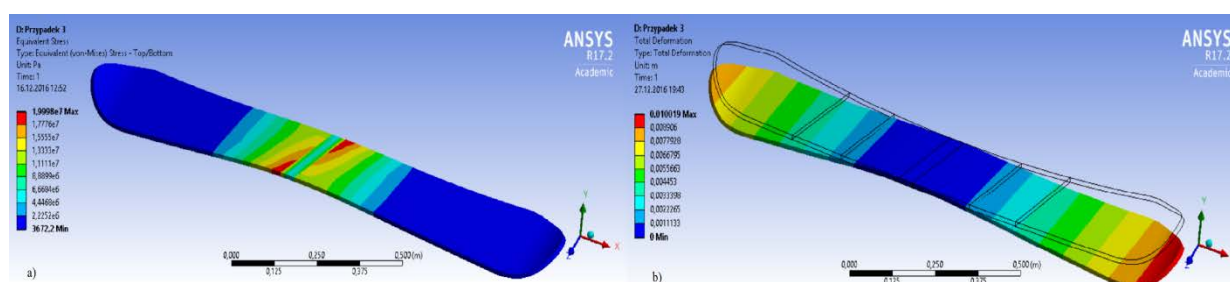
3. Analiza wytrzymałościowa z zastosowaniem MES

Celem dokonania analizy numerycznej rozpatrzono przypadek jazdy po poręczy.



Rys. 4. Snowboard z wydzielonymi obszarami wiązań oraz podpory
Fig. 4. Snowboard with separate areas of bindings and support

Poręcz potraktowano jako podporę nieruchomą deski, a jej obciążenie to ciężar użytkownika, rozłożony po obu stronach, co, celem uproszczenia, przedstawiono w postaci odpowiednio wydzielonych obszarów, jak pokazano na rys. 4. Wyniki analizy (rys. 5) przedstawiono dla obciążenia krytycznym ciężarem wynoszącym $m=80$ [kg] (rys. 4). W analizie MES zastosowano powłokowe elementy skończone typu czworobok z liniowymi funkcjami kształtu, przy rozmiarze elementu równym: 0,01 [m] oraz 0,0048 [m]. W tabeli 3 zestawiono kolejno maksymalne wartości naprężeń zredukowanych oraz przemieszczeń wypadkowych uzyskanych w wyniku analizy.



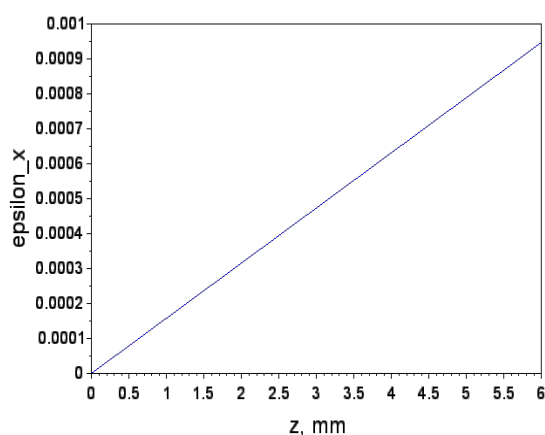
Rys. 5. Wyniki analizy numerycznej: a) naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera [MPa], b) przemieszczenia wypadkowe [m]
Fig. 5. Numerical results: a) reduced Huber stress [MPa], b) resultant displacements [m]

Tabela 3. Porównanie maksymalnych naprężeń zredukowanych oraz przemieszczeń przy różnej gęstości siatki elementów skończonych
Table 3. Comparison of maximum reduced stress and displacement values for different finite element mesh density

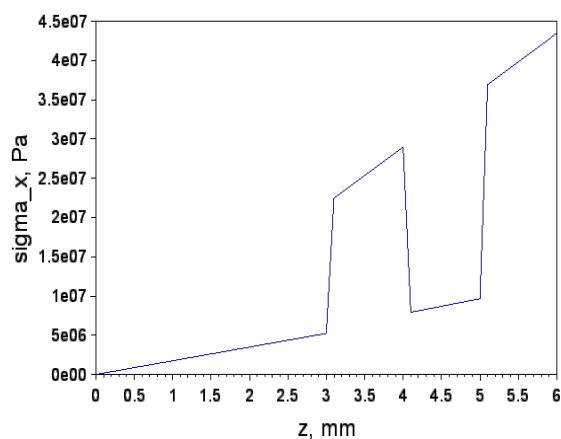
Rozmiar elementów siatki [m]	Naprężenie maksymalne σ_{zred} [Pa]	Różnica względna naprężeń [%]	Przemieszczenie maksymalne w [m]	Różnica względna przemieszczeń [%]
0,01	$1,9998 \times 10^7$	1	0,010019	0,05
0,0048	$2,0201 \times 10^7$		0,010013	

4. Naprężenia występujące w desce snowboardowej

Dokonano analizy odkształceń i naprężeń w poszczególnych warstwach snowboardu na podstawie maksymalnego jej odkształcenia, przy założeniu zginania tylko w kierunku osiowym deski [1]. Wykres przedstawiony na rys. 6 przedstawia liniowy przebieg wartości odkształcenia wzdłużnego, będący funkcją odległości od powierzchni środkowej deski z . Zmianę wartości naprężeń normalnych wzdłuż osi deski w poszczególnych jej warstwach pokazano na rys. 7.



Rys. 6. Rozkład odkształceń w kierunku osiowym na grubości laminatu
Fig. 6. Axial strain distribution across the laminate thickness



Rys. 7. Naprężenia normalne wzdłuż osi deski w poszczególnych warstwach [Pa]
Fig. 7. Normal stress distribution along the board axis across its layers [Pa]

5. Wnioski

W wyniku rozpatrywania układu jako konstrukcji warstwowej, rozkład naprężeń normalnych wzdłuż osi deski zależy jest od orientacji warstw kompozytu, względem kierunku zginania deski, które przenoszone są głównie przez warstwy o ułożeniu zgodnym z kierunkiem, w którym występuje zginanie. Dla materiału traktowanego jako konstrukcja warstwowa, zaobserwowano znaczne skoki naprężeń na granicach wszystkich warstw, czego nie widać w wypadku materiału traktowanego jako jednorodny, gdzie naprężenia ulegają uśrednieniu. Przedstawiona metodyka analizy naprężeń i odkształceń, za pomocą modelu MES, może służyć do projektowania budowy deski snowboardowej, mającej na celu uzyskanie określonej sztywności i wytrzymałości [1].

Literatura

1. Łataś A., Analiza wytrzymałościowa deski snowboardowej, Projekt inżynierski, Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, Gliwice (2017).
2. German J., Podstawy mechaniki kompozytów włóknistych: skrypt dla studentów wyższych uczelni technicznych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej im. T. Kościuszki, Kraków (1996).
3. http://outside-stories.de/ratgeber/snowboards_, dostęp 11.11.2016
4. <http://crazysnow.pl/content/10-deska-snowboardowa>, dostęp 11.11.2017

PORÓWNANIE STOPNIA NAGRZEWANIA RÓŻNYCH POKRYĆ DACHOWYCH

inż. BARBARA MAZIARZ

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

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Alicja Piasecka- Belkhat, Prof. Pol. Śl.

Streszczenie. W pracy przedstawiono porównanie stopnia nagrzewania różnych pokryć dachowych. Za pomocą metody różnic skończonych wyznaczono jednowymiarowe nieustalone pola temperatur, a następnie sporządzono rozkłady temperatury dla każdego typu pokrycia. Na podstawie wykresów oraz wyliczonych ilości oddawanego ciepła porównano własności termoizolacyjne rozpatrywanych rodzajów pokryć dachowych. Obliczenia numeryczne wykonano w programie PTC Mathcad Prime 3.1.



COMPARISON OF DIFFERENT ROOF COVERING HEATING

Abstract. In the article, a comparison of the heating of different roof coverings is presented. The one-dimensional transient temperature fields were calculated by using the finite difference method. The temperature distributions for each cover type were determined. By taking into account the temperature distributions and the values of the output heat source, the thermal insulation properties of all roofing materials were obtained. The numerical calculations were made by using the PTC Mathcad Prime 3.1 program.

1. Wprowadzenie

Praca zawiera porównanie własności termoizolacyjnych trzech pokryć dachowych: z blachy ze stali nierdzewnej, z dachówki ceramicznej oraz ze strzechy, przy czym pominięto wpływ kształtu dachu oraz innych czynników. Stopień nagrzewania analizowanych materiałów dachowych jest ściśle związany z wielkością współczynnika przewodzenia ciepła λ , który określa ilość ciepła, jaka w czasie jednej sekundy przepłynie przez warstwę o grubości jednego metra przy różnicy temperatur po obu stronach analizowanej warstwy równej jednemu stopniowi (Kelwina lub Celsjusza) [2]. W pracy rozwiązano zadanie nieustalonego przepływu ciepła za pomocą metody różnic skończonych.

2. Model matematyczny

Analizowano płytę nieskończoną o grubości L . Parametry termofizyczne oraz grubość analizowanej warstwy zostały przedstawione w tabeli 1.

Dla wszystkich rozpatrywanych materiałów założono takie same warunki brzegowo-początkowe, zakładając na brzegu lewym warunek brzegowy III rodzaju (zewnątrzna powierzchnia pokrycia dachowego), natomiast na brzegu prawym warunek brzegowy I rodzaju, przyjmując następujące wartości: współczynnik wymiany ciepła $\alpha = 10 \frac{W}{m^2 K}$, temperatura otoczenia $T_a = 5^\circ C$, temperatura brzegowa $T_w = 20^\circ C$.

Tabela 1. Grubość i warunki termofizyczne pokryć dachowych [1]
 Table 1. Thickness and thermophysical conditions of roof coverings [1]

Lp.	Nazwa pokrycia dachowego	L [m]	λ $\left[\frac{W}{mK}\right]$	c_p $\left[\frac{J}{kgK}\right]$	ρ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
1	Błacha ze stali nierdzewnej	0,0005	15	460	7900
2	Dachówki ceramiczne	0,015	1,0	800	2000
3	Strzecha	0,300	0,08	1460	300

Na model matematyczny zadania składają się:

- równanie przewodnictwa ciepła dla bezźródłowego pola temperatury:

$$0 < x < L: \quad \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} \quad (1)$$

- warunki brzegowo-początkowe:

$$x = 0: \quad \mathbf{q}(x, t) = \lambda \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \alpha [T(x, t) - T_a] \quad (2)$$

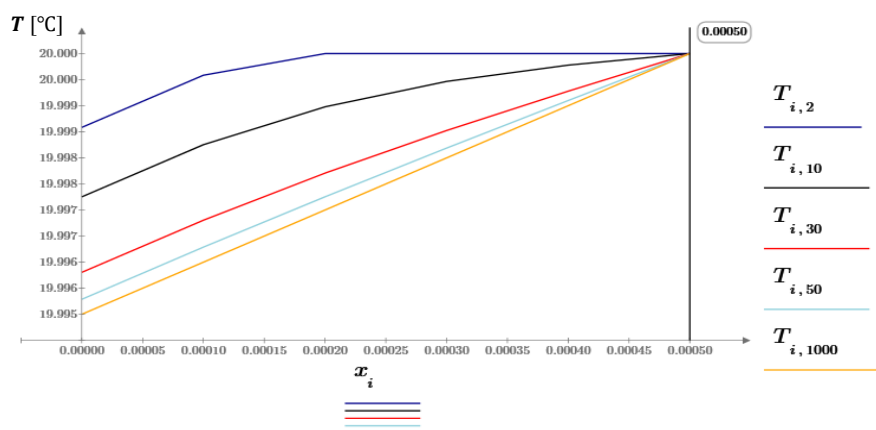
$$x = L: \quad T(x, t) = T_w = 20^\circ C \quad (3)$$

$$t = 0: \quad T(x, t) = 20^\circ C \quad (4)$$

gdzie $T(x, t)$ [$^\circ C$] oznacza temperaturę, α $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ jest współczynnikiem wyrównania temperatury, $q(x, t)$ $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ oznacza gęstość strumienia ciepła, x [m] jest współrzędną geometryczną, natomiast t [s] jest czasem.

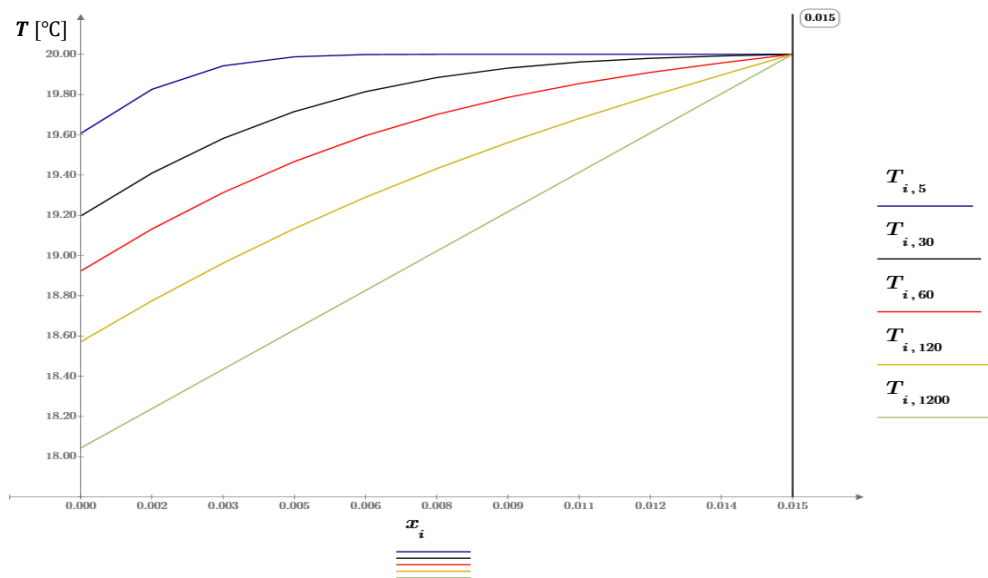
3. Wyniki obliczeń numerycznych

Obliczenia numeryczne wykonano za pomocą metody różnic skończonych, stosując program PTC Mathcad Prime 3.1. Rysunek 1 przedstawia rozkłady temperatury dla blachy, przyjmując krok siatki $\Delta x = 0,0001m$ oraz krok czasu $\Delta t = 0,001s$.



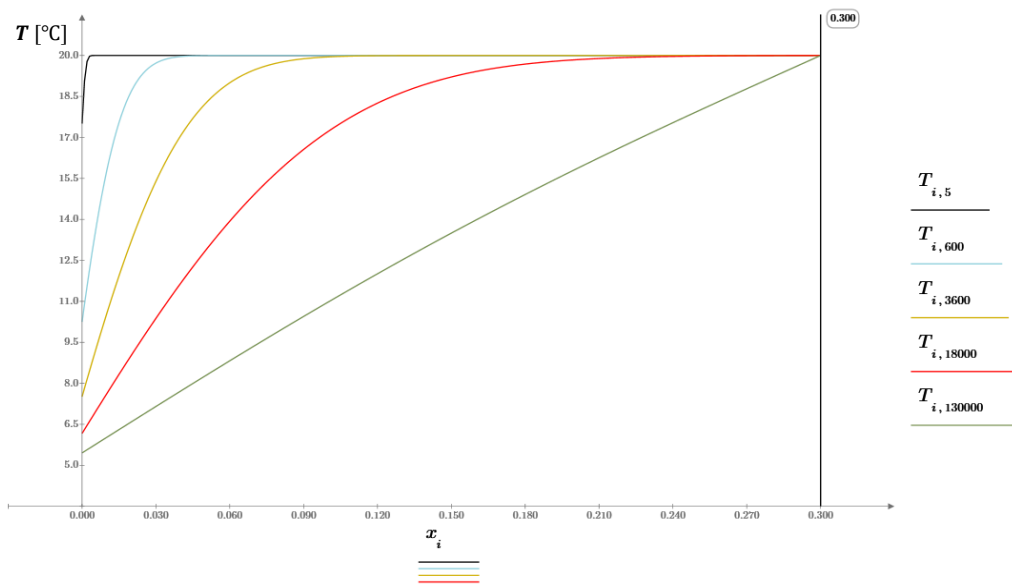
Rys. 1. Rozkład temperatury w rozpatrywanym obszarze – blacha
 Fig. 1. Temperature distribution – tinware

Rysunek 2 przedstawia uzyskane rozkłady temperatury dla dachówki ceramicznej, przyjmując krok siatki $\Delta x = 0,0015\text{m}$ oraz krok czasu $\Delta t = 1\text{s}$.



Rys. 2. Rozkład temperatury w rozpatrywanym obszarze – dachówka ceramiczna
 Fig. 2. Temperature distribution – ceramic tile

Na rysunku 3 przedstawiono rozkłady temperatury dla strzechy, zakładając krok siatki $\Delta x = 0,1\text{m}$ oraz krok czasu $\Delta t = 1\text{s}$.



Rys. 3. Rozkład temperatury w rozpatrywanym obszarze – strzecha
 Fig. 3. Temperature distribution – thatched roof

Porównując termoizolacyjne właściwości materiałów, należy obliczyć ilość ciepła wymienianego między pokryciem dachowym a otoczeniem. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 2. (por. równanie (2)).

Tabela 2. Ilość wymienianego ciepła w czasie t dla wybranych pokryć dachowych
Table 2. The amount of heat exchanged at time t for the selected roof coverings

Lp.	Nazwa pokrycia dachowego	$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$				
		$t= 1 \text{ s}$	$t= 120 \text{ s}$	$t= 15 \text{ min.}$	$t= 30 \text{ min.}$	$t= 36 \text{ godz. i 6,5 min.}$
1	Blacha ze stali nierdzewnej	149,950	149,950	149,950	149,950	149,950
2	Dachówka ceramiczna	147,783	135,758	130,442	130,435	130,435
2	Strzecha	133,333	83,433	45,220	34,178	4,550

4. Analiza wyników i wnioski końcowe

Rozkłady temperatury pokazują, jak zmienia się wartość temperatury w rozpatrywanym obszarze. Krzywe wykresów dla obu pokryć dachowych zbiegają się w temperaturze 20°C , co wynika z narzuconego warunku brzegowego dla $x = L$. Na lewym brzegu płyty w miarę upływu czasu temperatura stopniowo spada aż wykres przyjmuje kształt liniowy, a proces wymiany ciepła zmienia się w ustalony, czyli stały w czasie t . Dokładne wartości czasu t_{ust} , po którym nastąpi ustabilizowanie procesu dla poszczególnych materiałów wynoszą:

- dla blachy ze stali nierdzewnej $t_{ust}= 0,085\text{s}$,
- dla dachówki ceramicznej $t_{ust}=1175\text{s} = 19\text{min. } 35\text{s}$,
- dla strzechy $t_{ust}=129990\text{s} = 36\text{godz. } 6,5\text{min.}$

Aby ustalić, który z materiałów jest najlepszym termoizolatorem, należy również porównać ze sobą wyniki obliczeń na ilość ciepła q oddawanego do otoczenia przez rozpatrywane rodzaje pokrycia dachowego. Biorąc pod uwagę dane zamieszczone w tabeli 2. można zauważyć, że dla analizowanych czasów wartość q dla blachy nie zmienia się i stale wynosi $149,950 \frac{W}{m^2}$, a dla dachówki ceramicznej stopniowo spada przez ok. 20 minut, po upływie których osiąga stałą wartość $130,435 \frac{W}{m^2}$. W przypadku strzechy proces stabilizuje się najdłużej, bo aż 36 godzin, a następnie ilość oddawanego do otoczenia ciepła osiąga stałą wartość równą $4,55 \frac{W}{m^2}$. Świadczy to o fakcie, że z trzech rozpatrywanych materiałów stosowanych na pokrycia dachowe, to właśnie strzecha ma najlepsze właściwości termoizolacyjne. Porównując ten wynik z wartościami współczynnika przewodzenia λ dla wszystkich rozpatrywanych pokryć, można stwierdzić, że im mniejszy współczynnik λ , tym lepszym termoizolatorem jest materiał.

Literatura

1. PN-EN ISO 10456. Materiały i wyroby budowlane. Właściwości cieplno- wilgotnościowe. Tabelaryczne wartości obliczeniowe i procedury określania deklarowanych i obliczeniowych wartości cieplnych.
2. Staniszewski B., Wymiana ciepła. Podstawy teoretyczne, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa (1980).

ANALIZA NUMERYCZNA ROZKŁADU NAPRĘŻEŃ W ZĘBIE KOŁA ZĘBATEGO

inż. ALEKSANDER MAZUR

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

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny

Streszczenie. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki analizy numerycznej metodą elementów skończonych (MES) stanu naprężeń w pojedynczym zębie koła zębatego o zębach prostych, wynikającego ze zjawiska kontaktu dwóch zębów jak i zginania jednego zęba. W tym celu model zęba utworzony w programach Autodesk Inventor i Autodesk AutoCAD został zdyskretyzowany, obciążony i utwierdzony w środowisku ANSYS Workbench. Uzyskane wyniki zostały porównane z wynikami uzyskanymi analitycznie.



NUMERICAL ANALYSIS OF STRESS DISTRIBUTION IN GEAR TOOTH

Abstract. The paper presents the results of numerical FEM analysis of stress distribution in spur gear tooth resulting from contact of two teeth and bending of one tooth. For this purpose model of a tooth that was made in Autodesk Inventor and Autodesk CAD, was then discretized, loaded and fixed in ANSYS Workbench. Numerical results were compared with analytical ones.

1. Wprowadzenie

Przekładnie mechaniczne są najpopularniejszymi mechanizmami do przenoszenia napędu wykorzystywanymi w technice. Wymaga się od nich aby działały sprawnie przez cały czas ich eksploatacji, w taki sposób, aby jej elementy nie ulegały uszkodzeniu, gdyż mogłoby to spowodować znaczną zmianę parametrów jej pracy lub jej zatrzymanie. Aby zapobiec ewentualnym uszkodzeniom przekładnie mechaniczne sprawdza się pod kątem wytrzymałości na obciążenia jakim będą one poddawane w czasie pracy.

Można wyróżnić dwa sposoby przenoszenia napędu w przekładniach mechanicznych: kształtowe i cierne. Przekładnie zębate omawiane w pracy przenoszą napęd za pomocą odpowiedniego kształtu zębów. Parametrami przekładni zębatej są: przełożenie i , liczby zębów z , moduł nominalny m , długości zębów L , średnica podziałowa d , średnica stóp d_f , średnica zewnętrzna d_a , odległość osi A oraz moc N i liczbę obrotów na minutę n na odpowiednich wałach przekładni [2,3].

2. Sposoby określania naprężeń występujących w zębach

W celu określenia naprężeń u podstawy zęba wynikających ze zginania i ściskania, ząb traktuje się jak sztywno utwierdzoną belkę, obciążoną na końcu siłą styczną F_t i promieniową F_r , które wynikają z mocy na wałach i geometrii zębów poszczególnych kół. Naprężenia w stopie zęba mogą być obliczane przy pomocy jednej z trzech metod: Lewisa, Wissmanna i Niemanna, przy czym metoda Lewisa jest metodą wyjściową w stosunku do pozostałych. W niniejszej pracy do obliczeń wykorzystano metodę Wissmana, gdyż uzyskano dzięki niej

najwyższą wartość naprężenia, przez co można sprawdzić naprężenia w zębie w najmniej korzystnej dla przekładni sytuacji. Naprężenia w metodzie Wissmanna opisuje wzór [3]:

$$\sigma = \frac{6F_t h}{g_p^2 L} + \frac{F_r}{g_p L} \quad (1)$$

gdzie: σ - naprężenia u podstawy zęba, h - wysokość przyłożenia siły, g_p - szerokość podstawy zęba, L - długość zęba, F_t - siła styczna, F_r - siła promieniowa.

Naprężenia wynikające ze zjawiska kontaktu powodują powstawanie znacznych naprężeń w obszarze przyporu. Naprężenia te mogą być wyższe niż mogłoby to wynikać z samego zginania zęba, a ich wartość może przekroczyć granicę plastyczności. Najwyższą wartość naprężeń uzyskuje się na środku powierzchni styku, której szerokość wynosi $2b$. Wartość tych naprężeń określa się wzorem [1, 2, 3, 4]:

$$\sigma_{Hmax} = \frac{2P'}{\pi b} \quad (2)$$

gdzie: σ_{Hmax} - maksymalne naprężenia w strefie kontaktu, P' - siła docisku na jednostkę długości, b - połowa szerokości powierzchni styku.

Naprężenia σ_{Hmax} nie mogą przekraczać co do wartości naprężeń dopuszczalnych σ_{HP} , które są ilorzem naprężeń σ_{Hlim} i współczynnika bezpieczeństwa S_H , które można odczytać z tablic i wykresów zawartych w literaturze [2].

Naprężenia u podstawy zęba wynikające ze zginania i ściskania wyliczone ze wzoru (1) wynoszą $\sigma = 35,8$ MPa. Naprężenia w strefie kontaktu obliczone ze wzoru (2) wynoszą $\sigma_{Hmax} = 397$ MPa.

3. Obliczenia numeryczne

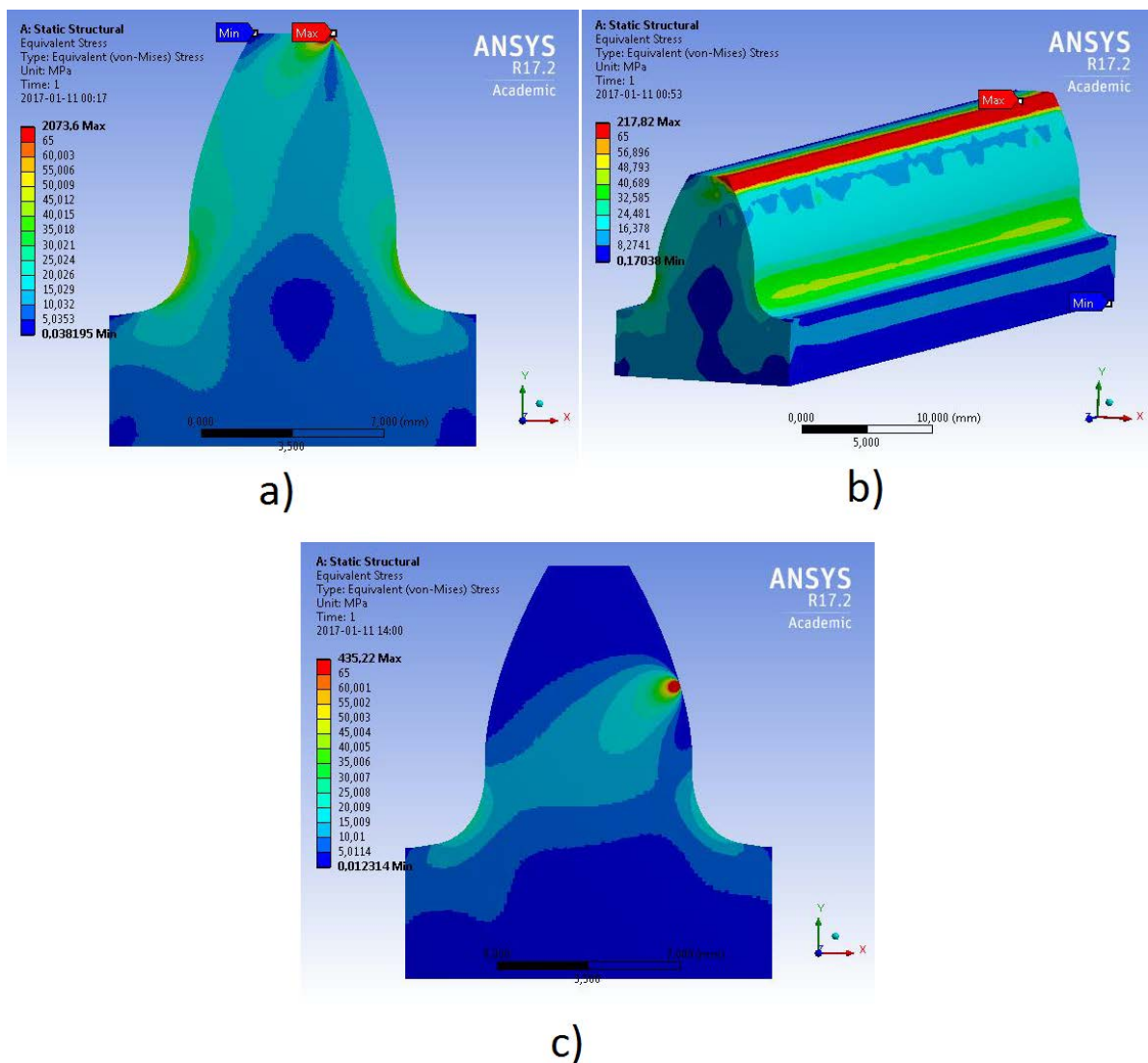
W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych w płaskim stanie odkształcenia, wykonany został rzut płaszczyzny czołowej pojedynczego zęba. Obliczenia zostały również przeprowadzone dla modelu trójwymiarowego. W celu wyznaczenia naprężeń w strefie kontaktu model zęba został w tym obszarze dodatkowo podzielony, aby móc przyłożyć obciążenie do odpowiedniej krawędzi. Modele zębów zostały wykonane w programach Autodesk Inventor oraz Autodesk AutoCAD. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry badanego zęba wraz z siłami jakimi został obciążony.

Tabela 1. Obciążenie i parametry zęba
Table 1. Loads and parameters of tooth

Parametr	Oznaczenie	Wartość
Siła styczna	F_t	4047 N
Siła promieniowa	F_r	1473 N
Długość zęba	L	85 mm
Szerokość podstawy zęba	g_p	8,76 mm
Wysokość przyłożenia siły	h	9,07 mm
Połowa powierzchni styku	b	0,08 mm

Następnie dla każdego z badanych przypadków obciążenia model został odpowiednio utwierdzony i obciążony oraz wygenerowano siatkę elementów skończonych. W modelach

płaskich, w obydwu przypadkach wykorzystano siatkę czworokątów o kwadratowych funkcjach kształtu. Sposób utwierdzenia w analizach był taki sam, tzn. utwierdzono sztywno krawędzie i ściany, które w normalnych warunkach byłyby otoczone materiałem. W celu wyznaczenia naprężeń u podstawy zęba obciążono jego wierzchołek. Naprężenia w pobliżu strefy kontaktu uzyskano obciążając ząb na całej długości powierzchni styku. W przypadku modelu płaskiego siły obciążające zostały podzielone przez długość zęba L [mm]. Wszystkie obliczenia numeryczne zostały przeprowadzone w programie ANSYS Workbench. Model dwuwymiarowy, w którym badane były naprężenia u podstawy, wynikające ze zginania i ściskania zęba posiadał 27 523 węzłów i 9 010 elementów. Siatka modelu trójwymiarowego posiadała 31 748 węzłów i 7 298 elementów. Model dyskretny zęba, dla którego badane były naprężenia w strefie kontaktu posiadał 29 844 węzłów i 9 821 elementów. Dodatkowo w obszarze przyłożenia obciążenia siatka została znacznie zagęszczona. Uzyskane rozkłady naprężeń w zębie ukazano na rysunku 1.



Rys. 1. Rozkład naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa (MPa) w zębie wynikających ze zginania i ściskania: a) model 2D, b) model 3D oraz c) w strefie kontaktu

Fig. 1. Reduced Huber-Mises stress distribution in gear tooth resulting from bending and compression: a) 2D model, b) 3D model and c) in the contact area

Największe naprężenia w przypadku ściskania i zginania zęba pojawiły się bezpośrednio w miejscu przyłożenia obciążenia oraz znacznie przekraczały oczekiwany wynik, co wynikało z przyłożenia siły skupionej. W celu sprawdzenia dokładnej wartości naprężeń w odpowiednich obszarach użyto narzędzia Probe. Jak można zauważyć w przypadku analizy 2D i 3D mapy rozkładów naprężeń przy podstawie zęba są do siebie podobne. Rozkład naprężeń w modelu bryłowym jest bardziej nieregularny, co może wynikać z mniejszej ilości elementów skończonych użytych do dyskretyzacji oraz większego ich rozmiaru. W przypadku ostatniej z analiz oprócz naprężeń w strefie kontaktu dodatkowo można zaobserwować niewielkie naprężenia przy podstawie zęba. Wyniki obliczeń numerycznych i analitycznych, wraz z różnicą względną przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Porównanie wyników otrzymanych metodą analityczną i numeryczną
Table 2. Comparison of analytical and numerical results

Naprężenia	Obliczenia analityczne	Obliczenia numeryczne	Różnica względna
U podstawy zęba 2D	35,8 MPa	37,5 MPa	4,7%
U podstawy zęba 3D		40 MPa	11,7 %
W strefie kontaktu	397 MPa	376 MPa	5,3%

4. Wnioski

Na podstawie tabeli 2 można zauważyć, iż siatki elementów czworokątnych o kwadratowych funkcjach kształtu dają niewielkie różnice względne w stosunku do obliczeń analitycznych. Wykorzystanie modeli 2D pozwoliło na znaczne zagęszczenie siatki elementów skończonych. Wartość naprężeń wyznaczona dla modelu bryłowego była obciążona znaczną różnicą w stosunku do obliczeń analitycznych. Można zauważyć, że pomimo większej ilości węzłów, liczba elementów skończonych dla modelu bryłowego jest mniejsza niż dla modeli płaskich, przy jednocześnie większej różnicy względnej otrzymanego wyniku. Uzyskanie dokładnych wyników w przypadku modeli 3D wymagałoby wykorzystania znacznie większej ilości elementów skończonych co wydłużyłoby jednocześnie czas potrzebny do przeprowadzenia obliczeń. Obliczenia numeryczne dają wiarygodne wyniki jedynie w przypadku prawidłowego zamodelowania stanu obciążenia i wygenerowaniu dobrej jakości siatki elementów skończonych. Wraz ze wzrostem zagęszczenia siatki zwiększają się również maksymalne uzyskiwane naprężenia. Stosowanie zarówno obliczeń analitycznych jak i numerycznych jest zasadne jednak należy pamiętać, że obliczenia numeryczne są jedynie pewnym przybliżeniem. Zarówno obliczenia analityczne jak i numeryczne pokazują, że rozpatrywana przekładnia zębata może pracować przy zadanym obciążeniu.

Literatura

1. Bąk R., Burczyński T.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. Warszawa: WNT (2001).
2. Dietrich M.: Podstawy konstrukcji maszyn, T. 3. Warszawa: WNT (1999).
3. Dietrich J.: Podstawy konstrukcji maszyn, T. 3. Warszawa: WNT (1973).
4. Gołębski R.: Model MES analizy naprężeń kontaktowych przekładni zębataj walcowej. Mechanik, nr 7/2012, s. 236-242.

BADANIA POŁĄCZENIA UKŁADU PANEWKA – GŁOWA ENDOPROTEZY DLA MATERIAŁÓW CERAMICZNYCH I POLIETYLENU

inż. NATALIA MOŁĘDA

Mechanika i Budowa Maszyn, ZMB, semestr VII, 1 stopień

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Grzegorz Kokot, lek. med. Marcin Waśko,
Klinika Ortopedii, Ortopedii i Traumatologii Dziecięcej CMKP, Otwock.

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań doświadczalnych połączenia głowy z panewką endoprotezy, gdzie wkłady panewkowe są wykonane z różnych materiałów. W wyniku testów symulujących fazy chodu, przeprowadzonych na maszynie wytrzymałościowej MTS Insight™ 10 kN, otrzymano charakterystyki przemieszczenia w czasie. Posłużyły one do analizy własności mechanicznych rozważanych par trących oraz określenia warunków dalszych etapów badań.



A STUDY OF CONNECTION ACETABULAR CUP – HEAD OF HIP PROSTHESIS FOR CERAMIC MATERIALS AND POLYETHYLENE

Abstract. The article presents the results of experimental studies of the connection head of the acetabulum hip prosthesis when the acetabular cups are made of different materials. As a result of tests on a testing machine MTS Insight™ 10 kN using MTS TestWorks 4.0 software, the displacement plots were obtained. These were used to analyze the mechanical properties of the considered pairs of friction and to determine the conditions of the course of the research.

1. Wprowadzenie

Staw biodrowy składa się z panewki biodrowej oraz głowy kości udowej, które pokryte są chrząstką stawową. Pomędzy tymi współpracującymi elementami znajduje się smar stawowy. Staw ten łączy kończynę dolną z miednicą. Jego zadaniem jest przenoszenie obciążeń statycznych i ruchowych (wynikających z siły grawitacyjnej i masy) z kręgosłupa przez miednicę na kończynę dolną. Staw biodrowy funkcjonuje jak przegub kulisty o trzech stopniach swobody [1]. Stopień swobody w płaszczyźnie czołowej pozwala na wykonywanie ruchu zgięcia i wyprostu, w płaszczyźnie strzałkowej – przywodzenia i odwodzenia nogi, a stopień swobody w płaszczyźnie horyzontalnej odpowiada za ruchy rotacyjne. Obciążenia działające na staw biodrowy dzielimy na oddziaływania wewnętrzne i zewnętrzne. Zależnie od fazy chodu kierunki i kąty wektorów tych sił ulegają zmianie [2].

2. Biomechanika stawu biodrowego

Wśród zaproponowanych przez naukowców modeli przedstawiających kierunki i wartości obciążeń stawu biodrowego najczęściej stosowanym jest model Pauwelsa. Model ten uwzględnia wyłącznie ruchy w płaszczyźnie czołowej i bierze pod uwagę jedynie dwie fazy

z cyklu chodu: fazę podparcia na obu nogach oraz fazę podporu na jednej. Według założeń tego modelu obciążenia działające na staw biodrowy stanowią 62% masy ciała, w przypadku stania na obu nogach, oraz 81% masy ciała w przypadku stania na jednej [1].

3. Endoprotezoplastyka (alloplastyka)

Wystąpienie mechanicznego lub fizjologicznego zużycia powierzchni stawowych prowadzi do konieczności przeprowadzenia zabiegu endoprotezoplastyki [3]. Jest to zabieg polegający na wszczepieniu sztucznego stawu, zwanego endoprotezą. Częściami endoprotezy są: panewka, trzpień i osadzana na nim głowa. Trzpień jest częścią mocująco-stabilizującą, natomiast głowa z panewką tworzą zespół ruchowy, tzw. parę trącą [2]. W endoprotezach stawu biodrowego stosuje się różne materiały w zespole ruchowym. Najczęściej głowa endoprotezy wykonana jest z ceramiki a wkładka panewkowa z polietylenu. Zastosowanie różnych materiałów wpływa na żywotność endoprotezy [3].

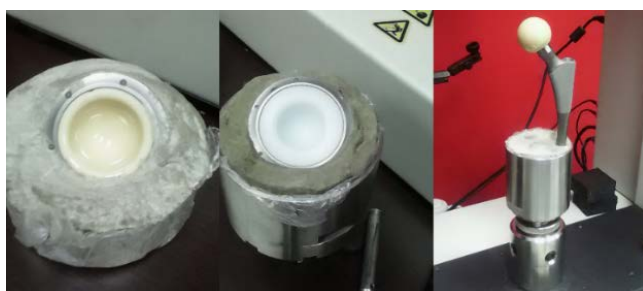
4. Badania doświadczalne

W ramach pracy przeanalizowano różnice w połączeniu ruchowym głowy endoprotezy z panewką, w zależności od materiału głowy i wkładu panewkowego. Brano pod uwagę dwa warianty: pierwszy, gdy głowa i wkład panewkowy są wykonane z ceramiki korundowej oraz drugi, gdy głowa jest wykonana z ceramiki korundowej, natomiast wkładka panewkowa z polietylenu UHMWPE.

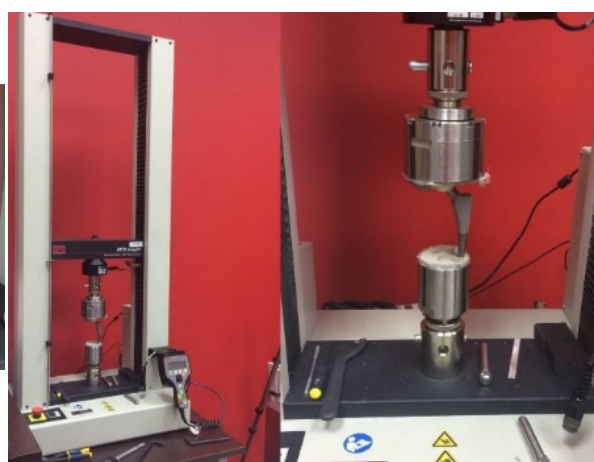
W ramach opracowanych badań eksperymentalnych, mających określić wpływ stosowanych materiałów w połączeniu panewka - głowa endoprotezy, przygotowano do badań dwa zestawy:

1. głowa endoprotezy i panewka są wykonane z ceramiki, układ ceramika-ceramika (CC)
2. głowa endoprotezy jest wykonana z ceramiki a panewka – z polietylenu, układ ceramika-polietylen (CP).

W celu wykonania badań endoprotezę umocowano w specjalistycznym uchwycie wykorzystując wypełnienie cementowe (rys. 1). Uchwyt jest tak skonstruowany, aby zapewnić swobodny ruch w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku obciążania. Stanowisko badawcze wykorzystane do badań przedstawiono na rys. 2.



Rys.1. Części zestawu do badań eksperymentalnych
Fig. 1. Parts of the test kit



Rys.2. Stanowisko badawcze
Fig. 2. The testing stand

Test polegał na cyklicznym obciążaniu zestawu endoproteza-panewka z zadaną prędkością obciążenia. Wykonano testy dla przyjętej liczby cykli $n = 100$. Jeden pełny cykl obejmuje fazę obciążenia i odciążenia.

Do analizy został przyjęty model obciążenia, w którym na staw biodrowy, a co za tym idzie, i na wszczepioną endoprotezę, działają obciążenia symulujące stan na jednej nodze. W tym przypadku stanowią one 81% masy ciała. Do obliczeń siły oddziałującej na endoprotezę została przyjęta waga przeciętnego pacjenta wynosząca 80 kg. Na tej podstawie siła ciężkości wynosi:

$$Q = m \times g = 80 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 784,8 \text{ N} \quad (1)$$

a obciążenie endoprotezy:

$$F = 0,81 \times 784,8 \text{ N} = 635,69 \text{ N} \quad (2)$$

W badaniach przyjęto wartość siły obciążającej układ endoproteza-panewka równą $F = 650 \text{ N}$. Wykonano badania dla trzech prędkości obciążenia: 10 mm/min, 20 mm/min, 30 mm/min. Dla każdej prędkości badanie powtórzono trzykrotnie.

5. Wyniki badań doświadczalnych

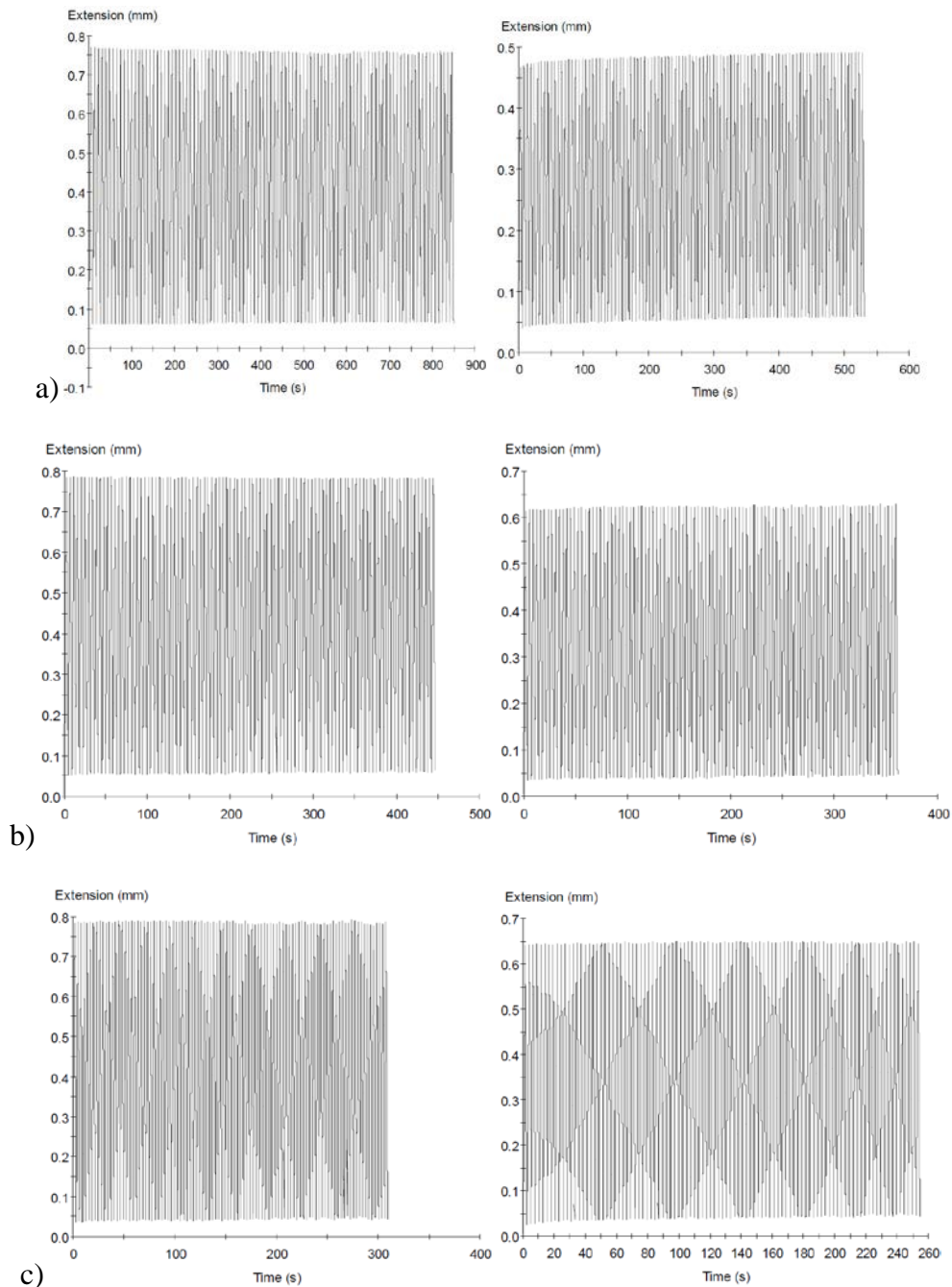
Na podstawie przeprowadzonych testów otrzymano wykresy zmienności mierzonych wielkości takich jak czas, siła, przemieszczenie, liczba cykli. Analiza zależności między nimi pozwoli na wyciągnięcie wniosków przydatnych w celu opracowania dalszych procedur badań.

W niniejszym artykule jako wyniki badań przedstawiono wykresy przemieszczenia w funkcji czasu dla układu ceramika-ceramika (CC) oraz ceramika-polietylen dla wybranych prędkości obciążenia (rys. 3).

6. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych uzyskano wykresy zależności mierzonych wielkości takich jak czas, siła, przemieszczenie, liczba cykli.

W artykule wybrano jako wyniki analizy przebiegi przemieszczeń w funkcji czasu dla zadanych prędkości obciążenia. Analiza tych wykresów wykazuje, że przemieszczenia w układzie ceramika-polietylen są mniejsze, przy stałej wartości siły maksymalnej w cyklu, niż w układzie ceramika-ceramika. Uzyskane wartości przemieszczeń dla prędkości 10 mm/min w układzie CC wynoszą 0,690 mm a w układzie CP 0,431 mm, dla prędkości 20 mm/min w układzie CC wynoszą 0,727 mm a w układzie CP 0,577 mm, dla prędkości 30 mm/min w układzie CC wynoszą 0,740 mm a w układzie CP 0,608 mm. Mniejsze przemieszczenia w układzie CP wpływają na krótsze czasy badania co można również zaobserwować na wykresach. W trakcie badań zwrócono również uwagę na stabilizację układu badawczego. Pierwszy przebieg testu zestawu eksperymentalnego umieszczonego w maszynie wytrzymałościowej powinien być zawsze przebiegiem próbnym, który służy ustabilizowaniu układu. Wyników takich nie należy uwzględniać podczas obliczania średniej wartości próby, ponieważ spowoduje to, że otrzymane rezultaty będą obarczone błędem ze względu na dopasowanie się układu. Dlatego też należy przeprowadzać po kilka testów przy danej prędkości obciążenia, aby móc porównywać wyniki. Wykonane badania i uzyskane wyniki dostarczyły cennych informacji pozwalających na weryfikację procedury badawczej. Uzyskane wnioski pozwolą na udoskonalenie kolejnych procedur badawczych, które będą podstawą dalszych badań.



Rys.3. Wykres przemieszczenie-czas dla prędkości obciążania: a) 10 mm/min; b) 20 mm/min, c) 30 mm/min; lewa kolumna układ CC, prawa kolumna układ CP
 Fig. 3. Displacement-time graph, test speed: a) 10 mm/min; b) 20 mm/min, c) 30 mm/min, left column ceramic-ceramic set, right column ceramic-polyethylene set

Literatura

1. Będziński R., Biomechanika inżynierska: zagadnienia wybrane. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej (1997).
2. Będziński R. i in., Biomechanika i inżynieria rehabilitacyjna. Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza Exit (2004).
3. Tadasiewicz R. i in., Inżynieria biomedyczna: księga współczesnej wiedzy tajemnej w wersji przystępnej i przyjemnej. Kraków: AGH Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne (2008).

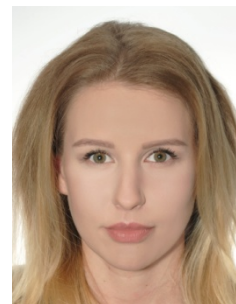
OPTIMALIZACJA DECYZJI Z WYKORZYSTANIEM PROGRAMOWANIA SIECIOWEGO I TEORII UŻYTECZNOŚCI

inż. ANETA NIEWIADOMSKA

Mechanika i Budowa Maszyn, MB7, IPS, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Jasiński

Streszczenie. W artykule przedstawiono problem optymalizacji przepływu silników elektrycznych przez linię montażową. Stworzono dwa modele matematyczne. Pierwszy z nich związany był zagadnieniem minimalizacji kosztów przepływu w sieci (MKPS). Model MKPS rozszerzono o teorię użyteczności, odniesioną do przepustowości między stacjami roboczymi oraz dodatkowych kosztów, wynikających z błędów pojawiających się w trakcie procesu produkcyjnego. Linię montażową przedstawiono za pomocą modelu sieciowego, a otrzymane wyniki zestawiono w sposób tabelaryczny.



DECISION OPTIMIZATION WITH APPLICATION OF NETWORK PROGRAMMING AND UTILITY THEORY

Abstract. The paper presents the optimization problem of the flow of electric motors through the assembly line. Two mathematical models are created. The first one is based on minimum cost flow problem (MCF model). The MCF model is supplemented by the utility theory related to the throughput between workstations and additional costs resulting from errors occurring during the manufacturing process.

1. Wprowadzenie

Wiele problemów z jakimi borykają się przedsiębiorstwa produkcyjne, związanych jest z zagadnieniami logistycznymi, takimi jak optymalizacja przepływu produkowanych dóbr. Dotyczą one maksymalizacji przepustowości między stacjami roboczymi przy jednoczesnym minimalizowaniu kosztów i czasu przepływu produkcji. W tym celu można wykorzystać model minimalizacji kosztów przepływu w sieci (MPKS), na który składają się [1]:

- funkcja celu

$$Z(x_{ij}) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} \rightarrow \text{MIN} \quad (1)$$

- ograniczenia dla każdego i -tego węzła sieci

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} - \sum_{j=1}^n x_{ji} = b_i \quad (2)$$

- ograniczenia dla każdego łuku i - j

$$x_{ij} \leq u_{ij} \quad (3)$$

- warunki brzegowe dla każdego łuku i - j

$$x_{ij} \geq 0 \quad (4)$$

Dla powyższego modelu zmienne decyzyjne oraz współczynniki zdefiniowano następująco:

- n – ilość węzłów,
- zmienne decyzyjne: x_{ij} określają przepływ pomiędzy węzłami $i-j$,
- c_{ij} – koszt jednostkowy przepływu pomiędzy węzłami $i-j$,
- u_{ij} – możliwa przepustowość łuku $i-j$,
- b_i – przepływ przez sieć wygenerowany w węźle i .

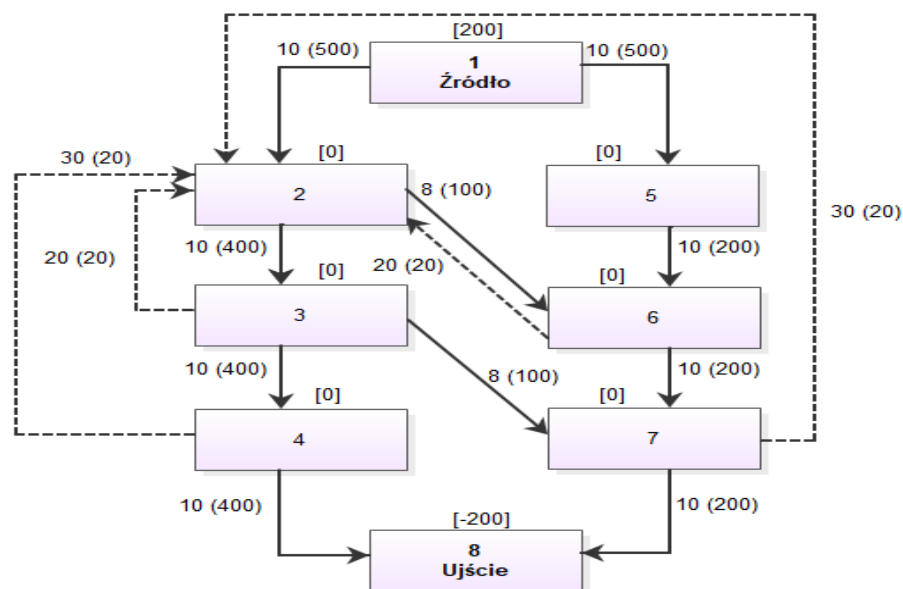
Wartość współczynnika b_i ściśle powiązana jest z typem węzła i :

- dla węzła źródło, $b_i > 0$,
- dla węzła ujście, $b_i < 0$,
- dla węzła pośredniego, $b_i = 0$.

Drogą wprowadzenia do modelu matematycznego dodatkowych aspektów wynikających z preferencji decydenta oraz np. jego skłonności do ryzyka może być teoria użyteczności. Mówi ona m.in. o tym, że dla różnych osób pewne dobro może posiadać zupełnie inną wartość, w zależności od gustu czy statusu majątkowego. Przykładowo wygrana na loterii w wysokości 10 tys. zł dla bezdomnego oznaczać będzie zmianę dotychczasowego życia, dla pracownika fizycznego kwotę umożliwiającą realizację planów, a dla milionera nieznaczący dochód [2].

2. Problem decyzyjny

Rozpatrywany problem decyzyjny dotyczy pewnej linii roboczej, rozumianej jako 8 stacji roboczych, odpowiadających 8 węzłom grafu. Składa się ona z linii pierwszej (węzły 2-3-4) oraz linii drugiej (węzły 5-6-7). Węzeł 1 i 8 są wspólne dla obu linii i są to odpowiednio źródło oraz ujście. Na obu liniach ma miejsce produkcja tego samego typu silnika. Na stacjach roboczych 2 i 5, 3 i 6 oraz 4 i 7 wykonywane są te same operacje montażowe. Z powodu organizacji produkcji możliwe są przesunięcia produktu pomiędzy linią pierwszą a drugą, po łukach 2-6 oraz 3-7. Schemat omawianego procesu przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Schemat procesu produkcyjnego
Fig. 1. The production process network

Każdy proces produkcyjny obarczony jest ryzykiem wystąpienia błędu montażowego. Założono, że niezależnie od miejsca jego powstania, wadliwy produkt wraca do węzła 2. Przepływ zwrotny silników ma miejsce po łukach 3-2, 4-2, 6-2 oraz 7-2 i jest oznaczony linią przerywaną.

Przedsiębiorstwo dąży do zminimalizowania kosztów wynikających z przepływu silników przez linię montażową. Dla przedstawionego problemu, sformułowano model matematyczny dla zadania MKPS (por. wzory (1)-(4)).

- funkcja celu

$$Z_{MKPS}(x_{ij}) = 10x_{12} + 10x_{15} + 10x_{23} + 8x_{26} + 10x_{34} + 8x_{37} + 10x_{48} + 10x_{56} + 10x_{67} + 10x_{78} + 20x_{32} + 30x_{42} + 20x_{62} + 30x_{72} \rightarrow \text{MIN} \quad (5)$$

- ograniczenia dla węzłów

$$\begin{aligned} x_{12} + x_{15} &= 200 \\ x_{23} + x_{26} - x_{12} - x_{32} - x_{42} - x_{62} - x_{72} &= 0 \\ x_{34} + x_{32} + x_{37} - x_{23} &= 0 \\ x_{48} + x_{42} - x_{34} &= 0 \\ x_{56} - x_{15} &= 0 \\ x_{67} + x_{26} - x_{26} - x_{56} &= 0 \\ x_{78} + x_{72} - x_{67} - x_{37} &= 0 \\ -x_{48} - x_{78} &= -200 \end{aligned} \quad (6)$$

- ograniczenia dla przepustowości

$$\begin{aligned} x_{12}, x_{15} &\leq 500 \\ x_{23}, x_{34}, x_{48} &\leq 400 \\ x_{56}, x_{67}, x_{78} &\leq 200 \\ x_{32}, x_{42}, x_{62}, x_{72} &\leq 20 \end{aligned} \quad (7)$$

- warunki brzegowe

$$x_{ij} \geq 0 \quad (8)$$

Każdy łuk w schemacie procesu montażowego został scharakteryzowany ze względu na jego użyteczność. Przyjęto, że dla łuków gdzie pojawiają się błędy, współczynniki użyteczności są równe 1. Wynika to z pełnego wykorzystania ich przepustowości w procesie. Oznacza to, że z góry założono pewną ilość błędów montażowych wymagających cofnięcia silnika do wcześniejszego stanowiska. W rozpatrywanym zadaniu zakładano, że błędy powstaną dla 10% wartości źródła.

Pozostałe łuki otrzymały wartości współczynników użyteczności mniejsze od 1, w zależności od stopnia automatyzacji linii. Ostatecznie funkcja celu związana z użytecznością została zdefiniowana jako:

$$Z_{utility}(x_{ij}) = 0.5x_{12} + 0.3x_{15} + 0.5x_{23} + 0.1x_{26} + 0.5x_{34} + 0.1x_{37} + 0.5x_{48} + 0.3x_{56} + 0.3x_{67} + 0.3x_{78} + x_{32} + x_{42} + x_{62} + x_{72} \rightarrow \text{MAX} \quad (9)$$

Ponadto w zadaniu związanym z użytecznością wykorzystano wszystkie ograniczenia zadania MKPS, czyli wzory (6)-(8).

3. Wyniki obliczeń

Obliczenia przeprowadzono w arkuszu kalkulacyjnym Excel z wykorzystaniem dodatku Solver [3]. W tabeli 1 przedstawiono wartości zmiennych dla zadań MKPS i *utility*, natomiast w tabeli 2 wartości funkcji celów (5) i (9) obliczonych dla rozwiązań optymalnych z obu zadań.

Tabela 1. Rozwiązania optymalne dla zadań MKPS i *utility*

Table 1. The optimal solutions for MCF and *utility* tasks

	x_{12}	x_{15}	x_{23}	x_{26}	x_{34}	x_{37}	x_{48}	x_{56}	x_{67}	x_{78}	x_{32}	x_{42}	x_{62}	x_{72}
MKPS	200	0	100	100	0	100	0	0	100	200	0	0	0	0
<i>utility</i>	200	0	260	20	220	20	200	0	0	0	20	20	20	20

Tabela 2. Wartości funkcji celów dla rozwiązań optymalnych zadań MKPS i *utility*

Table 2. Values of goal functions for the optimal solutions of MCF and *utility* tasks

Zadanie	Z_{MKPS}	$Z_{utility}$
MKPS	7600	260
<i>utility</i>	11120	524

4. Wnioski

W zadania minimalnego kosztu przepływu w sieci (MKPS) dla łuków, na których pojawiają się błędy, przepływ wnosi 0. Możemy powiedzieć, że w rzeczywistości jest to sytuacja nierealna i przedstawia skłonność decydenta do podejmowania ryzyka, gdyż zakłada, że na łukach x_{32} , x_{42} , x_{62} , x_{72} nie wystąpi żaden błąd montażowy.

Dla zadania związanego z maksymalizacją użyteczności, zmienne decyzyjne dla łuków powiązanych z błędami przyjmują wartości niezerowe. Przepływ na tych łukach wynosi 20, co wpływa na zwiększenie kosztu przepływu silników przez analizowaną linię montażową.

W prezentowanym artykule, zadanie minimalnego kosztu przepływu w sieci oraz zadanie związane z teorią użyteczności były rozwiązywane oddzielnie. Warto wziąć pod uwagę możliwość zastosowania metod wielokryterialnych, łączących oba modele w jeden. Metody wielokryterialne stanowią „próbę pogodzenia” wszystkich kryteriów określonych przez decydenta, jednocześnie umożliwiając nadawanie im ważności, co ma istotny wpływ na otrzymane rozwiązania optymalne.

Na podstawie otrzymanych wyników, możemy stwierdzić, że zarówno programowanie sieciowe jak i teoria użyteczności są skutecznymi narzędziami doradczymi w planowaniu produkcji.

Literatura

1. Hillier F.S., Liberman G.J., Introduction to operations research, McGraw- Hill (2010).
2. Trzaskalik T., Wprowadzenie do badań operacyjnych z komputerem, Polskie wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa (2003).
3. Majchrzak E. (red.), Badania operacyjne. Teoria i zastosowania, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007).

INVERSE PROBLEM OF DETERMINING KINEMATIC PARAMETERS OF THE GOLF BALL DURING FLIGHT

OLAF POPCZYK, Eng.

Mechanics and Machine Design, SMB, 1st semester, graduate programme

Tutor: Grzegorz Dziatkiewicz, PhD. Eng.

Abstract. The aim of this article is to find the value of kinematic parameters of the golf ball during flight. Aforementioned parameters will be determined on the basis of known trajectory, which implies that inverse problem will be solved. Also, the basics of flight mechanics of balls will be presented in this paper. Two widely used computational algorithms will be used in this paper: the Adams-Bashforth algorithm to solve system of ordinary differential equations and the Levenberg–Marquardt algorithm to solve non-linear least squares problem. The least squares problem is a special form of the considered inverse problem.



1. Introduction [2,5]

A parabolic throw is one of the most famous problems considered in physics classes at school. In such a throw only force of gravity is considered and thus the trajectory of projectile is depend only on initial velocity v_0 and launch angle α [2]. The typical trajectory is shown in the Fig. 1.

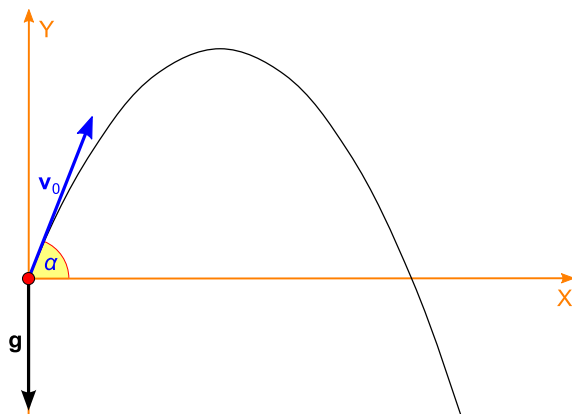


Fig. 1. The typical trajectory in parabolic throw [6]

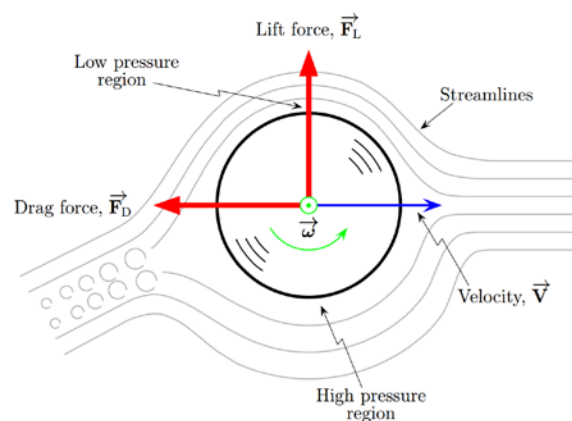


Fig. 2 Forces acting on ball [5]

The parabolic throw is a significant simplification of reality but has a great advantage – the parametric equations of trajectory are very simple:

$$\begin{cases} x(t) = v_0 t \cos \alpha \\ y(t) = v_0 t \sin \alpha - \frac{1}{2}gt^2 \end{cases} \quad (1)$$

where \mathbf{g} is the gravitational acceleration vector and t is time. It should be noted than in case of considering a small body launched with a small initial velocity and not taking into account a drag force, the parabolic throw is a good approximation of reality. In order to create better model of flying golf ball two additional forces, need to be taken into account: a drag force and a lift force.

A drag force is connected to the resistance of motion in fluid in which the ball is submerged and is described by the following vector equation:

$$F_D = -\frac{1}{2}C_D\rho A|\bar{\mathbf{v}}|\bar{\mathbf{v}}, \quad (2)$$

where C_D is the drag coefficient, ρ is the density of fluid, $\bar{\mathbf{v}}$ is the velocity vector, A is the surface area of the orthographic projection of the golf ball on a plane perpendicular to the velocity vector.

A lift force is a kind of force which occurs when ball is rotating during flight. The phenomenon of the formation of this force is called the Magnus effect. Rotating of ball causes the flow velocity at the opposite sides of the ball to be different. Bernoulli's principle states that in such situation pressure is inversely proportional to the flow velocity, thus in the region of greater velocity smaller pressure occurs. The pressure difference causes additional force to appear. The Magnus effect is shown in the Fig. 2. The lift force is described by the following vector equation:

$$F_L = -\frac{1}{2}C_L\rho A|\bar{\mathbf{v}}|\frac{\bar{\boldsymbol{\omega}} \times \bar{\mathbf{v}}}{|\bar{\boldsymbol{\omega}}|}, \quad (3)$$

where C_L is the lift coefficient, $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ is the angular velocity vector. Taking into account both of these forces and applying Newton's law of motion leads to the equation:

$$m\frac{d^2\bar{\mathbf{r}}}{dt} = -\frac{1}{2}\rho A|\bar{\mathbf{v}}|\left(C_D\bar{\mathbf{v}} - C_L\frac{\bar{\boldsymbol{\omega}} \times \bar{\mathbf{v}}}{|\bar{\boldsymbol{\omega}}|}\right) + m\mathbf{g}, \quad (4)$$

where m is mass of the ball, $\bar{\mathbf{r}}$ is the vector of position.

2. Formulation of the inverse problem

Finding the values of a constant angular velocity of the golf ball on the basis of known trajectory is the considered inverse problem. The trajectory is generated on the basis of the assumed angular velocity $\bar{\boldsymbol{\omega}}_s = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]^T = [0, 150\sqrt{2}, 150\sqrt{2}]^T$ rad/s. To simulate the real measurements, the given trajectory is disturbed by the Gaussian noise.

Other known parameters are: the initial velocity, the launch angle, properties of the golf ball and fluid in which the golf ball is submerged. The considered golf ball has a diameter of 42.67 mm and the weight of 45.93 grams. The launch angle equals 12° , the initial velocity vector is $\bar{\mathbf{v}}(t=0) = [60 \cos 12^\circ, 0, 60 \sin 12^\circ]^T$ m/s. The density of air equals 1.22 kg/m^3 , the drag coefficient C_D is equal to 0.45 and the lift coefficient C_L is described by the equation [5]:

$$C_L = 0,3187 (1 - \exp(-2,48 \cdot 10^{-3}|\bar{\boldsymbol{\omega}}|)). \quad (5)$$

Such a relation of the angular velocity vector components is characteristic of the impact called a *part hook*. At this point it should be noted that the shape of the trajectory in case of

the *part hook* is very insensitive with respect to the component ω_x . The noise level is equal to 2.5%.

3. Numerical algorithm

Solving the inverse problem, i.e. finding the components of the angular velocity vector is equivalent to the minimization problem for the following functional [3]:

$$\Gamma = \|\mathbf{Y} - \mathbf{F}(\bar{\boldsymbol{\omega}}, t)\| \rightarrow \min, \quad (6)$$

where \mathbf{Y} is the vector of the measured trajectory, \mathbf{F} is the vector of the trajectory given by (4). The functional Γ is minimized by using the Levenberg–Marquardt algorithm [4], because the considered problem is the nonlinear least squares problem. $\mathbf{F}(\bar{\boldsymbol{\omega}}, t)$ is calculated on the basis of (4) using the Adams-Bashforth algorithm for current value of $\bar{\boldsymbol{\omega}}$. The initial value of $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ is sampled from the uniform distribution in the range from -100 to 100.

4. Results

Results obtained from an execution of the presented algorithm are various for each calculation due to Gaussian noise, whose nature is probabilistic. In order to partially minimize this effect, the calculation was done 1000 times and then the mean and the standard deviation were determined. The averaged angular velocity is equal to $\bar{\boldsymbol{\omega}} = [25.3, 218.3, 219]^T$ rad/s with standard deviations $\mathbf{SD} = [102, 13, 17.9]^T$ rad/s. The obtained trajectory, trajectory with and without noise is shown in the Fig 3. Deviations D between the obtained trajectory and the given trajectories are calculated using the equation:

$$D = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n ((X_i - x_i)^2 + (Y_i - y_i)^2 + (Z_i - z_i)^2)} \quad (7)$$

where X_i, Y_i, Z_i are points of the given trajectory and x_i, y_i, z_i are points of the obtained trajectory. The average deviation between the obtained trajectory and the trajectory with noise is equal to $D_n = 178.1$ mm, while the average deviation between the obtained trajectory and the trajectory without noise is equal to $D_{wn} = 6.2$ mm. Relationships between vectors $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ and $\bar{\boldsymbol{\omega}}_s$ are as follows: $\bar{\boldsymbol{\omega}} - \bar{\boldsymbol{\omega}}_s = [25.3, 6.2, 6.9]^T$ rad/s, $\|\bar{\boldsymbol{\omega}} - \bar{\boldsymbol{\omega}}_s\| = 27$ rad/s, $\|\bar{\boldsymbol{\omega}}\| - \|\bar{\boldsymbol{\omega}}_s\| = 10.3$ rad/s.

5. Summary

Obtained results show that the presented model and the algorithm can satisfactorily determine the angular velocity. Very small value of D_{wn} shows that the algorithm could find the trajectory that is “hidden behind the noise”. Relationships between vectors $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ and $\bar{\boldsymbol{\omega}}_s$ show that this model is not ideal for finding angular velocity values for two reasons:

- 1) The value of difference of component x of $|\bar{\boldsymbol{\omega}} - \bar{\boldsymbol{\omega}}_s|$ is high. It is true that for the considered model the trajectory is very insensitive to the change in the value of ω_x and the values of components y and z of $|\bar{\boldsymbol{\omega}} - \bar{\boldsymbol{\omega}}_s|$ are quite good. Nevertheless, it may still be better.

- 2) The value of $\bar{\omega}$ varies for every calculation, especially in the case of the x-component, which is visible in the value of the x-component in **SD**. The fact is that it is due to Gaussian noise but that issue can be fixed too.

Solution to both of the aforementioned problems is a regularization [1].

The model presented in the article can be a very good basis for further developing the problem of identifying kinematic parameters of the golf ball flight using tools of the inverse problem theory such as the mentioned regularization. It is also important to consider the wind and the change of $\bar{\omega}$ over time.

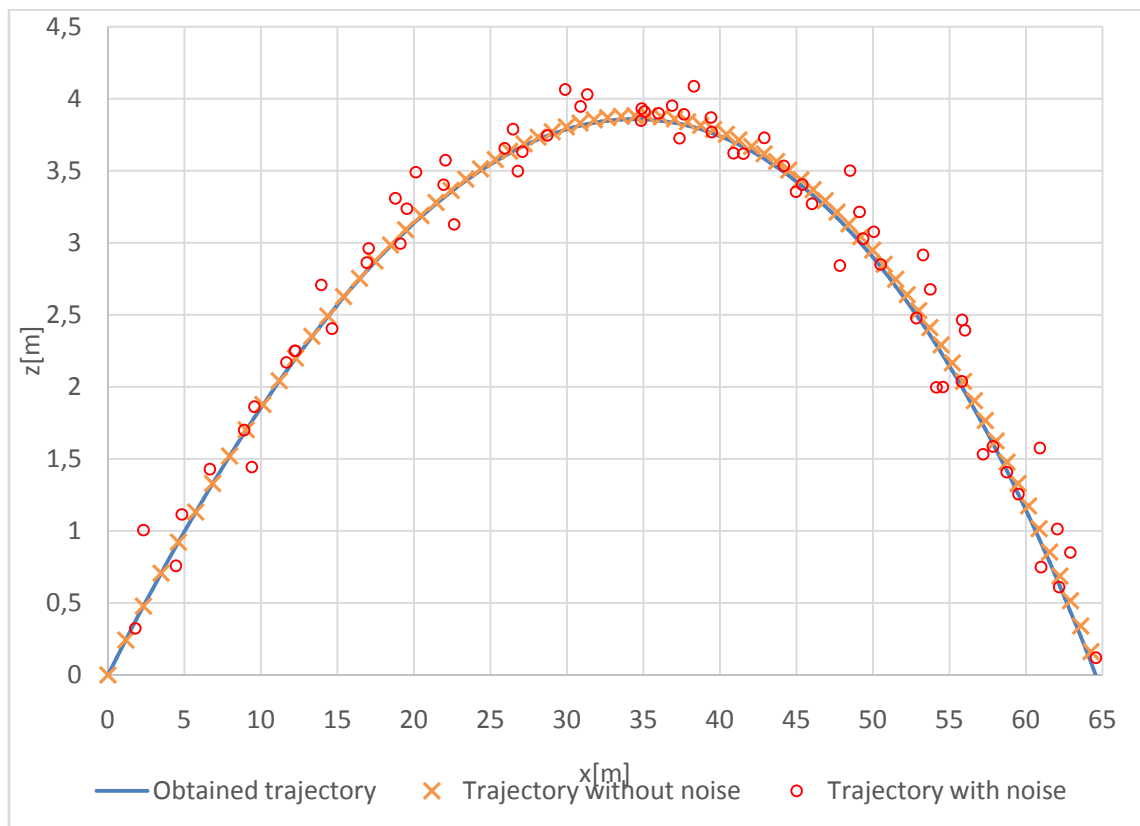


Fig. 3. The obtained trajectory, trajectory with and without noise

References

1. Doice A., Trautmann T., Schreier F., Numerical Regularization for Atmospheric Inverse Problems, Springer Praxis Books - Environmental Sciences, Berlin (2010).
2. Leyko J., Mechanika ogólna. Dynamika. Tom 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (2002).
3. Majchrzak E., Mochnacki B., Metody numeryczne: podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
4. Marquardt D., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics, Vol. 11, No. 2, (1963).
5. Robinson G., Robinson I., The motion of an arbitrarily rotating spherical projectile and its application to ball games, IOP PUBLISHING, Bristol (2013).
6. en.wikipedia.org

ANALYSIS OF SAFETY OF POTATO CANNON USAGE

OLAF POPCZYK, Eng.

Mechanics and Machine Design, SMB, 1st semester, graduate programme
Tutor: Jacek Ptaszny PhD. Eng.

Abstract. The aim of this article is to consider safety of operating potato cannon. The article presents the results of analytical and numerical stress analysis of a particular potato cannon. Two ways of modelling are shown: using axisymmetric and surface finite element models. Article introduce *factor of safe use of the potato cannon* which describe how safe is use of a certain class of potato launcher. The paper also shows how important is notch effect.



1. Introduction

Potato cannon is a pipe-based cannon used to launch projectiles, especially potatoes. Bullets obtain kinetic energy by acting of high pressure, which can be obtained from the various sources. In this article, a combustion launcher is considered. In combustion launcher, the pressure is obtained from the expansion of gaseous products of detonation of propellant in the form of a mixture of air with explosive gas. [1,2]. Scheme of combustion launcher considered in article with a detonator and gas supply system is shown in Fig. 1.

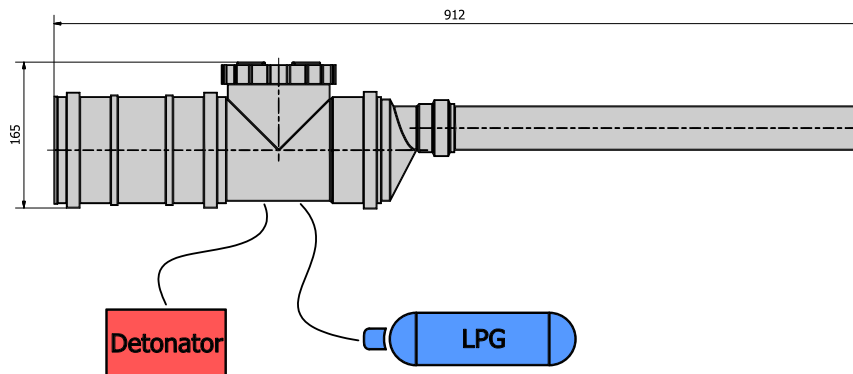


Fig. 4 Combustion launcher with a detonator and gas supply system [3]

In this paper mixture of air and LPG (mixture of propane C_3H_8 and butane C_4H_{10}) was considered. Calculations were executed for excess air ratio equals to 1 due to best energy efficiency. To determine temperature and pressure of detonation Chapman-Jouguet model was used. Pressure was calculated numerically while stress state was calculated analytically and numerically [3].

2. Calculations

Calculations were performed for combustion chamber consisting of five elements: plug, cleanout, cap of cleanout, sleeve, reduction. Mentioned components are shown in Fig. 2.

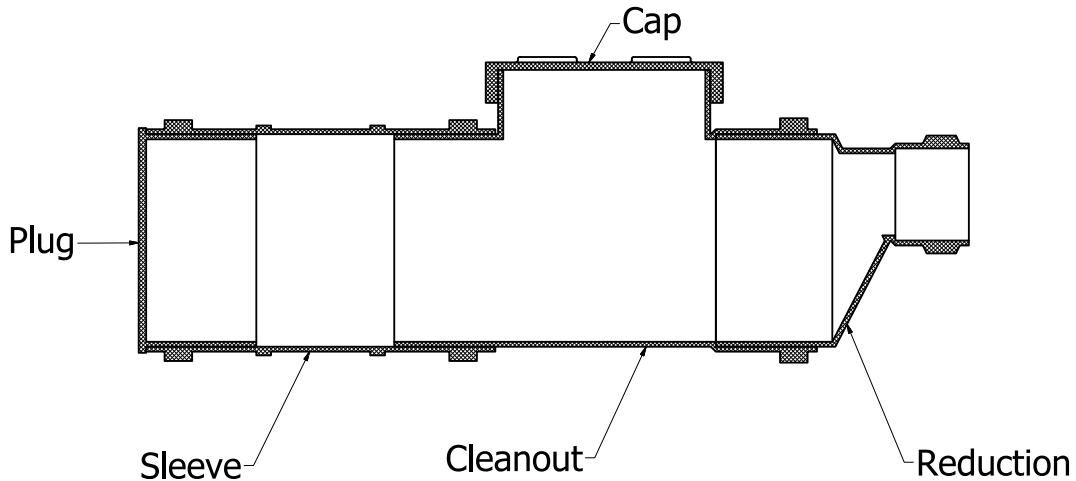


Fig. 5 Components of the combustion chamber [3]

Stress calculations were performed for each component separately, analytically and numerically using the finite element method in Ansys Workbench 17.2 Student Version. The material of the combustion chamber was a polypropylene with Poisson's ratio 0,42 and tensile strength 30 MPa. Combustion chamber is a thin-walled structure and thus, modelling was performed using shell finite elements which allowed to use high-density mesh without the necessity to use a large number of finite elements. The analysis considered two types of models: axisymmetric and surface. Axisymmetric components (cap, plug, sleeve) were analysed using both kind of models. The rest of components (cleanout, reduction) were analysed using only surface models. It should be noted that the axisymmetric simulation results were more reliable because of higher density of mesh. Degrees of freedom of the components in the simulation were suppressed using a perfectly rigid support. Assumed pressure equalled 840 kPa. The model did not consider thermal stresses. Components of combustion chamber were divided into two groups of elements: modelled as thin walled cylindrical shell and modelled as thin plate. That simplifications allowed to perform analytical calculations.

An important parameter describing the stress in potato cannon is *factor of safe use of the potato cannon* ψ [3] which equals to maximum equivalent stress in the plate element divided by maximum equivalent stress in the cylindrical shell element:

$$\psi = \frac{\sigma_{eqv,p}}{\sigma_{eqv,c}} \approx \frac{3}{16} \frac{t_c \cdot (1 + \nu) \cdot d}{t_p^2} \quad (1)$$

where t_c is thickness of cylindrical shell, t_p is thickness of plate, d is diameter of combustion chamber. ψ factor should be as large as possible, and greater than 1 which is related to safety reasons. High value of ψ factor causes that in case of possible destruction of the launcher, bottom explosion occurs. It is a relatively safe situation, because the broken bottom can damage only the objects in a straight line. Low value of ψ factor causes that in case of possible destruction of the launcher, pipe explosion occurs. This is very dangerous situation because shrapnel can damage all the objects in the proximity of the launcher.

Analysis with surface models showed that the highest value of stress occurs in the cap. The simulation assumed the following boundary conditions: pressure is applied to the inner surfaces of the cap and the outer cylindrical surface is fixed. The stress map of cap is shown in Fig. 3. Analysis with axisymmetric models showed that the highest value of stress occurs in

the plug. The simulation assumed the following boundary conditions: pressure was applied to the inner surfaces of the plug and the outer cylindrical surface was fixed. The stress map of cap is shown in Fig. 4. The results of analytical and numerical calculations for the whole launcher are summarized in Table 1.

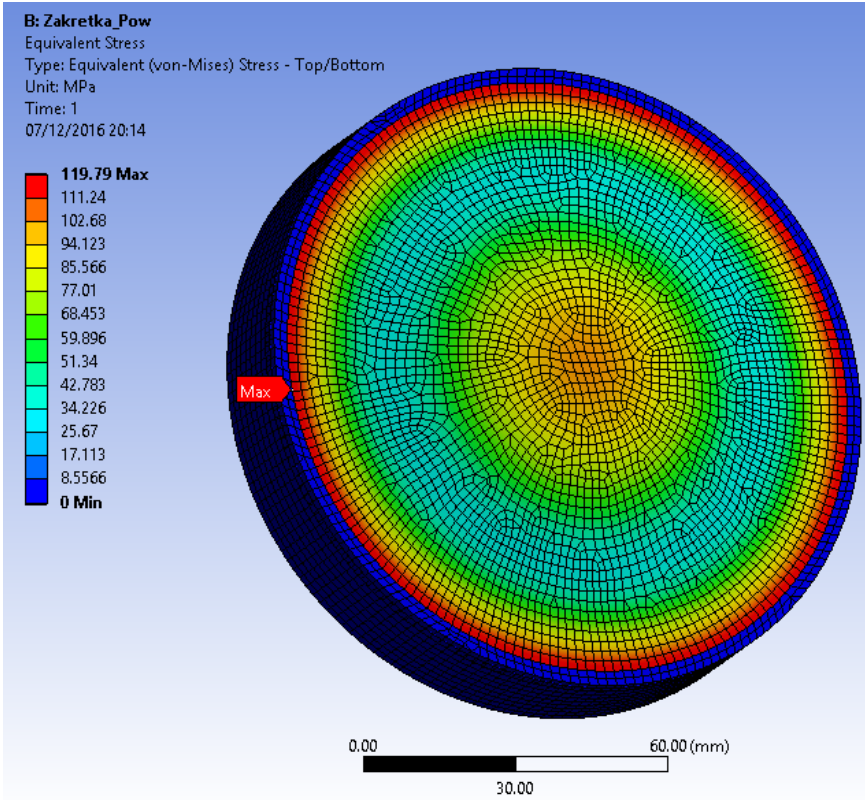


Fig. 6. Reduced Huber-Mises stress distribution (MPa) in the cap modelled by surface elements [3]

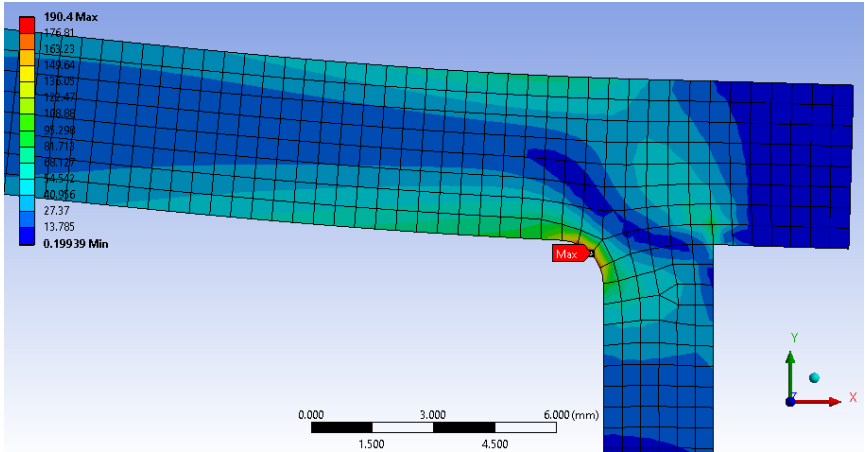


Fig. 7. Reduced Huber-Mises stress distribution (MPa) in the plug modelled by axisymmetric elements [3]

The obtained results show that maximum equivalent stress reaches 190.4 MPa in case of numerical calculations and 93.1 MPa in the case of analytical calculations. In both cases the values are several times greater than the tensile strength of the polypropylene which is about 30 MPa. Such operating conditions would lead to the immediate destruction of the launcher.

In fact, the launchers can be used for many years and be subjected to multiple cycles of fatigue. The apparent contradiction of the foregoing is due to the assumptions made in the model. The pressure is applied to the combustion chamber by hundredths of a second. In the proposed model, dynamic processes have been simplified to the static processes without considering the reaction kinetics. It should also be noted that the detonation pressure is not a real pressure applied to the combustion chamber but temporary pressure in an area hit by the shock wave.

Table 2. Summary of maximum equivalent stress

	Analytical method	Finite element method
Maximum equivalent stress (von Mises) at plate [MPa]	93,1	190,4
Maximum equivalent stress (von Mises) at cylindrical shell [MPa]	15,9	68,2
ψ factor	5,86	2,79

3. Summary

The calculation results show that the value of ψ coefficient is much higher than one. This suggests that in case of possible destruction of the launcher occurs to relatively safe explosion of the bottom. It should be noted that the coefficient ψ in the proposed model is independent of the pressure. This makes it a good safety factor for the assumed geometry, regardless of the quality of the pressure approximation. Numerical analysis shows how important is the notch effect. Simulation shows that stress concentration appears in region of connection of cylindrical surfaces and in region of connection of cylindrical surface with flat surface. This is consistent with reality as explosions of potato cannons in most cases occurs in the edge of the bottom. Numerical analysis using surface models shows that the most efforted part is the cap while analysis using axisymmetric models point to the plug. This is due to the fact that in analysis using surface models the mesh is bended at the connection of cylindrical surface with flat surface, the mesh also has a lower density. These conditions reduce the notch effect and point the cap as the most efforted element because of the larger diameter. In case of analysis using axisymmetric models the mesh density is significantly greater and therefore the most important factor is the inner corner radius. The plug had the smallest corner radius which resulted in the strongest notch effect and the greatest value of stress. A significant fact is that the boundary conditions in the model assumed the existence of a perfectly rigid bonds which does not exist. In fact, the connections between the launcher elements have a finite stiffness.

References

1. Popczyk O., Analiza wpływu niepewności parametrów spalania na stan wyężenia komory spalania broni typu „spud gun”. Studencka Konferencja Naukowa „Metody Komputerowe 2016”, p. 81, Politechnika Śląska, Gliwice (2016).
2. Popczyk O., Analiza wpływu niepewnych parametrów spalania oraz grubości ścianki komory spalania na bezpieczeństwo użytkowania broni typu „spud gun”. Modelowanie Inżynierskie, Nr 59, p. 63-68 (2016).
3. Popczyk O.: Stress analysis in potato cannon. Undergraduate Thesis. Institute of Computational Mechanics and Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice (2016).

BASIC PROTOTYPE OF HYBRID VEHICLE

PAARSUVANATH RAVINDRA, MSc. Eng.

ARUNKUMAR PALIVELA, MSc. Eng.

Mechatronics, ME8, 1st semester, graduate programme

Abstract: In the present days the usage of automobiles has been increasing, then the hydrocarbon fuels are becoming extinct and their cost is also increasing. So in order to reduce the consumption of those fuels we need to look for alternate fuels or renewable sources [1]. One of the best options is to use a hybrid vehicle. Hybrid means a vehicle that uses two or more distinct power sources to move the vehicle. The vehicle runs with the two different power sources, namely the electrical power and the other source is the mechanical power which is generated by engine through hydrocarbon fuels. A two stroke engine is adopted for generating the mechanical power which is placed at the rear end and at the front inbuilt hub motors in wheels are adopted, which runs with electricity powered. The purpose of this project is to showcase the hybridization using two power sources in a simple way to reduce the fuel consumption.



1. Introduction

This project is parallel hybrid type. In the project, the electrical motor is used to run the vehicle for decreasing the fuel consumption. In this project back two wheels are powered by the two strokes 98cc petrol engine; the engine power is transmitted to wheels by the chain drive (chain & sprocket wheel) on EN8 rod by which wheels are mounted. Here the chain drive is used instead of gear mechanism [2, 5, 6] for the simpler design. The front two wheels are 500W Brushless DC Hub Motors [3, 4] and are powered by the battery. The battery is charged by battery charger and charging can be done with the solar panel mounted on the vehicle when it is under sunlight. Charging by solar panel take long time and it depends on the area of panel mounted, efficiency of the panel and the light incidence on the solar panel [1]. For the same speed of hub motor wheel controllers are used. In Tab. 1 the specifications of the used devices are presented.

Table 1. Specifications of the basic units

Engine	Hub motor	Solar panel
2-stroke petrol	Power of hub motors: 500W	Maximum power: 150 W
Displacement 98cc	Power Input to DC motor: 48 V	Rated Voltage: 18 V
Maximum power: 7.7bhp at 5600 rpm	Batteries Capacity: 12V, 33Ah	Rated Current: 6.33 A
Maximum torque: 1.0kgm at 5000 rpm	Total capacity of four batteries in series connection: 48V 33Ah	
Electronic ignition		

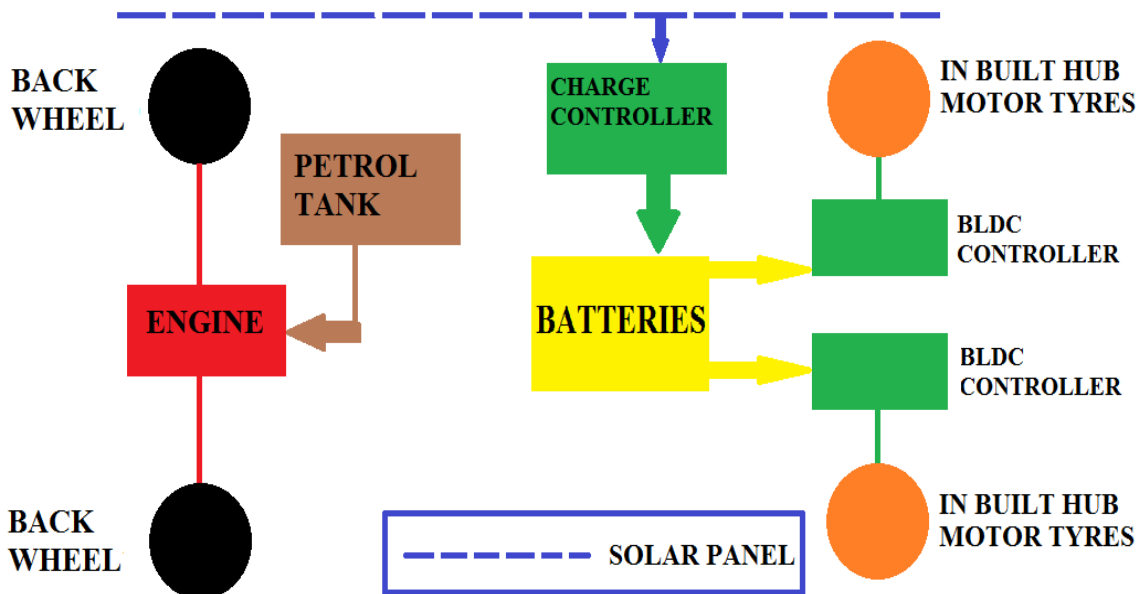


Fig. 1. The general scheme of the hybrid vehicle

The general scheme of the designed hybrid vehicle is shown in Fig. 1. The wheels are taken from electric two wheeler vehicles (two in-built hub motor wheels and two ordinary wheels). They are made of an aluminium alloy, the engine was adopted from Kinetic Honda two wheeler vehicles. The body and chassis was made of steel angler channels and the metal sheet with arc and spot welding. The engine is mounted at back for the simple tradition transmission and to avoid the complex transmission system, it is also simple to construct for the study. Four batteries are mounted in the front, so that wiring for the hub motors and for control are simple. The signals from the controller are sent and they depend on pressure on the throttle [2, 5, 6]. The controller maintains the same speed of the front two wheels during the front wheel drive. The vehicles body is made to accommodate two people. The vehicle and the element of its construction are given in Fig. 2 and Fig. 3.



Fig. 2. Inside of the vehicle



Fig. 2. The basic prototype of hybrid vehicle

The details of the testing procedures for the designed hybrid vehicle are given in the next section.

2. Testing

Time taken for discharge of 4 batteries at speed 25 kmph of the vehicle is equal to 1h 30 min. Distance travelled by the vehicle on batteries on complete discharging is 37 km, thus power of the battery can be calculated as $P = 48 \times 33 \times 1.5 = 2376 \text{ Wh} = 2.3 \text{ kWh}$.

Current discharge on meter reading during load is equal to 10.36 A. And the total distance travelled by the vehicle on engine per litre of petrol is 30 km. The calculated values are:

- break power of the engine: 5.74 kW,
- indicated power: 8.10 kW,
- frictional power: 2.36 kW.

The solar panel takes about 6 hrs to charge each battery. Thus better to charge with battery chargers which consume less time. Solar panels are addition fitting which help the battery charge on running time. This may reduce cost on fuel in long run. We can also use dynamo for charging when vehicle is powered by engine.

With one litre of petrol and full batteries charged we can travel about 67 kilometers. These nearly reduce one litre of petrol consumption and electricity is cheaper than fuel cost. Over all, the cost on fuel reduces gives emission rate reduces (less pollution).

The power of the engine is almost double of the hub wheel motor power. The engine can with stand high loads than the hub motor drive. At the low speeds hub motors give more efficiency and engine have less efficiency. At the high speeds hub motors gives less efficiency where as engine gives higher efficiency. So at low speeds we use hub motors and at high speeds we use engine. Combination of both gives better performance.

References

1. Foster R., Ghassemi M., Cota A., Solar Energy: renewable energy and the environment, CRC Press, Boca Raton (2009)
2. Hussain M.M., Mehdi S.N., Ali M.Y., Textbook of automobile engineering, Frontline Publications (2011).
3. Kenjo T., Nagamori S., Permanent magnet and brushless dc motors, Oxford University Press, Oxford (1985).
4. Miller T.J.E, Brushless permanent magnet and reluctance motor drive, Oxford University Press, Oxford (1989).
5. Rajput, R.K., A textbook of automobile engineering, Laxmi Publications, New Delhi (2007).
6. Sing K., Automobile engineering, Standard Publishers Distributors, Delhi (2012).

ANALIZA MES ROZGAŁĘZIONYCH I PRZECINAJĄCYCH SIĘ PĘKNIĘĆ

inż. HUBERT SALWA

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



Streszczenie. Celem pracy jest analiza stanu naprężeń w tarczy z pęknięciami rozgałęzionymi oraz przecinającymi się z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES). Badano wpływ kąta między pęknięciami rozgałęzionymi i długości pęknięć przecinających się na współczynniki intensywności naprężeń (WIN).

FEM ANALYSIS OF BRANCHED AND INTERSECTING CRACKS

Abstract. The aim of the study is stress analysis of branched and intersecting cracks using Finite Element Method (FEM). The influence of angle between branched cracks and length of intersecting cracks on normalized Stress Intensity Factors (SIF) was analyzed.

1. Wprowadzenie

Szczeliny są, z punktu widzenia obliczeń wytrzymałościowych, miejscami koncentracji naprężeń, przy czym szczególnymi miejscami są wierzchołki szczelin, w których występują wysokie gradienty naprężeń, wymagające specyficznego opisu pola naprężeń [1]. W liniowej mechanice pęknięcia analiza pól naprężeń przy wierzchołkach pęknięć polega na wyznaczeniu współczynników intensywności naprężeń K_i dla każdego z rodzajów obciążeń szczeliny. Znormalizowany współczynnik intensywności naprężeń [2] wyznaczany za pomocą wzoru:

$$F_i = \frac{K_i}{\sigma\sqrt{\pi a}} \quad (1)$$

gdzie:

F_i – znormalizowany współczynnik intensywności naprężeń,

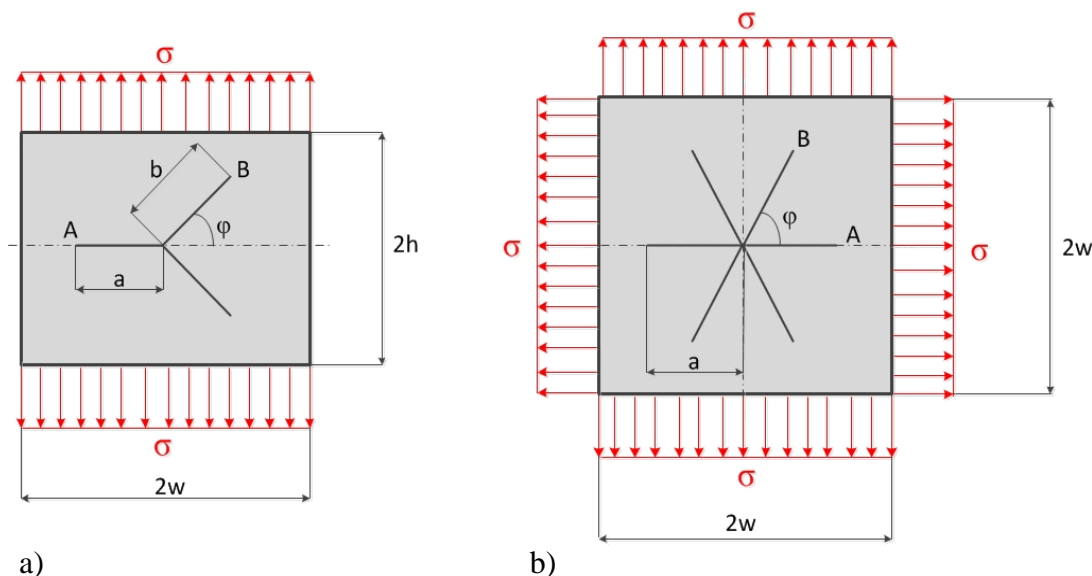
σ – obciążenie na krawędzi tarczy [MPa],

a – długość szczeliny [m],

K_i – współczynnik intensywności naprężeń [MPa \sqrt{m}].

2. Tarcze z pęknięciami rozgałęzionymi i przecinającymi się

Przedmiotem analizy były tarcze prostokątne z pęknięciem rozgałęzionym oraz tarcze kwadratowe z pęknięciami przecinającymi się. Wymiary tarczy i sposób obciążenia przedstawiono na Rys.1. Przyjęto następujące proporcje wymiarów: $a = b$, $a/w = 1/20$, $h/w = 4/5$ (dla pęknięć rozgałęzionych), $\varphi = 60^\circ$ (w przypadku pęknięć przecinających się).

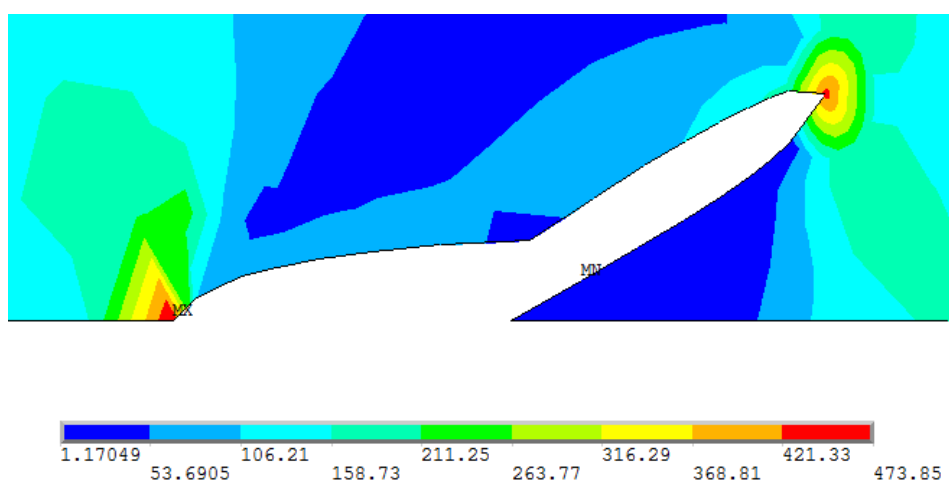


Rys. 1. Modele pęknięć: a) rozgałęzionych b) przecinających się
 Fig. 1. Cracks models: a) branched b) intersecting

Obydwa badane przypadki są zagadnieniami symetrycznymi, w związku z czym zamodelowane zostały górne połowki tarcz (dla zagadnień z pęknięciami rozgałęzionymi) oraz ćwiartki (dla pęknięć przecinających się).

W celu dokładniejszego modelowania pola naprężeń wokół wierzchołka pęknięcia zastosowano specjalne elementy skończone z węzłami przesuniętymi do $\frac{1}{4}$ długości krawędzi elementu. Współczynniki intensywności naprężeń wyznaczono metodą całki J niezależnej od konturu całkowania.

3. Analiza wpływu geometrii pęknięć na współczynniki intensywności naprężeń

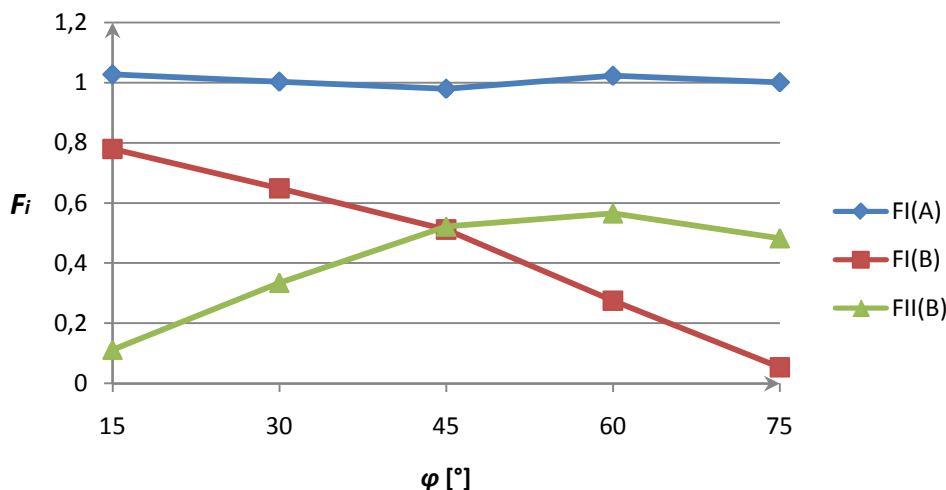


Rys. 2. Pole naprężeń w okolicy pęknięć rozgałęzionych pod kątem 30°
 Fig. 2. Stress field near 30° branched cracks

Rys. 2. przedstawia przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera – von Misesa wokół pęknięcia rozgałęzionego dla kąta rozwarcia $\varphi = 30^\circ$. Widoczna jest

koncentracja naprężeń wokół wierzchołków pęknięć. Na Rys. 3. ukazano zależność znormalizowanego WIN F_i od kąta φ dla pęknięć rozgałęzionych.

Wyniki uzyskane podczas przeprowadzonych symulacji zostały porównane z wynikami otrzymanymi z wykorzystaniem Rozszerzonej Metody Elementów Skończonych (XFEM – Extended Finite Element Method) [2] oraz Metody Elementów Brzegowych [3].



Rys. 3. Zależność F_i od kąta między pęknięciami
Fig. 3. Dependence of F_i on the angle between cracks

W Tabeli 1 przedstawiono wartości znormalizowanych WIN dla poszczególnych wartości kąta φ otrzymane w wyniku modelowania zagadnienia z wykorzystaniem MES, XFEM oraz MEB.

Tabela 1. Porównanie wyników modelowania dla pęknięć rozgałęzionych
Table 1. Comparison of results for branched cracks modeling

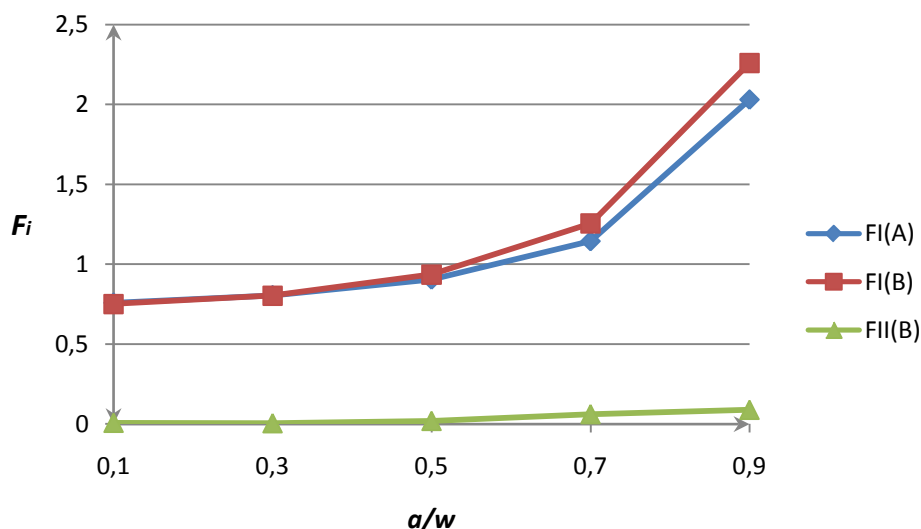
φ [°]	F_I^A			F_I^B			F_{II}^B		
	MES	XFEM [2]	MEB [3]	MES	XFEM [2]	MEB [3]	MES	XFEM [2]	MEB [3]
15	1,027	1,016	1,024	0,779	0,750	0,743	0,112	0,123	0,114
30	1,003	1,027	1,040	0,648	0,659	0,665	0,335	0,344	0,347
45	0,979	1,046	1,053	0,511	0,493	0,498	0,522	0,504	0,511
60	1,023	1,066	1,081	0,275	0,281	0,282	0,565	0,576	0,582
75	1,001	1,118	1,127	0,053	0,061	0,060	0,483	0,535	0,545

Zmiana kąta φ wpływała na intensywność naprężeń wokół wierzchołka szczeliny B, przy czym wartość współczynnika F_I^B zmniejszała się wraz ze wzrostem kąta, rosła natomiast dla F_{II}^B .

Na Rys. 4. zilustrowano zależność znormalizowanego WIN F_i od stosunku długości szczeliny do wielkości tarczy dla pęknięć przecinających się.

Wzrost długości pęknięć spowodował wzrost współczynników F_I dla wierzchołków obu szczelin wraz ze wzrostem stosunku długości a/w . Niewielkie zmiany zaobserwowano dla współczynnika F_{II}^B – jest on bliski zeru dla większości badanych wariantów.

Tabela 2 przedstawia porównanie wyników otrzymanych z wykorzystaniem MES z wynikami otrzymanymi XFEM i MEB.



Rys. 4. Zależność F_i od wielkości pęknięć
 Fig. 4. Dependence of F_i on the cracks dimensions

Tabela 2. Porównanie wyników modelowania dla pęknięć przecinających się
 Table 2. Comparison of results for intersecting cracks modeling

a/w	F_I^A			F_I^B			F_{II}^B		
	MES	XFEM [2]	MEB [3]	MES	XFEM [2]	MEB [3]	MES	XFEM [2]	MEB [3]
0,1	0,758	0,751	0,752	0,751	0,769	0,752	0,008	0,000	0,000
0,3	0,805	0,793	0,798	0,803	0,798	0,803	0,005	0,002	0,003
0,5	0,903	0,886	0,898	0,935	0,926	0,935	0,020	0,018	0,020
0,7	1,143	1,097	1,118	1,255	1,237	1,264	0,062	0,059	0,064
0,9	2,030	1,904	1,913	2,258	2,193	2,271	0,089	0,087	0,088

4. Podsumowanie i wnioski

Otrzymane wyniki zostały porównane z rezultatami obliczeń przeprowadzonych za pomocą Rozszerzonej Metody Elementów Skończonych [2] oraz Metody Elementów Brzegowych [3]. Wyniki symulacji z wykorzystaniem trzech metod są podobne.

Metoda Elementów Skończonych pozwala na wyznaczenie stanu naprężeń wokół wierzchołków pęknięć, a oprogramowanie ANSYS, wykorzystujące tą metodę w obliczeniach numerycznych, pozwala na wyznaczenie współczynników WIN.

Literatura

1. Krzeziński G., Zagrajek T., Marek P., Borkowski P., Metoda Elementów Skończonych w mechanice materiałów i konstrukcji. Rozwiązywanie wybranych zagadnień za pomocą systemu ANSYS. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2015).
2. Daux Ch., Moes N., Dolbow J., Sukumar N., Belytschko T., Arbitrary branched and intersecting cracks with the Extended Finite Element Method. Int. J. Numer. Meth. Eng, vol. 48, s. 1741-1760 (2000).
3. Fedeliński P., Effective Mechanical properties of materials with branched and intersecting cracks. W: 40th Solid Mechanics Conference, Warszawa (2016).

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ŁĄCZNIKA STABILIZATORA SAMOCHODOWEGO

inż. DOMINIKA SKONIECZNA

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

Opiekun naukowy: dr inż. Jacek Ptaszny

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę wytrzymałościową łącznika stabilizatora samochodowego. W szczególności analizowano wzrost naprężeń spowodowany nieprawidłową pracą przegubu, która zmienia warunki obciążenia łącznika. Celem artykułu było uzyskanie i porównanie wyników analitycznych i numerycznych. Do realizacji zadania został użyty model CAD łącznika stabilizatora oparty na rzeczywistym łączniku stabilizatora z samochodu marki Opel Corsa CDTI.



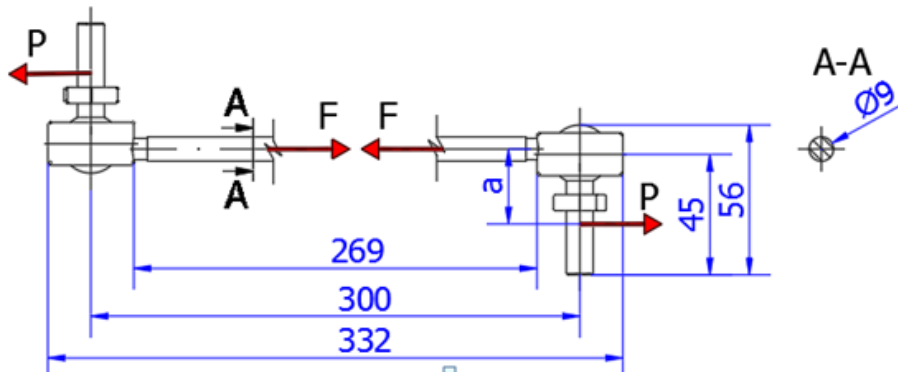
STRENGTH ANALYSIS OF STABILIZER BAR LINK

Abstract. This article contains the strength analysis of the stabilizer bar link, in particular, the increase in stress due to incorrect work of joint, which changes the load conditions. The aim was to obtain and compare analytical and numerical results. For calculations, CAD model was used, which was based on the real bar link from the car Opel Corsa CDTI.

1. Wprowadzenie

Stabilizator jest sprężystym, skrętnym elementem układu zawieszenia mogącym mieć różny kształt w zależności od tego, do jakiego pojazdu jest on przeznaczony. Stabilizator ma za zadanie ograniczenie bocznych pochyłów nadwozia podczas skręcania oraz zwiększenie przyczepności na prostej drodze, na której mogą występować liczne nierówności. Zapewnia on większą przyczepność poprzez zwiększenie sztywności kątowej zawieszenia względem danej osi pojazdu, dzięki czemu w równomierny i maksymalny sposób wykorzystana jest przyczepność wszystkich kół danego pojazdu [1]. Celem zastosowania łącznika stabilizatora jest zapewnienie kontaktu każdego koła z nawierzchnią podczas skręcania. Łącznik stabilizatora łączy ze sobą wahacze oraz przenosi ruch z jednej strony na drugą [2].

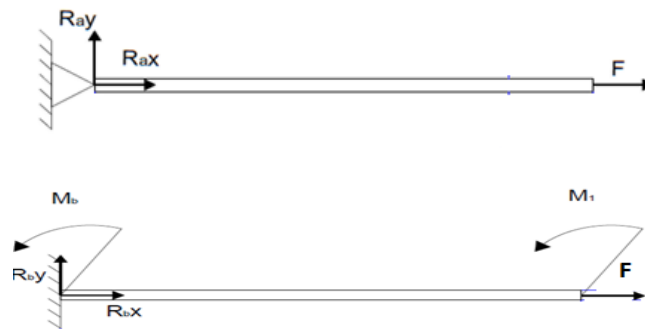
W pracy skupiono się na analizie wytrzymałościowej łącznika w czasie nieprawidłowej pracy przegubu. Rysunek 1. przedstawia geometrię analizowanego łącznika stabilizatora samochodowego oraz działające na niego siły podczas jego pracy. Symbolem F oznaczono siły wewnętrzne powstające w pręcie w przypadku prawidłowej pracy przegubów. Pręt jest wtedy rozciągany. Symbol P oznacza siłę działającą na trzpień. Odległość kierunku działania siły od osi pręta oznaczono symbolem a .



Rys. 1. Siły działające na łącznik stabilizatora
 Fig. 1. The forces acting on the stabilizer bar link

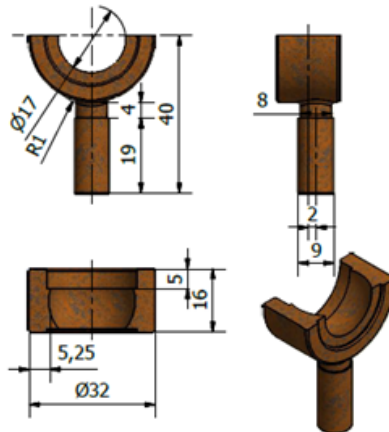
2. Obliczenia analityczne i numeryczne

W obliczeniach analitycznych rozpatrzono dwa przypadki obciążenia stabilizatora odpowiadające różnym warunkom jego pracy. Przypadek pierwszy, gdy praca przegubów jest prawidłowa a pręt jest tylko rozciągany (rys. 2a) oraz drugi, w którym przeguby przenoszą moment wskutek zatarcia spowodowanego korozją (rys. 2b). Wartości momentów oznaczonych symbolami na rysunku 2. : $M_I=4,2$ Nm, $M_b=-4,2$ Nm.



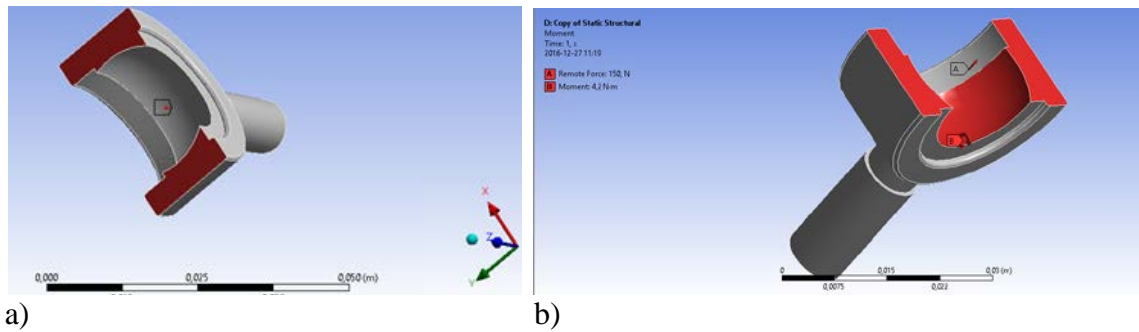
Rys. 2. Przypadki obciążenia do obliczeń analitycznych
 Fig. 2. Load cases for the analytical calculations

Model CAD wykorzystany do obliczeń numerycznych pokazano na rysunku 3.

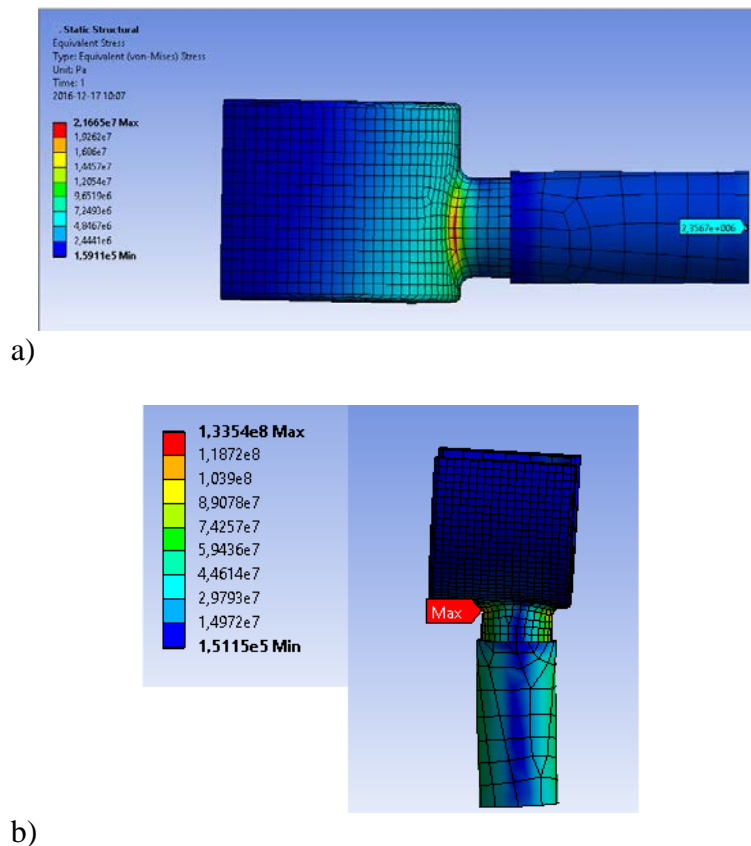


Rys. 3. Model CAD do obliczeń numerycznych
 Fig. 3. CAD model for numerical calculations

Numerycznie analizowane były naprężenia na łączeniu pręta z pierścieniem podczas rozciągania oraz rozciągania ze zginaniem. Do analizy użyto gęstość siatki o wielkości elementu wynoszącej 0,9 mm. Elementowi na powierzchni przecięcia pręta zostały odebrane 3 stopnie swobody względem 3 osi współrzędnych OX, OY, OZ. Sposób podparcia dla tych przypadków był taki sam. Siła jaka została użyta do obliczeń to $F=150\text{N}$. Siła ta została przyłożona do powierzchni w miejscu przecięcia pierścienia w przypadku rozciągania i rozciągania ze zginaniem, moment przyłożony dla przypadku rozciągania ze zginaniem wynosił $4,2\text{ Nm}$ i przyłożono go na wewnętrznej powierzchni pierścienia (rys. 4). Dane materiałowe przyjęte w programie ANSYS Workbench to: Moduł Younga $E=210000\text{ MPa}$ oraz liczba Poissona $\nu=0,3$.



Rys. 4. Sposób obciążenia: a) rozciąganie b) rozciąganie ze zginaniem
 Fig. 4. Loading method: a) tension b) tension combined with bending



Rys. 5. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera (Pa): a) podczas rozciągania,
 b) podczas rozciągania ze zginaniem
 Fig. 5. Reduced by Huber stress (Pa): a) tension, b) tension combined with bending

3. Porównanie wyników

W tabeli 1. zestawiono wartości naprężeń normalnych występujących w pręcie łącznika wyznaczonych analitycznie i numerycznie. W tabeli 2. zestawiono maksymalne naprężenia wyznaczone numerycznie

Tabela 1. Porównanie wartości naprężeń normalnych występujących w przekroju pręta łącznika wyznaczonych analitycznie i numerycznie

Table 1. Comparison of normal stresses in the bar cross-section, obtained analytically and numerically

Wariant obciążenia	Naprężenia wyznaczone analitycznie, MPa	Naprężenia wyznaczone numerycznie, MPa	Różnica względna %
Rozciąganie	2,36	2,35	0,4
Rozciąganie ze zginaniem	61,36	61,05	0,5

Tabela 2. Naprężenia maksymalne wyznaczone numerycznie

Table 2. Maximum stresses determined numerically

Wariant obciążenia	Naprężenia maksymalne wyznaczone numerycznie, MPa
Rozciąganie 0,9 mm	21,6
Rozciąganie ze zginaniem	133

4. Wnioski

Lokalnie zwiększone naprężenia są wynikiem spiętrzenia naprężeń wywołanych działaniem karbu. W przypadku zapieczenia gumy w łączniku stabilizatora, naprężenia w miejscu występowania karbu będą bliskie naprężeniom dopuszczalnym stali przyjętej do obliczeń. Obniży to czas żywotności łącznika oraz wpłynie negatywnie na jego wytrzymałość zmęczeniową. Łącznik podczas projektowania jest obliczany tylko na rozciąganie, więc w wyniku zmiany warunków obciążenia może dojść do przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i uszkodzenia łącznika.

Literatura

1. Gabrylewicz M., Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych. Podstawy budowy, diagnozowania i naprawy, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności spółka z o. o., Warszawa (2015).
2. <http://www.oponeo.pl/arttykul/stabilizator-zawieszenia-i-jego-rola-w-przyczepnosci-pojazdu>, dostęp 18.04.2017

ANALIZA MEB PĘKNIĘĆ ROZGAŁĘZIONYCH

inż. MICHAŁ SURMA

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

Streszczenie. Artykuł przedstawia wyniki analiz pęknięć rozgałęzionych w tarczach nieograniczonych za pomocą metody elementów brzegowych (MEB). Rozpatrywano występowanie pustek o różnym kształcie znajdujących się w środku pęknięcia rozgałęzionego. Wyznaczono współczynniki intensywności naprężeń (WIN) dla każdego z analizowanych pęknięć z wykorzystaniem programu CRACKER. Uzyskane wyniki pozwoliły określić wpływ pustek na WIN.

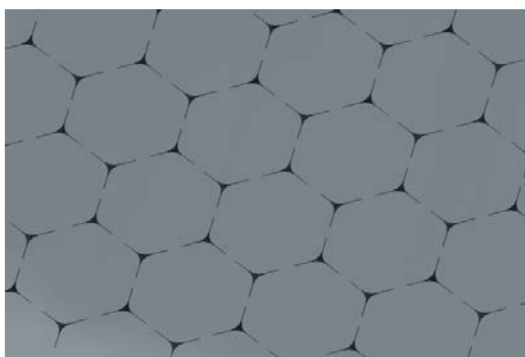


BEM ANALYSIS OF BRANCHED CRACKS

Abstract. This paper presents the results of analysis of branched cracks in infinite plates by using the boundary element method (BEM). Voids of various shapes located in the center of the branched cracks were considered. The stress intensity factors (SIF) were determined for each of the cracks by using the CRACKER computer code. The obtained results allowed determining the effect of voids on SIF.

1. Wprowadzenie

W ramach pracy analizowano pęknięcia rozgałęzione w tarczach nieograniczonych. Modele pęknięć prezentują spiekane włókna z pustkami (rys.1). Rozpatrywane układy analizowano za pomocą metody elementów brzegowych w programie CRACKER [1] w celu określenia wpływu kształtu pustek i długości pęknięć na współczynnik intensywności naprężeń. W mechanice pęknięcia WIN określa pole naprężeń w rejonie wierzchołka pęknięcia. Porównano znormalizowane WIN dla różnych pęknięć. Badano trzy różne kształty przestrzeni pomiędzy włóknami i wpływ długości pęknięć.



Rys. 6. Model materiału spiekane go
Fig. 8. Model of sintered material

Pęknięcia zostały wprowadzone do tarczy o wymiarach znacznie przekraczających wymiary pęknięć tak, aby wyniki opisywały wyłącznie wpływ samego pęknięcia. Analizowane tarcze rozciągano w kierunku pionowym.

2. Metoda dualna MEB

W metodzie dualnej MEB (ang. dual boundary element method) dzieli się na elementy brzegowe cały brzeg ciała, włącznie z powierzchniami pęknięcia. Równanie opisujące przemieszczenia węzłów stosuje się dla brzegu zewnętrznego. Metoda nazywana jest metodą dualną, ponieważ dla jednej z powierzchni pęknięcia stosowane jest równanie przemieszczeń, natomiast dla drugiej równanie sił brzegowych. Metoda umożliwia bezpośrednie wyznaczenie przemieszczeń obu powierzchni pęknięcia. Pozwala ona również na analizowanie ciał przy przemieszczeniach oraz obciążeniach zadanych na powierzchni pęknięcia.

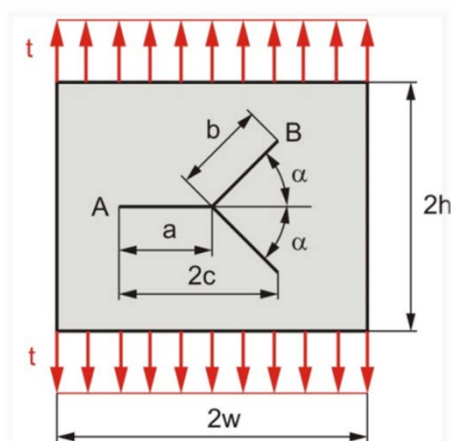
3. Przykłady numeryczne

Analizowany model to prostokątna tarcza o szerokości $2w$ oraz wysokości $2h$ zawierająca pęknięcie rozgałęzione o długości a_i b_i oraz kącie rozwarcia 2α . Tarcza jest obciążona w kierunku pionowym siłami powierzchniowymi o natężeniu t (rys.2). Przyjęto następujące proporcje wymiarów: $h/w=4/5, a_i=b_i, a/w=1/20, a_1/a=5/10, a_2/a=7/10, r/a=3/10$. Kąt rozwarcia α równy jest 30° . W każdym z przypadków brzeg zewnętrzny tarczy podzielono na 36 elementów. Analizę każdego modelu wykonano dla dwóch długości pęknięcia (a_1, a_2).

Pierwszy analizowany przypadek to wyłącznie pęknięcie rozgałęzione bez pustki (rys.2). Każdy z brzegów pęknięcia podzielono na 4 elementy, a łączna liczba elementów brzegowych pęknięcia to 24.

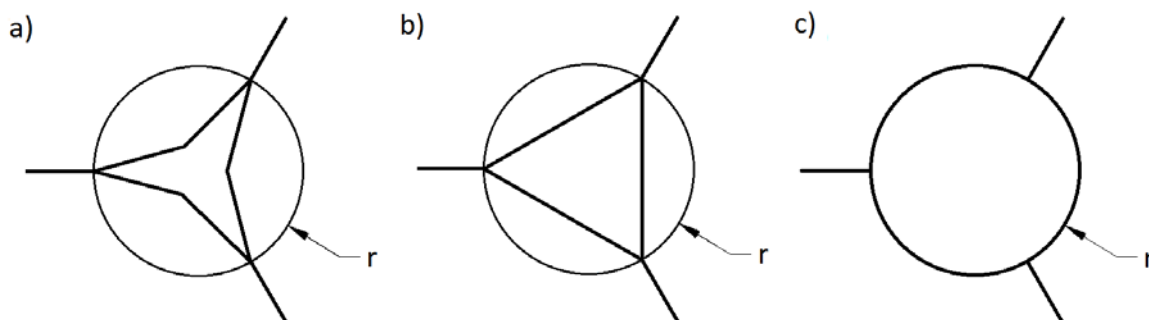
Drugi analizowany model posiada pęknięcie z pustką składającą się z sześciu odcinków (rys.3 a). Punkt łączący odcinki pomiędzy szczelinami pęknięć leży na łuku stycznym do krawędzi pęknięć. Pustki wpisane są w okrąg o promieniu r . Każdy z brzegów podzielono na 4 elementy, dało to 48 elementów brzegowych.

Trzeci z analizowanych przypadków to model posiadający pustkę w kształcie trójkątnym (rys.3 b) składającym się z trzech odcinków prostych łączących pęknięcia. Każdy z brzegów podzielono na 4 elementy, dało to 36 elementów brzegowych.



Rys. 2 Model pęknięcia
Fig. 2 Crack model

Czwarty z analizowanych modeli to pustka w kształcie okręgu stworzona z trzech łuków o promieniu r łączących pęknięcia (rys. 3c). Brzegi proste podzielono na 4 elementy. Brzegi w kształcie łuków łączące odcinki proste podzielono na 6 elementów. Łączna liczba elementów opisujących pustkę i pęknięcie to 42.



Rys. 3. Model pęknięcia z pustką: a) linia łamana, b) linia prosta, c) łuk
 Fig. 3. Crack model with a void: a) broken line, b) straight line, c) arc

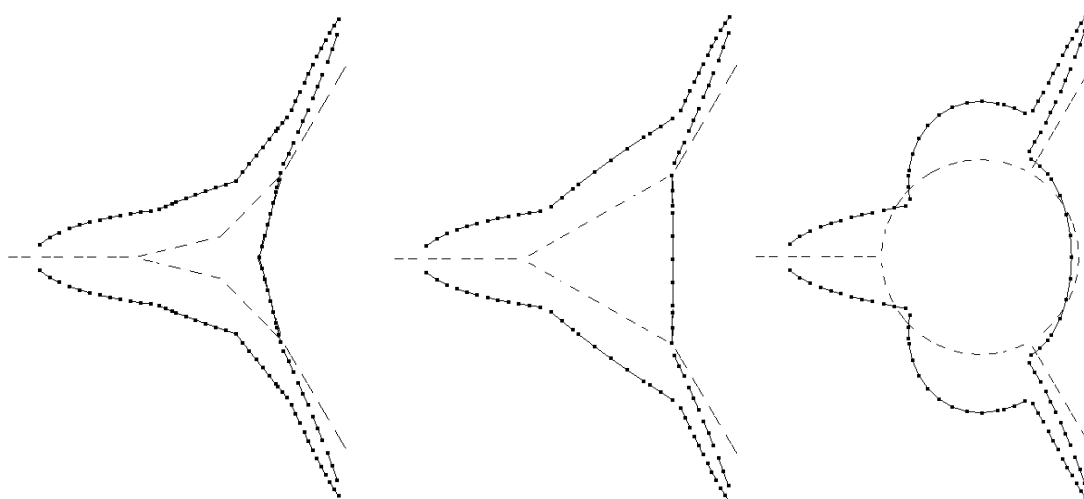
4. Analiza pęknięć

Na rys.4 przedstawiono trzy rodzaje pęknięć. Linia przerywaną zaznaczono model nieobciążony, a linią ciągłą po obciążeniu. W ramach przeprowadzonych analiz uzyskane wartości WIN (tabela 1) znormalizowano zgodnie z równaniami:

$$F_i = \frac{K_i}{K_o} \quad (1)$$

$$K_o = t\sqrt{\pi c} , \quad (2)$$

gdzie F_i to znormalizowany WIN, K_o to współczynnik normalizujący, a c to połowa długości pęknięcia w kierunku poziomym (rys.2).



Rys. 4. Kształt pęknięć z pustkami przed i po obciążeniu
 Fig. 4. Shape of the cracks with voids before and after loading

Tabela 1. Znormalizowane współczynniki intensywności naprężeń
Table 1. Normalized stress intensity factors

Długość pęknięcia - pustka	Pęknięcie A		Pęknięcie B			
	K_I/K_0	Różnica	K_I/K_0	Różnica	K_{II}/K_0	Różnica
0.5-brak	1.0779	---	0.2818	---	0.5816	---
0.7-brak	1.0823	---	0.2821	---	0.5845	---
0.5-łamana	1.0761	0.17%	0.2814	0.16%	0.5731	1.47%
0.7-łamana	1.0800	0.22%	0.2819	0.08%	0.5827	0.31%
0.5-prosta	1.0825	0.43%	0.2788	1.08%	0.5540	4.75%
0.7-prosta	1.0808	0.14%	0.2815	0.22%	0.5775	1.21%
0.5-łuk	1.1526	6.92%	0.2256	19.94%	0.3998	31.27%
0.7-łuk	1.1049	2.09%	0.2701	4.25%	0.5236	10.43%

Na podstawie przeprowadzonych analiz można zauważyć mały wpływ kształtu pustek na uzyskaną wartość współczynnika intensywności naprężeń. Uzyskane wyniki zostały porównane z wynikami dla pęknięć bez pustek. Największy wpływ na WIN mają pustki kołowe. Różnice w ich przypadku względem pęknięć bez pustek dochodzą do 31%. Wartość współczynnika K_{II} dla pęknięcia A w każdym z analizowanych przypadków była równa zero z uwagi na występowanie wyłącznie obciążenia rozciągającego pęknięcie [3].

5. Wnioski

W ramach przeprowadzonych analiz metodą elementów brzegowych z wykorzystaniem oprogramowania CRACKER uzyskano wartości współczynników intensywności naprężeń dla pęknięć o różnych długościach i różnym kształcie pustki. Wyniki pokazują mały wpływ kształtu pustki na uzyskane wartości.

Literatura

1. Portela A., Aliabadi M.H., Crack growth analysis using boundary elements. Computational Mechanics Publications, Southampton (1993).
2. Fedeliński P., Metoda elementów brzegowych w analizie dynamicznej układów odkształcalnych z pęknięciami. Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe, Nr 1456, Gliwice (2000).
3. German J., Podstawy mechaniki pęknięcia. Politechnika Krakowska, Kraków (2011).

ANALIZA MES KOMPOZYTÓW WZMACNIANYCH WŁÓKNAMI

inż. PATRYK SZWEDA

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

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

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę naprężeń i przemieszczeń w materiale kompozytowym zbrojonym włóknami. Zagadnienie zostało rozpatrywane jako układ dwuwymiarowy, a badana struktura składała się z osnowy i włókien o wyższych własnościach wytrzymałościowych. Analizy wykonano z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) za pomocą oprogramowania Ansys Workbench.



FEM ANALYSIS OF FIBRE REINFORCED COMPOSITES

Abstract. The article presents the analysis of stresses and displacements in a composite material reinforced by fibers. The problem is considered as a two-dimensional structure that consists of a matrix and fibers characterized by higher strength parameters. The analysis was performed by the finite element method (FEM) and the Ansys Workbench software.

1. Wprowadzenie

Materiały kompozytowe są powszechnie wykorzystywane we współczesnym przemyśle. Są to materiały niejednorodne, zawierające w swojej strukturze przynajmniej dwa niemieszające się ze sobą składniki. Dzięki temu możliwe jest zaprojektowanie tworzyw o własnościach niespotykanych wśród materiałów jednorodnych.

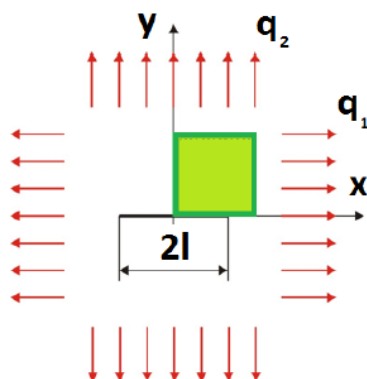
Jeden ze składników kompozytu stanowi osnowę. Odpowiada ona za nadanie spójności materiałowi i przeniesienie obciążenia na drugi składnik, pełniący funkcję zbrojenia. Wzmocnienie występuje w postaci cząstek lub włókien, które również mogą mieć różną wielkość, kształt i uporządkowanie [1].

W artykule przedstawiono analizę numeryczną tarczy wzmocnionej jednym włóknem oraz fragmentu kompozytu zawierającego 13 uporządkowanych, równoległych włókien. Układy obciążano siłami skierowanymi równolegle oraz prostopadle do kierunku włókien.

2. Przykłady numeryczne

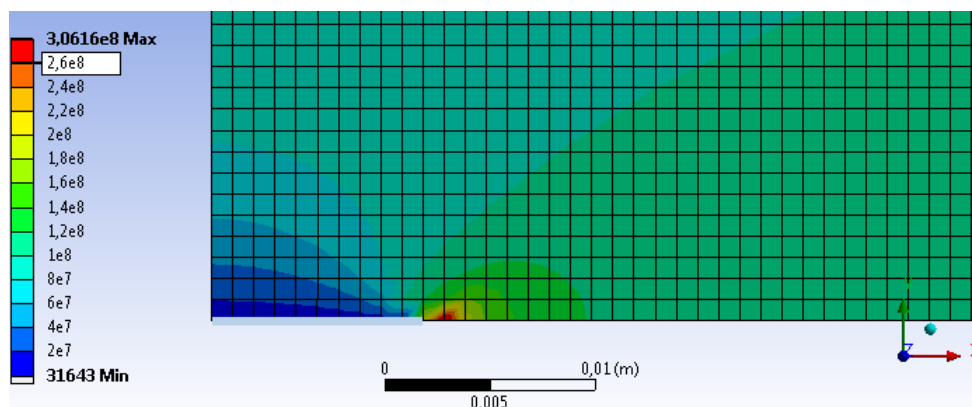
Badany układ modelowano jako tarczę liniowosprężystą znajdującą się w płaskim stanie naprężenia. Tarczę podzielono na elementy kwadratowe 4-węzłowe. Włókna modelowano elementami belkowymi i nadano zgodność położenia ich węzłów z odpowiednimi węzłami osnowy. Przyjęto następujące cechy materiałowe: osnowa z żywicy epoksydowej ($E = 3,6$ GPa, $\nu = 0,35$), włókno o sztywności tysiącrotnie wyższej od włókna szklanego ($E = 72\,000$ GPa, $\nu = 0,2$). Dzięki temu analizowany układ zachowuje się jak tarcza wzmocniona doskonale sztywnymi włóknami. Zastosowano włókno o średnicy $25\mu\text{m}$ i taką samą grubość nadano tarczy.

Pierwszy analizowany przypadek to fragment nieskończonej tarczy z jednym włóknem (rys. 1). Ze względu na symetrię układu analizowano ćwiartkę tarczy. Długość włókna $2l=2\text{cm}$, a długość boku tarczy wynosi 20 cm . Włókno podzielono na 10 elementów belkowych, a tarczę na 10 000 elementów tarczowych.



Rys. 1. Tarcza nieskończona z włóknem
Fig. 1. Infinite plate with a fibre

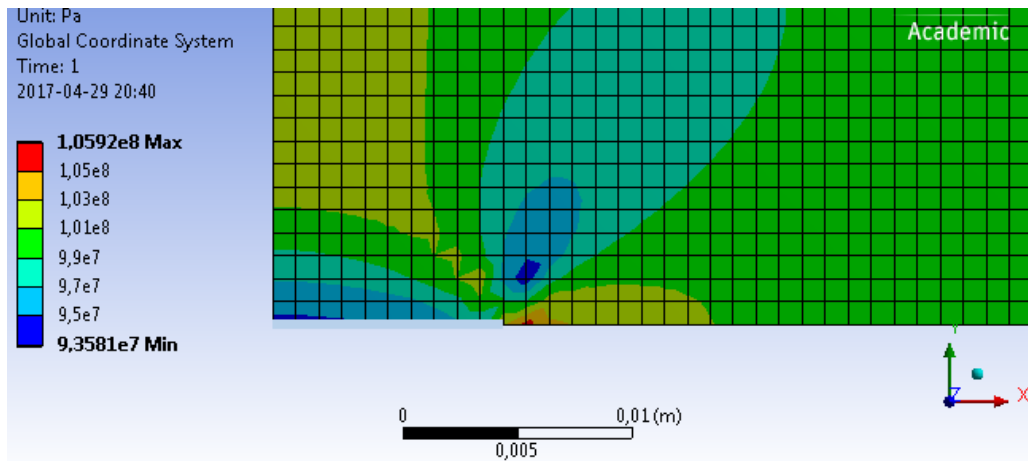
Warunki brzegowe uniemożliwiają ruch węzłów tarczy w kierunku x na jej lewej krawędzi oraz w kierunku y na dolnej krawędzi. Układ obciążono siłą rozłożoną równomiernie o wartości całkowitej 250 N , co jest równoważne obciążeniu o wartości 100MPa . Na rys. 2 przedstawiono mapę naprężeń normalnych w kierunku x wokół włókna przy obciążeniu siłą q_1 (zgodnie z kierunkiem ułożenia włókna).



Rys. 2. Rozkład naprężeń normalnych w kierunku x przy obciążeniu siłą q_1
Fig. 2. Map of normal stresses in the x direction in case of q_1 load applied

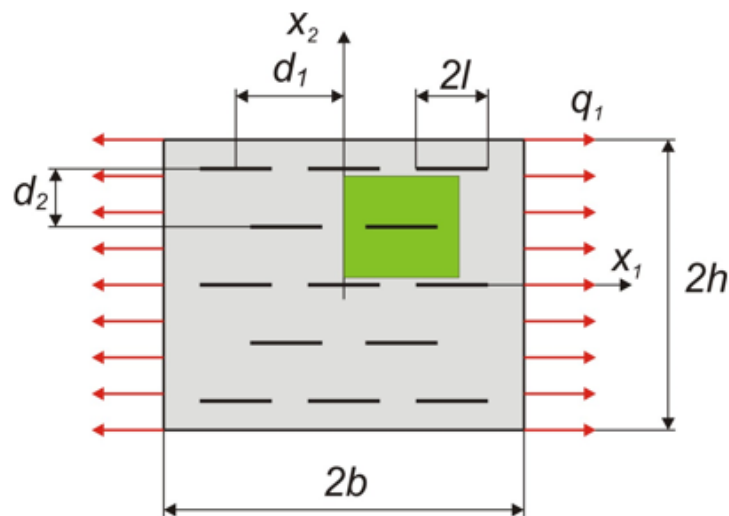
Na rys. 2 można zaobserwować spadek naprężenia wzdłuż włókna. Największe naprężenia występują wokół jego końca. Jest to związane z dużą różnicą w module Younga pomiędzy materiałami i małym odkształceniem elementu stanowiącego zbrojenie.

Na rys. 3 przedstawiono analogiczny przypadek z obciążeniem q_2 w kierunku prostopadłym do włókna. Przy obciążeniu w kierunku prostopadłym do włókna nie występują tak duże zmiany naprężeń w jego otoczeniu. Wynika to z faktu, że zbrojenie nie ogranicza odkształceń w kierunku zadawanego obciążenia, lecz w kierunku prostopadłym.



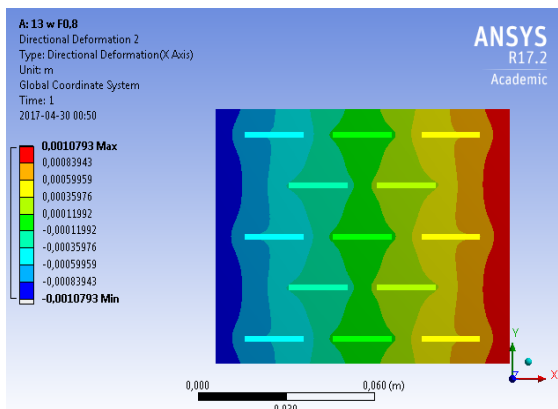
Rys. 3. Naprężenia normalne w kierunku y przy obciążeniu siłą q_2
 Fig. 3. Map of normal stress in y direction in case of q_2 load applied

Następnym etapem badań było wykonanie modelu stanowiącego fragment tarczy wzmocnionej wieloma włóknami. Wyodrębniono fragment przedstawiony na rys. 4. Zastosowano taki sam jak w poprzednim przykładzie sposób dyskretyzacji i cechy materiałowe. Przyjęto następujące wymiary: $l = 10$ mm, $d_1 = 30$ mm, $b = 50$ mm, natomiast wymiary d_2 oraz h modyfikowano przy zachowaniu proporcji $d_2 / 2h = 0,2$.

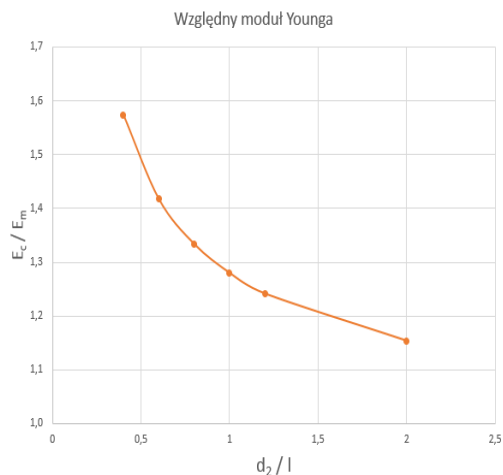


Rys. 4. Tarcza z wieloma włóknami
 Fig. 4. Plate with multiple fibers

Przyjmując różne wymiary d_2 i h badano wpływ rozstawu włókien na odkształcenia tarczy i wartość względnego modułu Younga E_c / E_m , gdzie E_c to moduł Younga całego kompozytu, a E_m – osnowy. Na rys. 5 przedstawiono mapę przemieszczeń układu dla rozstawu włókien $d_2/2l = 0,8$.



Rys. 5. Mapa przemieszczeń w kierunku x
 Fig. 5. Map of displacements in x direction



Rys. 6. Zależność względnego modułu Younga kompozytu od rozstawu włókien
 Fig. 6. Relationship between the relative Young modulus and distance between fibers

Z wyników przedstawionych na rys. 6 można wnioskować, że wraz ze wzrostem odległości między włóknami, maleje zastępczy moduł Younga całej struktury. Zwiększenie rozstawu włókien powoduje zmniejszenie udziału objętościowego włókien i większy udział bardziej odkształcalnej osnowy w przenoszeniu obciążeń.

3. Podsumowanie

Analizowane przykłady kompozytów wzmocnianych włóknami dowodzą, że optymalne wykorzystanie ich własności możliwe jest, gdy obciążenie zadawane jest zgodnie z kierunkiem ich ułożenia. W takiej sytuacji w obszarze wzdłuż włókien występują niskie naprężenia oraz silne spiętrzenia naprężeń w otoczeniu ich końców. W przypadku, gdy obciążenie działa prostopadłe do włókien, wzmocnienie ma mniejszy wpływ na rozkład naprężeń. Świadczy to o wysokiej anizotropii własności materiałów kompozytowych, w których wzmocnienie występuje w postaci włókien uporządkowanych.

Zwiększenie odległości między włóknami powoduje zmniejszenie udziału ich objętości w materiale i tym samym spadek wartości zastępczego modułu Younga materiału.

Wyznaczone rozkłady naprężeń są zgodne z prezentowanymi w literaturze [2].

Literatura

1. Boczowska A., Kapuściński J., Lindemann Z., Witemberg-Perzyk D., Wojciechowski S., Kompozyty, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2003).
2. Fedeliński P., Analysis of composites with multiple rigid-line reinforcements by the BEM, w materiałach "19 International Conference on Computer Methods in Mechanics", Ed. Borkowski A., Lewiński T., Dzierżanowski G., Warszawa, s. 181-182 (CD-ROM-5 stron) (2011).
3. Hyer M., Stress Analysis of Fiber-Reinforced Composite Materials, DEStech Publications (2009).

ANALIZA TERMICZNA BELKI STROPOWEJ PODDANEJ ODDZIAŁYWANIU OGNI

inż. MATEUSZ WITCZAK

Zarządzanie i Inżynieria Produkcji, ZZ1, semestr I, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Marek Paruch

Streszczenie. Artykuł opisuje problem analizy termicznej przedmiotu poddanego warunkom pożarowym. Z wykorzystaniem dostępnej wiedzy z zakresu przepływu ciepła oraz inżynierii pożarowej, autor podjął próbę przedstawienia zagadnienia w sposób umożliwiający przeprowadzenie obliczeń metodą elementów skończonych. Wyniki zostały poddane analizie i wnioskowaniu, aby wykazać zasadność stosowania uproszczeń (model 2D) w zagadnieniach przepływu ciepła o silnie nieliniowych parametrach termofizycznych i warunkach brzegowych.



THERMAL ANALYSIS OF THE CEILING BEAM SUBJECTED TO A FIRE

Abstract. The article describes thermal analysis of the model subjected to a fire environment. Using the available knowledge of heat transfer and fire engineering, the author has attempted to present the problem in a way, which will be possible to calculate with finite elements method. The results have been analyzed in order to demonstrate the validity of the simplifications (2D model) are legitimate, in case of tasks with highly non-linear thermophysical parameters and boundary conditions.

1. Wprowadzenie

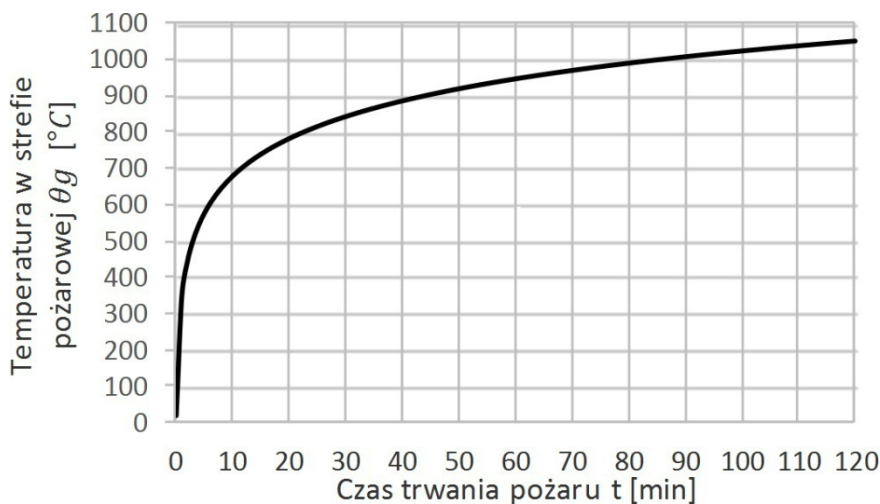
Analiza termiczna belki stropowej poddanej oddziaływaniu ognia to nic innego, jak zbadanie, za pomocą metod znanych z wiedzy inżynierskiej, zachowania belki wraz ze zmianą jej właściwości w określonych warunkach temperaturowych. Warunki pożarowe to warunki ciągłe i bardzo nieliniowe, przez co mogą być trudne w dokładnym modelowaniu. W tym artykule autor przeprowadził analizę termiczną belki drewnianej, z wykorzystaniem jednego z dostępnych modeli pożarowych [3]. Jako zagadnienie silnie nieliniowe, oddziaływanie pożaru powinno okazać się ciekawym problemem, dla którego analiza termiczna w zadaniu 2D oraz 3D powinna pozwolić na ciekawe wnioskowanie.

2. Model pożarowy

Norma EN 1991-1-2 zawiera trzy standardowe krzywe temperatura-czas, tak zwane krzywe pożarowe, modelujące zmiany temperatury w czasie trwania pożaru. Nie uwzględniają one parametrów obciążenia ogniowego (ryzyka wystąpienia pożaru i jego gwałtowności), nie odnoszą się także do interakcji w strefie pożarowej ani do warunków rozgorzenia. Przyjmują warunki rozwiniętego pożaru i pozwalają dokonać weryfikacji termicznej, a następnie mechanicznej z uwzględnieniem prostych zmian temperatury w czasie. Są idealnymi modelami dla zadań analizy termicznej.

W pracy przyjęto następujące oznaczenia: θ_g [°C] jest temperaturą gazu w strefie pożarowej, t [min] oznacza czas, $\alpha=25$ [W/(m²K)] jest współczynnikiem wymiany ciepła przez konwekcję. Pożar standardowy modelowany jest następującą krzywą logarymiczną [2]

$$\theta_g = 20 + 345 \log_{10}(8t + 1) \quad (1)$$



Rys. 7. Krzywa pożaru ISO [2]

Fig. 1. ISO fire curve [2]

3. Zwęglenie

Analizując przepływ ciepła w belce stropowej, wykonanej z drewna, nie można pominąć bardzo istotnego w tym przypadku spalania, inaczej mówiąc zwęglenia elementów konstrukcyjnych. Ze względu na niszczący charakter zwęglenia, jest ono głównym powodem obniżenia nośności w konstrukcji drewnianej pod wpływem działania pożaru.

Głębokość zwęglania definiuje się jako „odległość pomiędzy pierwotną zewnętrzną powierzchnią elementu, a linią zwęglenia. Głębokość zwęglenia powinna być obliczona na podstawie czasu oddziaływania pożaru oraz przyjętej prędkości zwęglania.” [3]. Powinna ona uwzględniać zaokrąglenia narożników.

Wartości hipotetycznej oraz obliczeniowej prędkości zwęglania podaje Tablica 3.1 w normie EN 1995-1-2, przy czym na potrzeby tej pracy i analizy termicznej, bez obliczeń wytrzymałościowych, wartości te nie są istotne.

4. Model matematyczny

Model matematyczny przepływu ciepła dla zadania 3D analizowanego przypadku (por. Rys. 2) opisuje równanie Fouriera (2) uzupełnione o warunki brzegowe (3)-(5) oraz warunek początkowy (6) [1, 4].

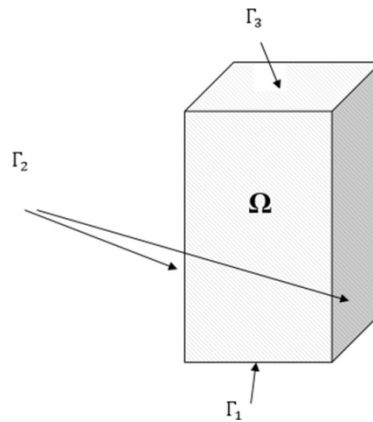
$$X \in \Omega: c(T)\rho(T) \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial t} = \lambda(T) \nabla^2 T(x, y, z, t) \quad (2)$$

$$X \in \Gamma_1: T(x, y, z, t) = T_b(t) = \theta_g(t) \quad (3)$$

$$X \in \Gamma_2: q(x, y, z, t) = \alpha(T - T_a) \quad (4)$$

$$X \in \Gamma_3: q(x, y, z, t) = q_b = 0 \quad (5)$$

$$t = 0: T(x, y, z, 0) = T_a = 20 \quad (6)$$

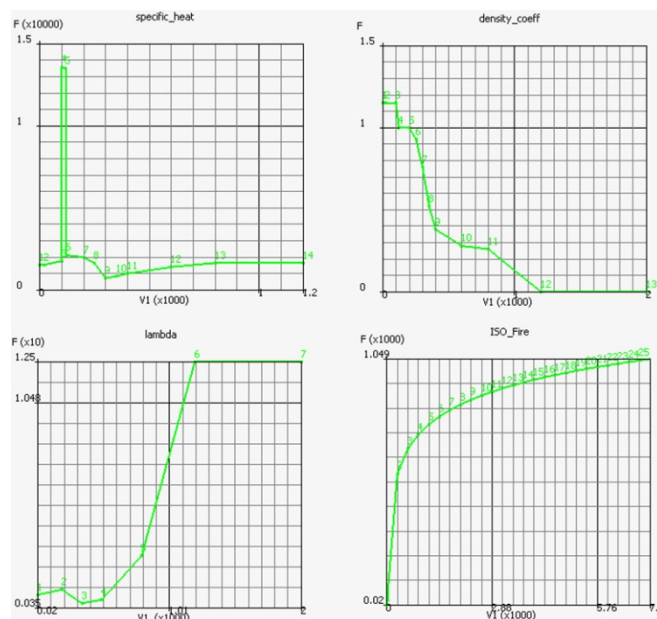


Rys. 8. Model geometryczny przepływu ciepła [5]

Fig. 2. Geometric model of heat flow [5]

5. Model obliczeniowy i wyniki obliczeń

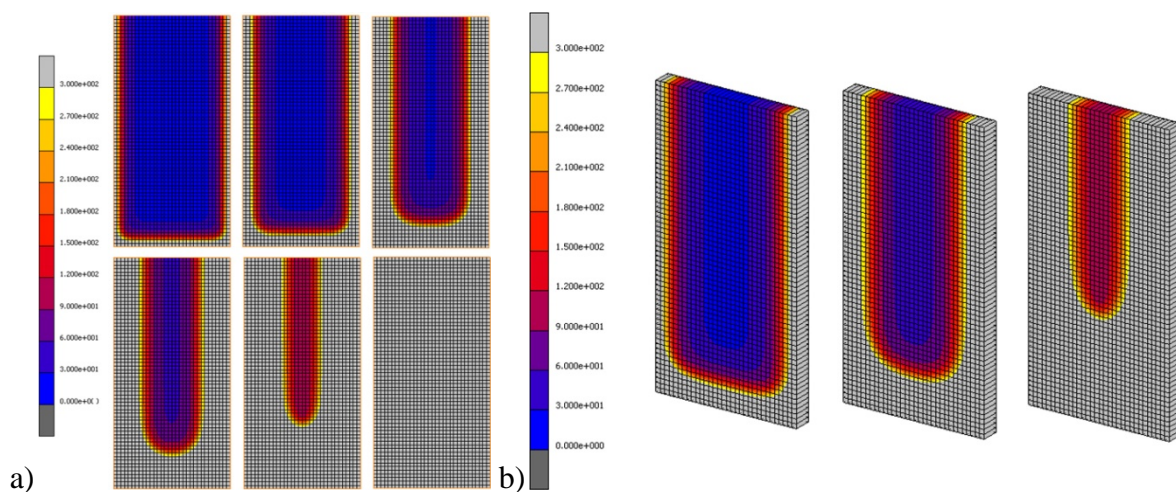
Przyjęto następujące parametry analizy numerycznej: czas trwania pożaru 120 minut, temperatura początkowa 20°C, materiał wykonania belki: drewno dębowe, wymiary przekroju poprzecznego 80×160 mm (zadanie 2D), długość belki 3000mm (zadanie 3D) (element znormalizowany), parametry termofizyczne przyjęto zgodnie z normą PN-EN 1995-1-2 (por. rys. 3). Obciążenie ogniowe zostało zdefiniowane zgodnie z modelem pożaru standardowego (2.1) [2]. Przeprowadzono 720 iteracji obliczeniowych z krokiem czasu 10s.



Rys. 3. Parametry termofizyczne [5]

Fig. 3. Thermophysical parameters [5]

Na rysunku 4a przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych w postaci map temperatury dla zadania 2D po 5, 10, 20, 30, 45 i 60 minutach, z kolei rysunek 4b zawiera rozkład temperatury dla zadania 3D po 15, 30 i 60 minutach.



Rys. 4 Wyniki obliczeń a) zadanie 2D, b) zadanie 3D [5]
Fig. 4 Calculation results a) 2D task, b) 3D task [5]

6. Wnioski

- Do całkowitego spalenia (szare pole) analizowanej belki doszło po około 80 minutach.
- Upraszczanie modeli 3D do zagadnień płaskich przy silnie nieliniowych parametrach w przepływie ciepła nie jest wskazane. Różnice na poziomie 20 minut są niedopuszczalne nawet na wstępnym etapie projektowania.
- Aby dokładnie zbadać zachowanie belki stropowej poddanej oddziaływaniu ognia, należałoby uwzględnić bardziej zaawansowane modele tak, aby zapewnić odwzorowanie warunków naturalnych. Ze względu jednak na poziom skomplikowania takich modeli, w procesie projektowania i inżynierii pożarowej często wystarczają uproszczone modele, potwierdzone doświadczeniami.
- Do analizy termicznej elementów przestrzennych należy dobierać stosunkowo gęstą siatkę z elementów typu solid, aby uniknąć błędów numerycznych w początkowej fazie analizy, które wpływają na dokładność wyników.
- Wykonanie tak nieliniowej analizy jest bardzo cennym doświadczeniem, zwracającym uwagę na wiele problemów, różnorodność w podejściu do tematu, przez co rozwijającym szerokie myślenie i znajdowanie relacji między danymi wejściowymi a wyjściowymi.

Literatura

1. Majchrzak E., Przepływ ciepła - materiały powielane, Instytut Mechaniki i Inżynierii Obliczeniowej, Gliwice (2016).
2. Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1991-1-2, Warszawa (2006).
3. Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1995-1-2, Warszawa (2008).
4. Wiśniewski, S., Wiśniewski, T.S., Wymiana ciepła. PWN, Warszawa (1994).
5. Witczak, M. Analiza termiczna belki stropowej poddanej oddziaływaniu ognia, Projekt inżynierski, Gliwice (2016).

OPTIMALNY DOBÓR NASTAW REGULATORA PI W STEROWANIU NADAŻNYM TRZPIENIOWEGO AKTUATORA ELEKTROMAGNETYCZNEGO

inż. KRZYSZTOF ZŁOTOŚ

Automatyka i Robotyka, AB3, semestr III, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Działkiewicz

Streszczenie. Tematem niniejszej pracy jest optymalny dobór nastaw regulatora PI w sterowaniu nadażnym trzpieniowego aktuatora elektromagnetycznego. W pierwszym etapie pracy utworzono model w środowisku Matlab/Simulink. Metodą doświadczalną dobrano najkorzystniejsze nastawy oraz określono wpływ poszczególnych członów regulatora na odpowiedź układu. Następnie za pomocą biblioteki Matlaba Optimization Toolbox, korzystając z algorytmu genetycznego poszukiwano nastaw optymalnych.

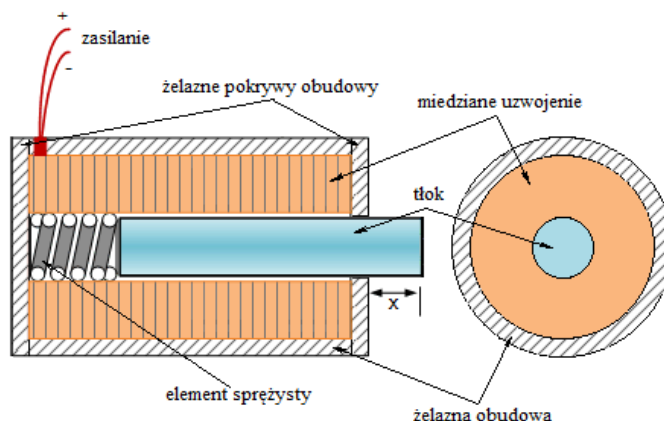


OPTIMAL PI CONTROLLER TUNING IN TRACKING SYSTEM OF THE ELECTROMAGNETIC SOLENOID ACTUATOR

Abstract. The subject of this paper is an optimal PI controller tuning in a tracking system of the solenoid actuator. In the first stage of study, the model was created in Matlab /Simulink. The most favorable settings were chosen by the experimental method and the influence of individual controller coefficients on the response of the system was determined. Then, using the Matlab Optimization Toolbox, using the genetic algorithm the optimal settings were searched.

1. Wprowadzenie

Aktuatory elektromagnetyczne zamieniają sygnał elektryczny w ruch. Przesunięcie elementu wykonawczego jest możliwe dzięki polu magnetycznemu, które wymusza ruch osiowy tłoka.



Rys. 1. Model badanego aktuatora elektromagnetycznego [1]

Fig. 1. Solenoid actuator model [1]

Rys. 1 przedstawia budowę klasycznego aktuatora elektromagnetycznego. Składa się on z miedzianego uzwojenia, żelaznej obudowy oraz tłoka który pełni rolę elementu wykonawczego, wykonującego ruch osiowy z prędkością zależną od natężenia prądu na wejściu układu.

2. Analiza układu ze sprzężeniem zwrotnym

Ideą pracy było wykonanie symulacji komputerowych z wykorzystaniem modelu matematycznego dynamiki aktuatora ze sterowaniem regulatorem PI. Szybkość zmian wartości fizycznych aktuatora z urządzeniem sterującym można przedstawić za pomocą następującego równania:

$$\frac{K_{sol}(k_p e(t) + k_I \int_0^t e(t) dt)^2}{(K_\mu + x(t))^2} = m_L \ddot{x}(t) + b_L \dot{x}(t) + k_L x(t), \quad (1)$$

gdzie $e(t)$ oznacza sygnał wejściowy regulatora (błąd regulacji), k_p wzmocnienie członu proporcjonalnego, k_I wzmocnienie członu całkującego, t czas, m_L oznacza masę tłoka, b_L współczynnik tłumienia, k_L współczynnik sprężystości, a x przemieszczenie tłoka.

K_{sol} oraz K_μ można kolejno przedstawić za pomocą następujących równań:

$$K_{sol} = \frac{SN^2 \mu_r^2 \mu_0}{2(\mu_r - 1)}, \quad (2)$$

$$K_\mu = \frac{l_2 + l_{eq}}{(\mu_r - 1)}, \quad (3)$$

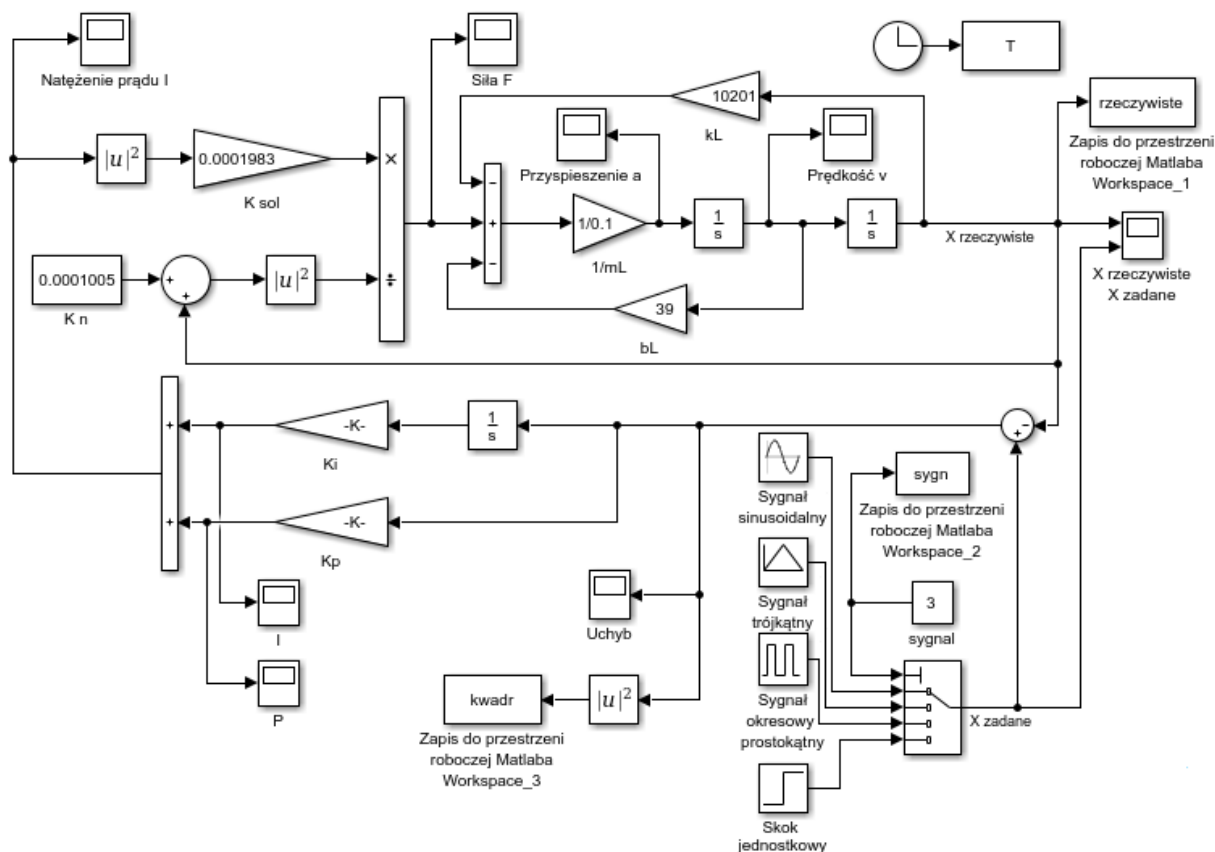
gdzie N określa liczbę zwojów cewki, S oznacza przekrój tłoka, l_2 długość cewki, l_{eq} długość tłoka, μ_r przenikalność magnetyczną żelaza, μ_0 przenikalność magnetyczną próżni.

Dla badanego aktuatora przyjęto następujące dane, które przedstawiono w Tab. 1.

Tabela 1. Dane badanego aktuatora
Table 1. Specified data for the actuator

T	8s
K_{sol}	$1.983 \cdot 10^{-4} Nm^2 A^{-2}$
K_μ	$1.005 \cdot 10^{-4} m$
m_L	0.1 kg
b_L	$39 Nsm^{-1}$
k_L	$10201 Nm^{-1}$

Korzystając z wyżej zdefiniowanych danych, przygotowano schemat zamkniętego układu sterowania w środowisku obliczeniowym Matlab/Simulink. Wprowadzając pętlę sprzężenia zwrotnego uzyskano wynik uchybu, który będąc porównaniem wartości rzeczywistych z zadanymi, jest podawany na wejście regulatora. W celu uzyskania jak najlepszego wyniku dla szerokiego spektrum sygnałów wejściowych przeprowadzono symulacje uwzględniając przebieg sinusoidalny, trójkątny, okresowy prostokątny, jak również sygnał wejściowy w postaci funkcji stałej. Przyjęto czas obserwacji równy 8 s. Na Rys. 2 przedstawiono schemat w środowisku Matlab / Simulink.



Rys. 2. Model blokowy badanego aktuatora elektromagnetycznego z regulatorem PI
 Fig. 2. Block model of solenoid actuator with PI controller

Dla przedstawionego schematu przeprowadzono szereg symulacji, jednak na podstawie wykresów nie można było precyzyjnie określić, które z nastaw są najlepsze. Dlatego w kolejnym kroku zdefiniowano miarę odpowiedzi układu – błąd średniokwadratowy:

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{t=1}^n (y_t - y_t^R)^2 \quad (4)$$

gdzie MSE oznacza błąd średniokwadratowy, y_t wartość zadana, a y_t^R wartość rzeczywistą.

Na podstawie równania (4) doświadczalnie określono najlepsze nastawy dla wszystkich sygnałów referencyjnych. Najmniejszym błędem średniokwadratowym cechowało się rozwiązanie ze wzmocnieniem członu proporcjonalnego o wartości 60 Am^{-1} oraz części całkującej na poziomie $33000 \text{ As}^{-1}\text{m}^{-1}$. Nastawy te generują sumaryczny błąd średniokwadratowy o wartości $2.9099 \cdot 10^{-5}$.

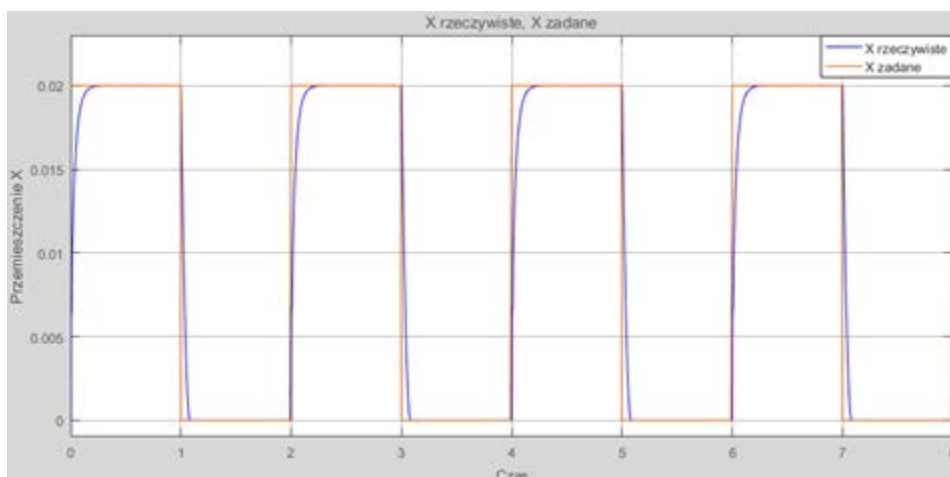
W kolejnej części pracy skorzystano z narzędzi optymalizacyjnych w celu uzyskania optymalnych nastaw. Skorzystano z biblioteki Matlab – Optimization Toolbox. Biblioteka ta oferuje wiele narzędzi optymalizacyjnych, jednak dla uzyskania najlepszego wyniku zastosowano Genetic Algorithm Solver, korzystający z algorytmu genetycznego. Ze względu na to, że biblioteka Optimization Toolbox posługuje się z plikami zapisanymi bezpośrednio w Matlabie, kolejnym krokiem który należało wykonać było utworzenie odpowiedniej funkcji, która na podstawie danych wejściowych w postaci wzmocnień K_p oraz K_i , będzie wykonywać symulację modelu Simulinka oraz zwracać na wyjściu miarę błędu średniokwadratowego. Wyjście to wpływa na wartość funkcji przystosowania danego osobnika algorytmu genetycznego. Chcąc uzyskać najlepszy wynik utworzono funkcję

Matlabia uwzględniającą każdy z sygnałów podczas symulacji. W tym celu napisano instrukcję, która na podstawie zadanych przez algorytm wzmocnień wyprowadza błąd średniokwadratowy, następnie poprzez zastosowanie pętli automatycznie przełącza sygnał zadany i wykonuje kolejną symulację, wyprowadzając na wyjściu sumę błędów.

Na podstawie obliczeń algorytmu genetycznego uzyskano najlepsze rozwiązanie dla wzmocnienia członu proporcjonalnego o wartości $35.498376598480874\text{Am}^{-1}$, oraz części całkującej na poziomie $36948.03930635735\text{As}^{-1}\text{m}^{-1}$. Porównanie najlepszych nastaw doboru optymalnego z nastawami określonymi doświadczalnie przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Porównanie wyników dla doboru doświadczalnego i optymalnego
Table 2. Comparison of experimental and optimal results

Sygnał wejściowy	Błąd średniokwadratowy (optymalny dobór nastaw)	Błąd średniokwadratowy (dobór doświadczalny)
sygnał sinusoidalny	$1.7057 \cdot 10^{-6}$	$1.9761 \cdot 10^{-6}$
sygnał trójkątny	$3.2735 \cdot 10^{-7}$	$3.9865 \cdot 10^{-7}$
sygnał okresowy prostokątny	$1.9959 \cdot 10^{-5}$	$2.3491 \cdot 10^{-5}$
sygnał w postaci funkcji stałej	$3.3003 \cdot 10^{-6}$	$3.2328 \cdot 10^{-6}$
	suma błędów: $2.5292 \cdot 10^{-5}$	suma błędów: $2.9099 \cdot 10^{-5}$



Rys. 3. Odpowiedź układu dla najlepszych nastaw oraz sygnału prostokątnego na wejściu
Fig. 3. System response for the best settings and rectangular signal at the input

3. Wnioski

Na podstawie powyższych rezultatów można wywnioskować, że dobrane przez algorytm genetyczny nastawy generują najlepszy wynik. Sumaryczny błąd średniokwadratowy wynosi tylko $2.5292 \cdot 10^{-5}$. Ze względu na to, że badany akuator posiada charakterystykę nieliniową, nie łatwo jest uzyskać podobny rezultat metodą doświadczalną. Podczas obliczeń optymalizacyjnych bardzo ważne jest odpowiednie zdefiniowanie parametrów algorytmu, a przede wszystkim poprawne określenie zakresu przeszukiwań i liczby osobników. Dzięki temu można uzyskać najlepszy wynik w stosunkowo krótkim czasie.

Literatura

1. www.electronics-tutorials.ws/io/io_6.html