

**Katedra Wytrzymałości Materiałów
i Metod Komputerowych Mechaniki**
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska

Studencka Konferencja Naukowa
„METODY KOMPUTEROWE – 2012”

Gliwice, maj 2012 r.

Katedra Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki

Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18A
tel. 032 237 1204, fax 032 237 1282

Komitety Naukowy:

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński
Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Jerzy Mendakiewicz, Prof. Pol. Śląskiej
Dr hab. inż. Alicja Piasecka-Belkhat, Prof. Pol. Śląskiej

Komitety Organizacyjny:

Dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej
Dr inż. Radosław Górski
Dr inż. Adam Długosz
Dr inż. Grzegorz Działkiewicz
Dr inż. Jacek Ptaszny
Janusz Babilas
Łukasz Cyganik
Mateusz Michniak

Komitety Redakcyjny:

Dr inż. Radosław Górski
Dr inż. Mirosław Dziewoński
Mgr inż. Agnieszka Musiolik
Dr inż. Piotr Wysota

ISBN 978-83-930523-1-8

Artykuły opublikowano na podstawie oryginałów dostarczonych przez Autorów.

Druk i oprawę wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej.
Nakład 120 egz. Druk ukończono w maju 2012 r.

Wstęp

Zeszyt naukowy zawiera 22 artykuły prezentowane na szóstej Studenckiej Konferencji Naukowej „Metody Komputerowe – 2012”, odbywającej się 31 maja 2012 roku w Centrum Edukacyjno-Kongresowym Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Konferencję zorganizowali studenci i pracownicy Katedry Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki Politechniki Śląskiej. Artykuły, przygotowane pod opieką naukową pracowników Katedry, przedstawiają wyniki prac studentów działających w ramach Studenckiego Koła Naukowego „Metod Komputerowych” i studiujących w Katedrze. Publikacje dotyczą zastosowania metod komputerowych w różnych dziedzinach techniki, takich jak:

- wytrzymałość materiałów,
- termodynamika,
- mikromechanika,
- elektrostatyka,
- aerodynamika,
- informatyka.

Dziękuję studentom za przygotowanie artykułów i 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. Duża liczba zgłoszonych prac świadczy o znacznej aktywności naukowej studentów i potrzebie organizacji tego rodzaju konferencji. Życzę studentom owocnych dyskusji w czasie konferencji. Mam nadzieję, że udział w konferencji będzie inspiracją do dalszych badań naukowych i prezentacji wyników prac na konferencjach i w publikacjach naukowych.

Opiekun Naukowy Studenckiego Koła Naukowego
„Metod Komputerowych”

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

Gliwice, maj 2012 r.

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych”

Katedra Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki (KWMiMKM)

Zarząd Koła w roku akademickim 2011/2012:

Przewodniczący: Janusz Babilas, Mechanika i Budowa Maszyn, MB2, 2 stopień

Wice-przewodniczący: Łukasz Cyganik, Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 stopień

Sekretarz: Mateusz Michniak, Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 stopień

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

Opiekun ds. Organizacji: dr inż. Radosław Górski

Studenckie Koło Naukowe „Metod Komputerowych” zostało zarejestrowane w dniu 6.12.2001 r. Głównym celem Koła jest poszerzenie 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:

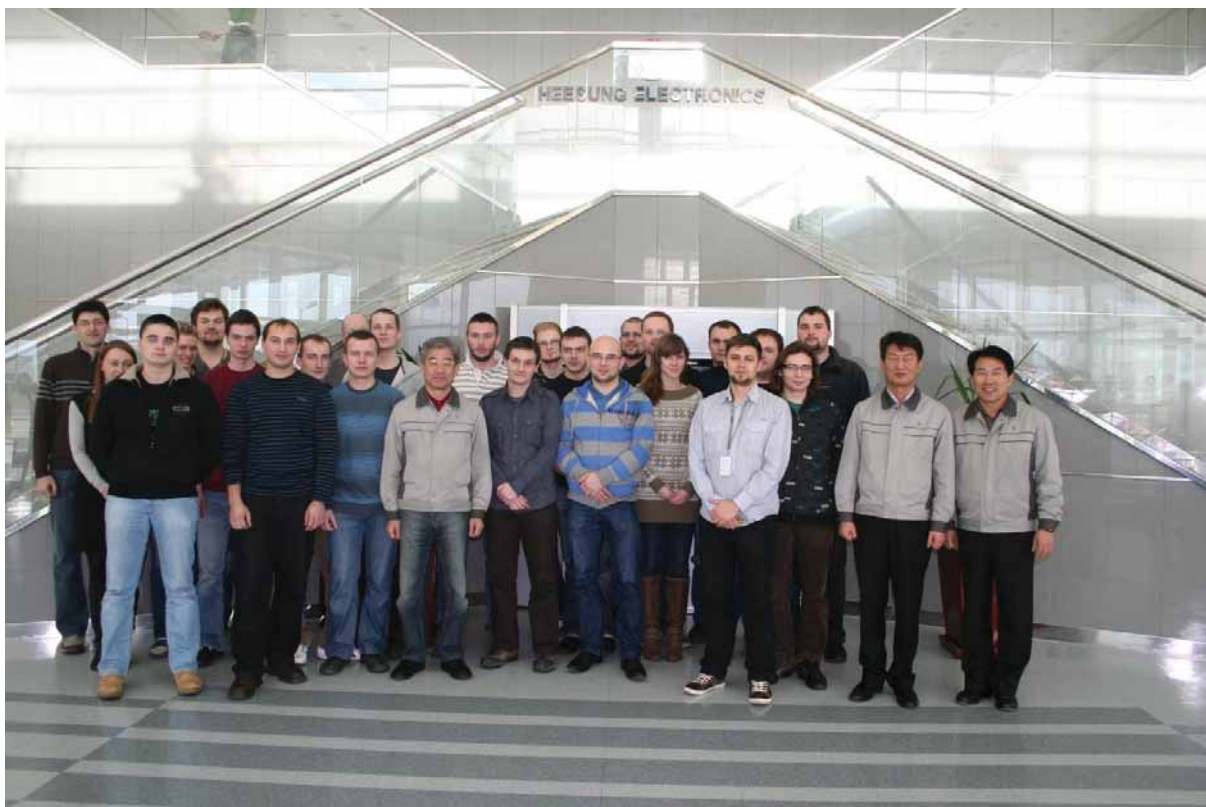
- udostępnianie członkom Koła sprzętu oraz programów komputerowych znajdujących się w laboratoriach KWMiMKM,
- samokształcenie i prowadzenie badań własnych przez członków Koła,
- prezentacje przez członków Koła prac własnych, prac przejściowych i prac dyplomowych na zebraniach naukowych Koła i konferencjach,
- opieka naukowa pracowników KWMiMKM nad pracami własnymi członków Koła,
- referaty pracowników naukowych KWMiMKM oraz zaproszonych gości na zebraniach naukowych Koła,
- organizowanie kursów obsługi programów wspomagających prace inżynierskie oraz kursów programowania,
- 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 - 2011” – Gliwice, 26.05.2011 r.
Wystąpienie Prodziekana Wydziału MT, prof. dra hab. inż. Jana Szajnara.



Uczestnicy Studenckiej Konferencji Naukowej
„Metody Komputerowe - 2011” – Gliwice, 26.05.2011 r.



Zwiedzanie fabryki Heesung Electronics Poland – Biskupice Podgórne k. Wrocławia, 13.01.2012 r.



Zebranie Koła Naukowego „Metody Komputerowe” – Gliwice, 25.04.2012 r.

Spis treści

Spis treści	
Biały Tomasz Analiza skuteczności odprowadzania ciepła przez element pasywny z wykorzystaniem pakietu MSC MARC/MENTAT	1
Brzeziński Marcin, Adamski Wojciech Projekt i analiza próbek do testów identyfikacji	5
Cyganik Łukasz Adaptacyjna metoda elementów skończonych w zastosowaniach wieloskalowych.....	9
Gęborek Jerzy Projekt uniwersalnych adapterów do maszyn wytrzymałościowych	13
Gogol Łukasz Analiza termiczna warunków pracy wału korbowego silnika spalinowego za pomocą metody elementów skończonych	17
Holewik Fryderyk Dobór struktury kompozytu oraz analiza wytrzymałościowa poszycia bolidu wyścigowego	21
Klimek Michał Analiza numeryczna wybranych układów typu MEMS	25
Kloc Przemysław Analiza wytrzymałościowa ustroju nośnego manipulatora przemysłowego za pomocą MES	29
Korcza Anna Wyznaczenie rozkładu temperatury w oparzonej tkance skórnej	33
Kowal Grzegorz Modelowanie i analiza kompozytów metodami komputerowymi	37
Krafczyk Damian Analiza aerodynamiczna pojazdu.....	41
Kubacki Krzysztof Analiza numeryczna przepływu ciepła w grzejniku podłogowym	45
Michniak Mateusz Analiza numeryczna pęknięć w powłokach ceramicznych typu bariery cieplne.....	49
Misiak Karol Wykorzystanie histogramu w przetwarzaniu obrazów	53
Mucha Waldemar Projekt i analiza wytrzymałościowa układu nośnego manipulatora	57

Ogierman Witold	
Optymalizacja wariantowa i analiza wytrzymałościowa ramy roweru poziomego trójkołowego.....	61
Piekelnik Mateusz	
Zmiana kontrastu oraz jaskrawości w monochromatycznych obrazach cyfrowych	65
Pikuła Janusz	
Przewodzenie ciepła przez przegrody płaskie, cylindryczne i sferyczne.....	69
Psota Rafał	
Modelowanie geometrii wybranych elementów mechatronicznych za pomocą B-krzywych sklepanych	73
Słomka Piotr	
Nowoczesne rozwiązania w konstrukcji ram rowerowych, projekt własny	77
Szłapa Krzysztof	
Analiza skuteczności izolacji termicznej ciepłociągu	81
Zadorożny Tomasz	
Analiza numeryczna felgi wykonanej z kompozytu polimerowego	85

ANALIZA SKUTECZNOŚCI ODPROWADZANIA CIEPŁA PRZEZ ELEMENT PASYWNY Z WYKORZYSTANIEM PAKIETU MSC MARC/MENTAT

inż. TOMASZ BIAŁY

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. W artykule wyjaśniono pojęcie radiatora i chłodzenia pasywnego oraz wymieniono jego zalety. W dalszej części omówiono materiały stosowane na radiatory. Na koniec zajęto się modelem przepływu ciepła w radiatorze, poddano analizie radiatory wykonane z dwóch różnych materiałów o różnej powierzchni, przedstawiono wyniki analizy i wysnuto na jej podstawie wnioski.

1. Wprowadzenie

Istnieje wiele dyscyplin inżynierskich, w których produktem przemiany energii jest ciepło. W związku z tym, że są one stale rozwijane, sterowanie tym ciepłem stało się nieodłącznym elementem projektowania urządzeń. Potrzeba odprowadzania ciepła stała się niezwykle ważna, zarówno niezawodność, jak i żywotność sprzętu elektronicznego zależy od temperatury.

2. Radiatory

Radiator jest to element lub zespół elementów, który odprowadza ciepło (energie termiczną) z elementu, z którym się styka do otoczenia. Tak więc jego rolą może być chłodzenie lub też ogrzewanie.

Radiator jest specjalnie skonstruowany, tak aby miał jak największą powierzchnię kontaktu z otaczającym go medium do którego oddaje ciepło, którym jest powietrze lub ciecz. Zwiększenie powierzchni grzewczej uzyskuje się poprzez zastosowanie układów żeber i prętów o różnych profilach tj. prostokątnych, trójkątnych, parabolicznych lub okrągłych. Żebra zazwyczaj występują w dużej liczbie bardzo cienkich kawałków metalu, co pozwala znacznie powiększyć powierzchnię całego radiatora przy użyciu małej ilości materiału. Na rysunku 1 pokazano przykładowe radiatory.



Rys. 1. Przykładowe radiatory

3. Chłodzenie pasywne

Wyróżniamy dwa rodzaje chłodzenia, do których wykorzystywane są radiatory: chłodzenie pasywne i chłodzenie aktywne. Chłodzenie pasywne to rodzaj chłodzenia, które w przeciwieństwie do aktywnego - nie wymaga dostarczenia energii z zewnątrz, a chłodzenie opiera się głównie na konwekcji swobodnej. Powierzchnia radiatora oddaje ciepło do otaczającego go płynu i na skutek różnicy gęstości następuje jego samoistny ruch. Ciepły płyn uchodzi do góry, a na jego miejsce wchodzi zimny, tak więc proces wymiany ciepła stale się powtarza. Chłodzenie pasywne znalazło zastosowanie w urządzeniach, gdzie niezbędna jest bezawaryjność i nie jest wymagany wysoki stopień odprowadzania ciepła. Do zalet tego chłodzenia należą: bezgłośna praca, niewymagana energia do chłodzenia, bezawaryjność, brak zużycia elementów i małe gabaryty.

4. Materiały stosowane na radiatory

Kluczową rolę przy wyborze materiału na radiator jest współczynnik przewodzenia ciepła, określający zdolność substancji do przewodzenia ciepła. Z przyczyn ekonomicznych nie zawsze stosuje się materiały o najwyższym przewodnictwie ciepła.

Najczęściej używanym materiałem jest aluminium, a konkretniej jego stopy. Aluminium ma wysoki współczynnik przewodzenia ciepła, jest lekki i stosunkowo łatwy w obróbkę. Drugim najczęściej stosowanym materiałem jest miedź, posiadająca około dwa razy większy współczynnik przewodzenia ciepła od aluminium, ale też jest około trzy razy od niego cięższa oraz około czterech do sześciu razy droższa. W przeciwieństwie do aluminium – mogą się pojawić trudności podczas wytłaczania.

5. Warunki geometryczne i fizyczne

Aby przedstawić rozkład temperatury w radiatorze, przyjęto prosty model radiatora o gabarytach 72 x 72 x 60 [mm]. Grubość żebra powinna być możliwie jak najmniejsza, pozwala to wtedy na zmieszczenie większej liczby żeber lub zwiększenie odstępów między nimi. Ze względu na technikę wykonania, przyjęto grubość żebra 2mm i odstęp między nimi – 8mm. Więcej żeber oznacza większą powierzchnię, jednak również ich ciasniejsze ułożenie, przez co wymagane jest większe ciśnienie, aby ogrzane powietrze mogło się wydostać ze szczelin. Powierzchnia elementu chłodzonego wynosi 4 cm².

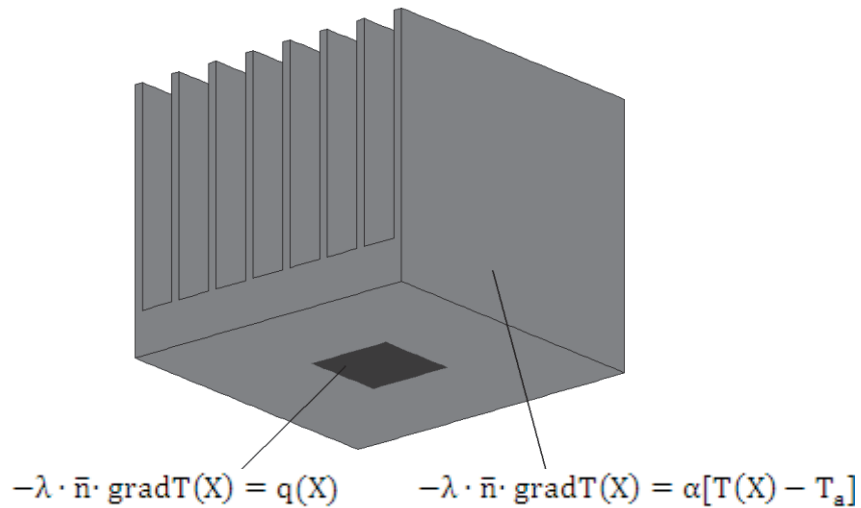
Jako materiał radiatora wybrano miedź o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 401$ W/(mK) i aluminium o współczynniku $\lambda = 166$ W/(mK).

6. Warunki brzegowe

W miejscu styku elementu chłodzonego z radiatorem nałożono warunek brzegowy drugiego rodzaju, który stosuje się, gdy znany jest strumień ciepła normalny (prostopadły) do brzegu. Na tym brzegu generowane jest ciepło, które odprowadza radiator na całej swojej powierzchni. Wartość strumienia wynosi 90W.

Na pozostałym brzegu obszaru nałożono warunek brzegowy trzeciego rodzaju, który jest zapisem warunku ciągłości strumienia ciepła na brzegu obszaru. Oznacza to, że na tym brzegu radiator będzie oddawał ciepło do otoczenia, którego temperatura wynosi 25°C, przyjęto współczynnik wymiany ciepła równy $\alpha = 4,93$ W/(m²K).

Na rysunku 2 przedstawiono radiator z zaznaczonymi warunkami brzegowymi. Rozkład temperatury w radiatorze opisany jest równaniem Laplace'a.

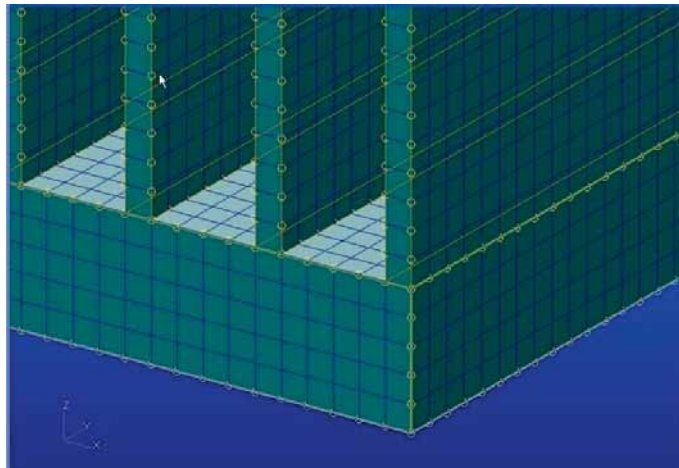


Rys. 2. Modelowany radiator z zaznaczonymi warunkami brzegowymi

7. Analiza za pomocą metody elementów skończonych

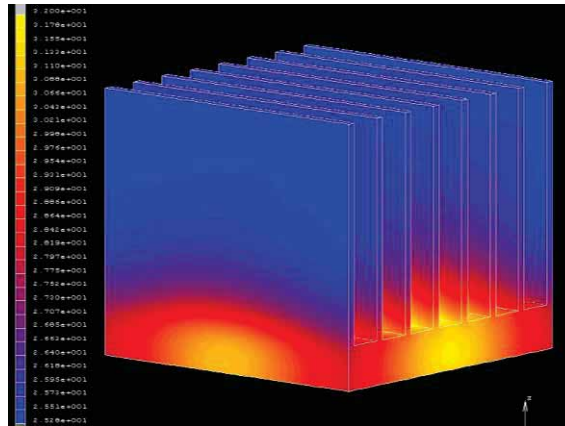
Najpopularniejszą metodą służącą do analizy konstrukcji jest metoda elementów skończonych (MES). Podstawową zaletą MES jest możliwość prowadzenia obliczeń dla skomplikowanych kształtów, dla których niemożliwe jest przeprowadzenie obliczeń w sposób analityczny. Oznacza to, że dany model można symulować na komputerze, bez konieczności budowania prototypu, co znacznie ułatwia proces projektowania.

W celu stworzenia modelu należało zamodelować geometrię radiatora w programie MSC Patran/Nastran oraz stworzyć na nim siatkę elementów skończonych (rysunek 3).



Rys. 3. Zrzut ekranu – siatka elementów skończonych

Następnym krokiem było zaimportowanie modelu wraz z siatką do programu MSC Marc/Mentat, gdzie zadano warunki brzegowe II i III rodzaju, nadano właściwości materiałowe oraz przeprowadzono analizę termiczną stanu ustalonego. Ostatnie dwa kroki powtórzono kilkakrotnie, aby zbadać efektywność chłodzenia dla radiatora aluminiowego, miedzianego oraz miedzianego o szerniałej powierzchni. Wynik analizy radiatora miedzianego przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Zrzut ekranu - rozkład temperatury w radiatorze miedzianym

Można obliczyć, że wprowadzenie radiatora spowodowało, że powierzchnia oddawania ciepła do otoczenia wzrosła do $720,48 \text{ cm}^2$.

Przy zastosowaniu radiatora miedzianego temperatura elementu grzewczego osiąga wartość $86,61^\circ\text{C}$. W przypadku szerniałej powierzchni radiatora ($\epsilon=0,88$) temperatura elementu chłodzonego wynosi $84,56^\circ\text{C}$, to o około 2°C mniej, niż w przypadku standardowej komercyjnej miedzi ($\epsilon=0,07$). Wpływ radiacji na chłodzenie jest mały (2,4% różnicy temperatury) i może być pomijalny. Dla radiatora aluminiowego temperatura elementu grzewczego wyniosła 155°C , oznacza to, że w porównaniu z radiatorem miedzianym, temperatura jest około 79% większa.

8. Wnioski

Zastosowanie miedzianego radiatora zapewnia największą skuteczność chłodzenia. Z przyczyn ekonomicznych, miedź nie zawsze musi być stosowana na materiał radiatora. Kiedy potrzeba efektywnego chłodzenia nie jest wysoce istotna, można zastosować tańszy radiator aluminiowy, gdyż pozwala on również na znaczne obniżenie temperatury rozgrzanych elementów.

Analizując wyniki obliczeń widać, że ciepło rozchodzi się sferycznie od miejsca chłodzonego elementu, dlatego chłodzony element montuje się na środku radiatora. Aby zmniejszyć gabaryty i użycie materiału, należałoby zaprojektować radiator o okrągłej podstawie i zastosować krótsze żebrza na obrzeżach radiatora. Jednak koszt produkcji skomplikowanych kształtów radiatora nie zawsze kompensuje zaoszczędzony wydatek wynikający z mniejszego użycia materiału, więc czasem jest lepiej pozostać przy prostych geometriach.

Analiza przepływu ciepła w radiatorze metodą elementów skończonych pozwala na ocenę skuteczności chłodzenia za pomocą radiatora. Komputerowa symulacja wspomaga również dobór materiału, gabarytów radiatora oraz pozwala oszacować temperaturę elementu poddanego chłodzeniu zastosowanym radiatorem.

Literatura

1. Lee H.S., Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, John Wiley and Sons (2010).
2. Kraus A. D., Aziz A., Welty J. R., Extended surface heat transfer, John Wiley & Sons (2001).
3. http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_sink.

PROJEKT I ANALIZA PRÓBEK DO TESTÓW IDENTYFIKACJI

inż. MARCIN BRZEZIŃSKI

inż. WOJCIECH ADAMSKI

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Wacław Kuś

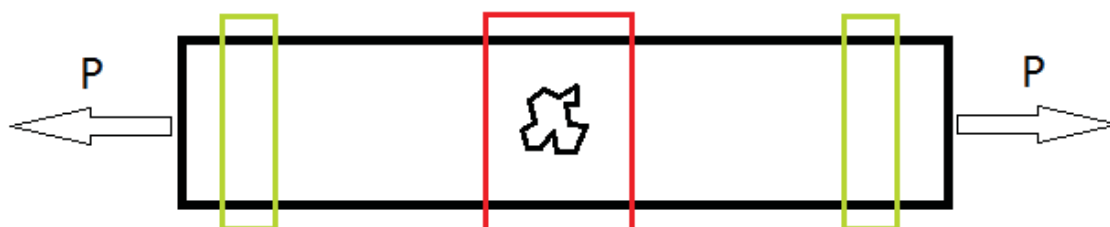


Streszczenie. Test identyfikacji przedstawiony w tym artykule związany jest z analizą pól odkształceń występujących w próbkach osłabionych otworem. Otwór ten imituje defekt jaki może pojawić się podczas eksploatacji różnego rodzaju konstrukcji inżynierskich. Na podstawie znajomości kształtu i wielkości otworów przeprowadzono analizę ich wpływu na odkształcenia występujące w próbce. Analizę numeryczną przeprowadzono z użyciem Metody Elementów Skończonych oprogramowaniem MSC.Patran/Nastran [3].

1. Wprowadzenie

W wielu zagadnieniach inżynierskich bardzo ważna jest znajomość stanu naprężeń i odkształceń podczas pracy konstrukcji. Na podstawie tych wielkości można określić stan wyczerpania, a co za tym idzie bezpieczeństwo użytkowania konstrukcji. Często istotna jest znajomość wartości naprężeń i odkształceń, a niemożliwy jest bezpośredni pomiar tych wielkości (na przykład dla elementów znajdujących się w obszarach o dużym promieniowaniu, pracujące w wysokich temperaturach lub innych niebezpiecznych i niedostępnych miejscach). Celem pracy jest weryfikacja, czy pomiar w dużej odległości od defektów elementów pozwoli na jego zidentyfikowanie.

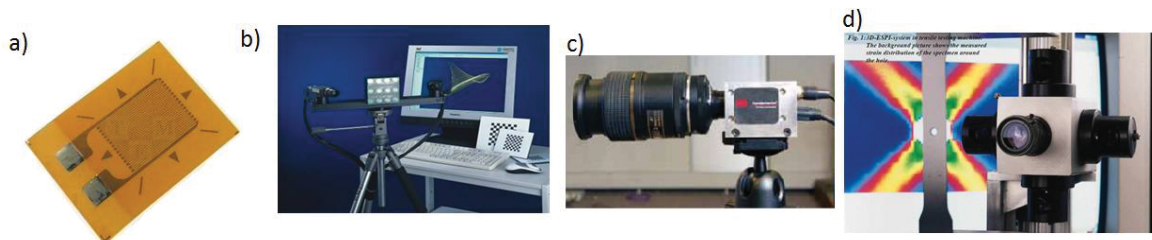
Zaprojektowane próbki mają postać prostokątów i są wykonane z aluminium. W każdej próbce w centralnej części znajduje się otwór imitujący defekt. Próbki obciążane są statycznie siłą normalną P jak na rysunku 1. Próbka jest podzielona na dwie podstawowe strefy: pomiaru oraz defektów. Strefa pomiaru to rejon, w którym będą mierzone odkształcenia (prostokąty w pobliżu sił). Otrzymane pole odkształceń w tej strefie wykorzystywane jest do identyfikacji wad. Wady te znajdują się w strefie środkowej próbki (obszar „niedostępny” dla pomiaru bezpośredniego). Zakładamy, że nie posiadamy informacji o wielkości i lokalizacji tych wad i zostaną one zidentyfikowane. W pracy badano wpływ defektów na odkształcenia, nie zajmowano się rozwiązaniem problemu identyfikacji.



Rys. 1. Model próbki z obszarem pomiarów (zielona ramka) oraz obszarem „niedostępny” wraz z defektem (czerwona ramka)

2. Metody pomiaru odkształceń

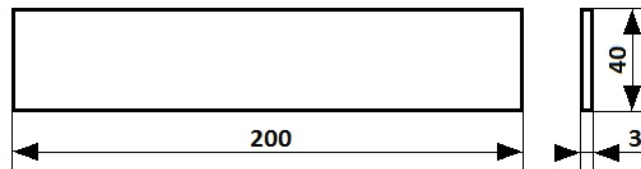
Najczęściej stosowaną metodą pomiaru odkształceń jest zastosowanie tensometrów. Wykorzystują one zjawisko zmiany rezystancji na skutek zmiany długości drutu w ich wnętrzu [4]. Wymagają jednak odpowiedniego i zazwyczaj długiego przygotowania pomiaru. O wiele nowocześniejszymi technikami pomiaru odkształceń są metody optyczne. Wśród nich można wyszczególnić: cyfrową korelację obrazu (Digital Image Correlation), wideoekstensometrię [1] oraz elektroniczną interferometrię plamkową (ESPI) [5]. Głównymi ich zaletami są bezkontaktowy pomiar za pośrednictwem specjalnych kamer, łatwość obsługi i przenoszenia sprzętu (kamera + oświetlenie + komputer z oprogramowaniem), szybkość przygotowania i przeprowadzenia pomiarów. Rysunek 2 przedstawia kolejno sprzęt wykorzystywany w każdej z wymienionych metod.



Rys. 2. Sprzęt do pomiaru odkształceń: a) tensometr, b) kamery i oświetlenie DIC, c) szybka kamera CCD w wideoekstensometrii, d) kamera do ESPI

3. Projekt próbek pomiarowych

Geometria płytek została zaprojektowana jak na rysunku 3:



Rys. 3. Geometria płytki pomiarowej

Każda z płytek posiada w centralnej części otwór symulujący defekt. Geometrią defektów jest okrąg. Promienie okręgów to 2, 4, 8 i 16 mm.

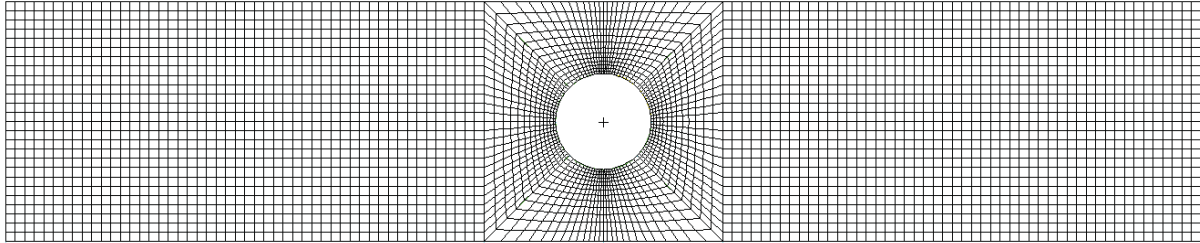
Na rysunku 4 przedstawione jest rozmieszczenie sześciu punktów pomiarowych, z których będą odczytywane wartości odkształcenia ϵ podczas analizy numerycznej.



Rys. 4. Punkty pomiarowe wartości odkształcenia ϵ .

4. Założenie analizy oraz model numeryczny

Analizy przeprowadzono w MSC.Patran/Nastran przy własnościach materiałowych aluminium (moduł Younga = 70000 MPa, współczynnik Poissona = 0.33) [2] oraz sile rozciągającej $P = 1$ kN. Model numeryczny próbki przedstawia rysunek 5.



Rys. 5. Model numeryczny przykładowej płytki wraz z siatką elementów skończonych

Otrzymane wyniki zostaną porównane względem płytki bez otworu (defektu), w której odkształcenie jest stałe w każdym punkcie i wyliczone na podstawie zależności 1 oraz 2:

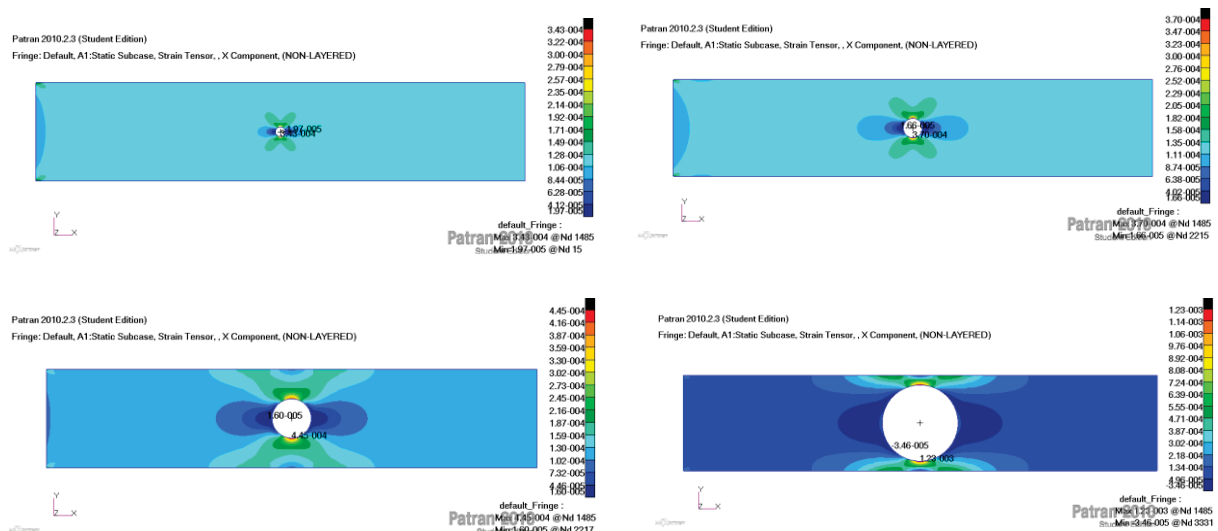
$$\varepsilon = \frac{8,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{0,7 \cdot 10^{11} \text{ Pa}} = 11,9048 \cdot 10^{-5} = 0,000119048 \quad (1)$$

gdzie:

$$\sigma = \frac{1000 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 8,3 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \text{MPa} \right] \quad (2)$$

5. Wyniki analiz numerycznych

Wyniki analiz przedstawiono w postaci map kolorów (rysunek 6) i tabeli 1 z wartościami odkształcenia ε_{sr} na poszczególnych płytkach. W tabeli 1 pokazane są również procentowe różnice pomiędzy odkształceniem próbki bez otworu oraz osłabionej otworem.



Rys. 6. Mapy kolorów naprężeń w badanych modelach kolejno dla próbki z otworem o promieniu 2, 4, 8 i 16 mm.

Tabela 1. Wartości odkształceń ε_{sr} z punktów pomiarowych 1:6

promień otworu [mm]	brak otworu	r = 2	r = 4	r = 8	r = 16
odkształcenie	ε_{sr}	ε_{sr}	ε_{sr}	ε_{sr}	ε_{sr}
1	0.000119048	0.000119045 -0.00252%	0.0001190285 -0.01638%	0.0001189545 -0.07854%	0.0001185915 -0.383453%
2	0.000119048	0.0001190515 0.00294%	0.000119056 0.00672%	0.0001190755 0.0231%	0.0001191615 0.09534%
3	0.000119048	0.000119055 0.00588%	0.000119071 0.01932%	0.0001191385 0.07602%	0.000119348 0.252%
4	0.000119048	0.000119053 0.0042%	0.0001190695 0.01806%	0.000119137 0.07476%	0.0001193465 0.25074%
5	0.000119048	0.000119047 -0.00084%	0.000119052 0.00336%	0.000119071 0.01932%	0.0001191575 0.09198%
6	0.000119048	0.0001190385 -0.00798%	0.0001190215 -0.02226%	0.0001189475 -0.08442%	0.0001185845 -0.389339%

6. Wnioski

- Zmiany odkształceń są bardzo niewielkie, a różnica w porównaniu z próbką nieosłabioną to maksymalnie 0.39%. Tak mała zmiana odkształceń bardzo utrudni proces identyfikacji.
- W celu przeprowadzenia procesu identyfikacji należałoby zmienić schemat obciążenia badanej płytki aby wywołać większe różnice odkształceń w strefach pomiarowych (np. wprowadzając dodatkowe obciążenie powodujące zginanie płytki)
- Wartość bezwzględna różnicy odkształcenia próbki z otworem i próbki bez otworu w każdym przypadku rośnie wraz z rozmiarem otworu w próbce.
- Wartości odkształcenia otrzymane z miejsc numer 1 i 6 (miejsca na skrajach próbek) maleją wraz z powiększeniem się wymiarów otworu. Odczyty z pozostałych miejsc rosną wraz ze wzrostem wymiaru otworu.
- Wartości odkształceń są prawie symetryczne względem osi otworu, a więc odczyt z miejsca 1 pokrywa się prawie z wartością z miejsca 6, 2 z 5, oraz 3 z 4.

Literatura

1. Jachym R., Kwieciński K., Zastosowanie techniki cyfrowej analizy obrazu do pomiaru odkształceń powierzchni obiektów konstrukcyjnych. Biuletyn Instytutu Spawalnictwa w Gliwicach, Gliwice (2011).
2. Niezgodziński M., Niezgodziński T., Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. PWN, Warszawa (1984).
3. Rakowski G., Kacprzyk Z., Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2005).
4. Roliński Z., Tensometria oporowa: Podstawy teoretyczne i przykłady zastosowań. WNT, Warszawa (1981).
5. Sałbut L., Ekstensometria optyczna z wykorzystaniem interferometrii siatkowej ze sprzężonymi rzędami dyfrakcyjnymi. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa (2006).

ADAPTACYJNA METODA ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH W ZASTOSOWANIACH WIELOSKALOWYCH

inż. LUKASZ CYGANIK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Waław Kuś



Streszczenie. W pracy przedstawiono zastosowanie technik adaptacyjnych MES do obliczeń wielkoskalowych. Celem było zbadanie wpływu adaptacji siatki na dokładność uzyskiwanego rozwiązania przy wyznaczaniu parametrów materiałowych dla modelu RVE metodą homogenizacji numerycznej. Obliczenia były wykonywane w systemie MSC.Marc/Mentat 2010.

1. Wprowadzenie

Obliczenia wielkoskalowe umożliwiają uwzględnienie w symulacji numerycznej zjawisk zachodzących w różnych skalach, jak na przykład mikropęknięcia, nieciągłości oraz wtrącenia materiałowe występujące w skali mikro. Pozwala to na znaczne zwiększenie dokładności symulacji numerycznej. Symulację prowadzi się dla dwóch lub więcej skal (np. dla skali makro, mezo i mikro) tworząc osobne modele numeryczne dla każdej ze skal. Obliczenia można przeprowadzać stopniowo rozwiązując zadania dla jednej skali (np. mikro) i wynik traktując jako dane wejściowe do rozwiązania dla innej skali (tzw. metody hierarchiczne). W metodach hybrydowych obliczenia natomiast prowadzi się równocześnie dla wielu skal, a dane wymieniają się pomiędzy modelami w obie strony. W niniejszej pracy posłużono się metodą hierarchiczną – metodą homogenizacji numerycznej. Badano wpływ adaptacji siatki przy wyznaczaniu parametrów materiałowych kompozytu zbudowanego z żywicy epoksydowej oraz włókien węglowych. Adaptacja siatki ma istotne znaczenie dla oszacowania i zmniejszenia błędów rozwiązania w danej skali, której wynik stanowi dane wejściowe do obliczeń w innej skali. Duże błędy rozwiązania przekazywane wraz z wynikiem pomiędzy skalami mogłyby ulec skumulowaniu, a przez to symulacja byłaby mniej dokładna.

W metodzie homogenizacji parametry materiałowe wyznacza się w oparciu o model RVE (Representative Volume Element), stanowiący model dla konkretnej skali (w tym przypadku dla skali mezo). Do modelu przykładają się warunki brzegowe w postaci odkształcenia początkowych o wartości $\varepsilon=1$ dla jednego z kierunków. Następnie przeprowadzając osobne symulacje numeryczne dla poszczególnych kierunków wyznacza się naprężenia średnie [1,2]:

$$\sigma_{sr} = \frac{1}{\Omega_{RVE}} \int_{\Omega_{RVE}} \sigma d\Omega_{RVE} , \quad (1)$$

gdzie:

σ_{sr} – średnie naprężenie,

σ – wartość naprężenia w obszarze elementarnym,

Ω_{RVE} - pole powierzchni RVE.

Wyznaczone naprężenia średnie wstawia się do zależności naprężenia – odkształcenia i wyznacza się poszczególne elementy zastępczej macierzy sztywności **C** [1,2]:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} = \sigma_{\dot{s}r11} \\ \sigma_{22} = \sigma_{\dot{s}r22} \\ \sigma_{33} = \sigma_{\dot{s}r33} \\ \sigma_{12} = \sigma_{\dot{s}r12} \\ \sigma_{13} = \sigma_{\dot{s}r13} \\ \sigma_{23} = \sigma_{\dot{s}r23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & 0 & 0 & 0 \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} = 1 \\ \varepsilon_{22} = 0 \\ \varepsilon_{33} = 0 \\ \varepsilon_{12} = 0 \\ \varepsilon_{13} = 0 \\ \varepsilon_{23} = 0 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

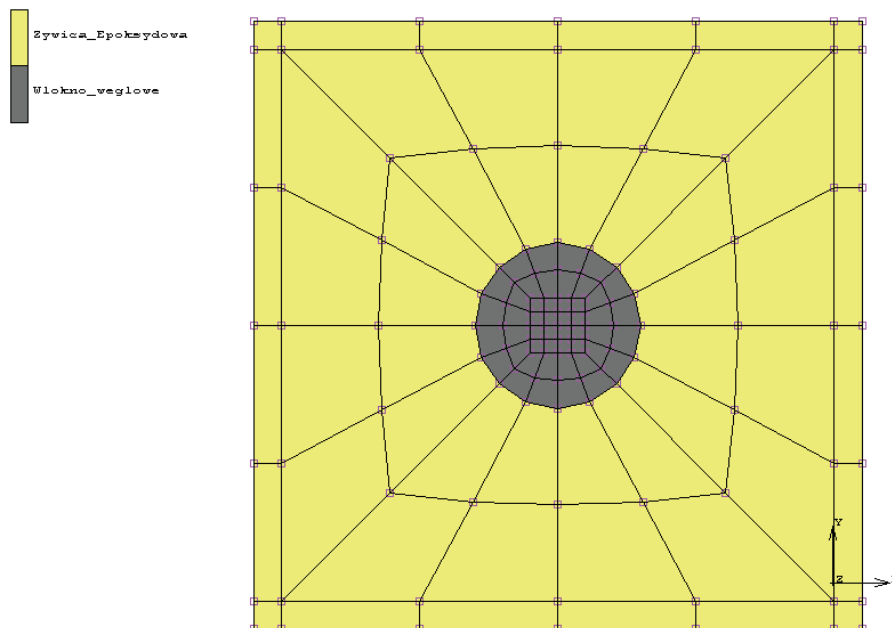
Z równania (3) wyznacza się elementy C_{11} , C_{21} , C_{31} i jest to przypadek dla analizy przeprowadzanej z zadaniem odkształceniem wzdłuż osi 11. Wykonując sześć podobnych analiz wyznacza się wszystkie elementy macierzy \mathbf{C} .

2. Model numeryczny

Do obliczeń wykorzystano model dwuwymiarowy RVE w postaci kwadratowej tarczy z rdzeniem (Rys. 1) o wymiarach i parametrach materiałowych przedstawionych poniżej:

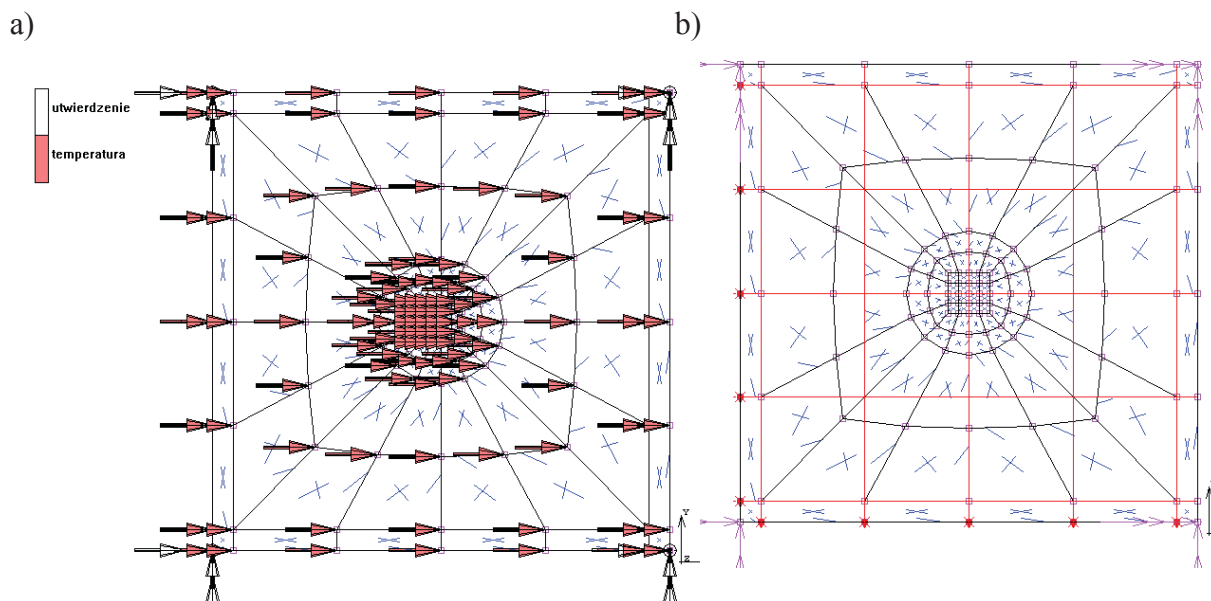
- Rdzeń – włókno węglowe ($E = 238 \text{ GPa}$, $\nu = 0.23$), średnica $d = 0.6 \text{ mm}$,
- Tarcza – żywica epoksydowa ($E = 4 \text{ GPa}$, $\nu = 0.36$), wymiary $2 \times 2 \text{ mm}$.

W modelu RVE materiały rdzenia i tarczy zdefiniowano jako materiały anizotropowe.



Rys. 1. Model RVE

Tarcza wraz z rdzeniem, została utwierdzona w narożach, zdefiniowano okresowe warunki brzegowe, poprzez zastosowanie wiązań międzywęzłowych *MPC* (*Multi-Point Constraints*) pomiędzy węzłami leżącymi na brzegach tarczy. Do definicji *MPC* użyto połączeń sztywnych dla wszystkich stopni swobody RBE2. Do wszystkich węzłów tarczy przyłożono również temperaturę T , którą zadawano odkształcenie wstępne (Rys. 2). Pomiędzy rdzeniem, a osnową założono kontakt z możliwością dekohezji.

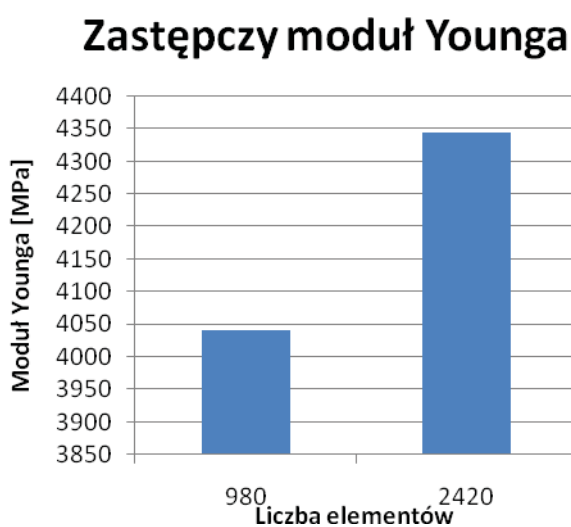


Rys. 2. Warunki brzegowe: a) temperatura symulująca odkształcenie wstępne oraz utwierdzenia, b) wiązania MPC

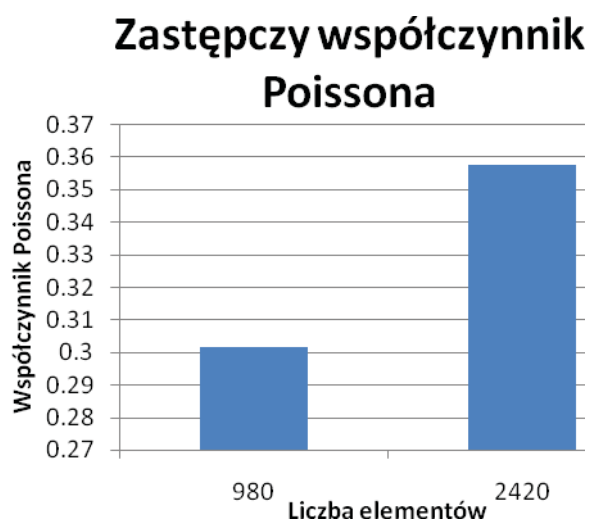
Do adaptacji siatki użyto kryterium Zienkiewicza i Zhu dla naprężeń. Adaptację prowadzono dla 2 poziomów adaptacyjnych z zastosowaniem techniki wzbogacania. Adaptacji siatki poddano elementy leżące na granicy rdzenia i osnowy. Obliczenia prowadzono dla płaskiego stanu odkształcenia.

3. Wyniki

W pierwszej symulacji zbadano wpływ adaptacji siatki na uzyskiwane wartości elementów macierzy tensora sztywności C . Obliczenia wykonano dla poszczególnych kroków adaptacyjnych dla odkształcenia wstępnego $\varepsilon = 0.026$. Poniżej przedstawiono wartości zastępczego modułu Younga oraz współczynnika Poissona (Rys. 3 i Rys. 4) obliczone na podstawie uzyskanych macierzy C dla dwóch skrajnych gęstości siatki:



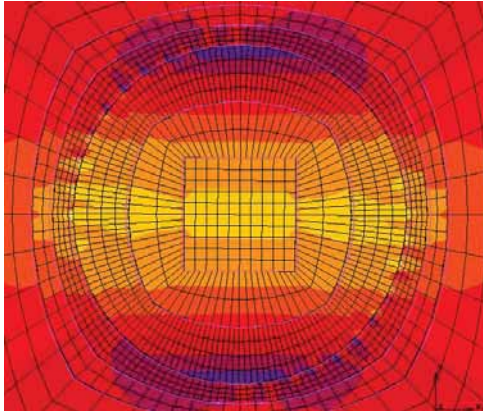
Rys. 3. Zastępczy moduł Younga



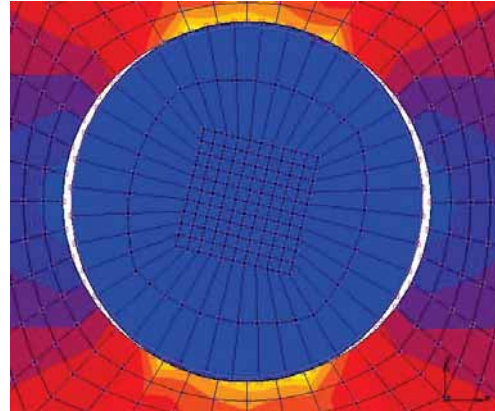
Rys. 4. Zastępczy współczynnik Poissona

$$\begin{aligned}
 & \text{980 elementów:} & \text{2420 elementów:} \\
 \mathbf{C}^{(1)} = & \begin{bmatrix} 5466.53 & 2358.56 & 14.312 \\ 2361.23 & 5459.23 & 13.25 \\ 17.001 & -1.023 & 661.195 \end{bmatrix}, & \mathbf{C}^{(2)} = \begin{bmatrix} 7227.59 & 4028.15 & 0.020 \\ 4028.51 & 7226.89 & 0.129 \\ 2.8526 & -2.983 & 699.28 \end{bmatrix} \text{ [MPa]}
 \end{aligned}$$

Bardzo ważnym efektem przeprowadzonych obliczeń jest fakt, że przy tym odkształceniu $\varepsilon = 0.026$, dekohezja w materiale już występuje dla siatki o mniejszej gęstości, natomiast w siatce o 2420 elementach dekohezja jeszcze nie występuje. Wynika to z ilości węzłów w strefie kontaktu i dowodzi dużej roli adaptacji siatki na dokładność symulacji (Rys. 5, Rys.6):

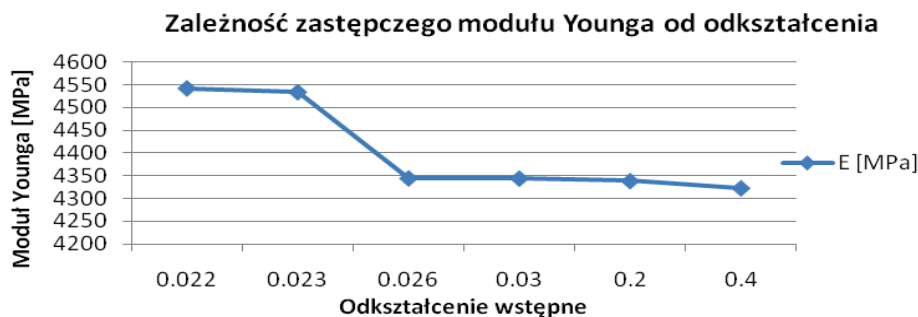


Rys. 5. Rdzeń 2420 elementów



Rys. 6. Dekohezja materiału. 980 elementów

W drugiej symulacji wyznaczono również zależność zastępczego modułu Younga od zadawanego odkształcenia wstępnego (Rys. 7). Widoczny jest wyraźnie spadek wartości moduły Younga wynikły na skutek pojawienia się dekohezji.



Rys. 7. Wyraźny spadek moduły Younga spowodowany dekohezją materiału

4. Wnioski

Z przeprowadzonych symulacji wynika, że adaptacja siatki ma bardzo duży wpływ na dokładność uzyskiwanych rozwiązań. Dotyczy to zarówno uzyskiwanych wyników jak i przebiegu symulacji.

Literatura

1. Burczyński T., Kuś W., Brodacka A., Multiscale Modeling of Osseous Tissues, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 48, s. 855-870 (2010).
2. Cyganik Ł., Adaptacyjna MES w zastosowaniach wielkoskalowych – praca przejściowa, KWMiMKM, Politechnika Śląska, Gliwice (2012).
3. Zienkiewicz O.C., The Finite Elements Method: Its Basis and Fundamentals, Six Edition, Oxford: Butterworth-Heinemann (2005).

PROJEKT UNIWERSALNYCH ADAPTERÓW DO MASZYN WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH

inż. JERZY GĘBOREK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Kokot



Streszczenie. W artykule przedstawiono zakres prac wykonanych w ramach projektu ze szczególnym uwzględnieniem procesu projektowania, modelowania oraz opracowania dokumentacji technicznej.

1. Wprowadzenie

W drugiej połowie maja 2010 roku w powodzi Wydział Mechaniczny Technologiczny poniósł znaczne straty. Większość maszyn, które znajdowały się w zalanych pomieszczeniach Katedry Wytrzymałości Materiałów i Metod Komputerowych Mechaniki (KWMiMKM) zostały poważnie uszkodzone, m. in. maszyna wytrzymałościowa Heckert FPZ 100/1[®]. Większość specjalistycznego oprzyrządowania w postaci szczęk oraz uchwytów do badań materiałów takich jak włókna, taśmy, tekstylia jednak nie zostało zniszczone i zachowało swoje cechy użytkowe.

Jako, iż KWMiMKM posiada nowsze maszyny wytrzymałościowe, pojawiła się propozycja adaptacji wspomnianego oporządzenia do maszyn nowszego typu.

Inspiracją do napisania pracy jest realny problem natury technicznej, którego rozwiązanie wymagało wykorzystania dotychczas zdobytej wiedzy teoretycznej oraz szeregu umiejętności praktycznych w zakresie projektowania i konstruowania.

2. Konserwacja i skompletowanie oprzyrządowania

W wyniku działania wody na większości części zgromadził się osad z zanieczyszczeń oraz pojawiły się trudne do usunięcia ogniska rdzy. Na nielicznych elementach powstały znaczne zmiany korozyjne. Przy zastosowaniu specjalistycznych środków czyszczących oraz środków konserwujących z powodzeniem przywrócono pierwotny wygląd całości oprzyrządowania (rys. 1).



Rys. 1. Komplet oprzyrządowania maszyny wytrzymałościowej Heckert FPZ 100/1[®]

W oparciu o oryginalną niemieckojęzyczną dokumentację techniczną, pogrupowano oprzyrządowanie oraz dokonano wyboru konkretnych uchwytów, które zostały poddane modernizacji. W wyniku powyższych działań wydzielono 12 kompletnych zestawów uchwytów.

3. Proces projektowania

Uchwyty maszyny Heckert funkcjonują w 3 przedziałach obciążeń (40, 400 oraz 10kN), dla każdego przedziału zastosowano inny system mocowania. W każdym z nich mocowanie szczęki dolnej i górnej znacznie się różni. W celu zapewnienia pełnej kompatybilności wymagane było zaprojektowanie elementów pośrednich oraz modernizacja już istniejących. Sposoby mocowania uchwytów w maszynach wytrzymałościowych (rys.2) znajdujących się w laboratorium Katedry zostały zrealizowane w następujący sposób:

- maszyna Zwick Z050 - trzpień o średnicy \varnothing 31,5mm blokowany kołkiem \varnothing 13mm;
- maszyna MTS Insight - tuleja o średnicy wewnętrznej \varnothing 36mm, blokowana kołkiem \varnothing 18mm;
- maszyna Intron Electropuls E10000- połączenie kołnierzowe skręcane 6 śrubami M8



Rys. 2. Sposoby zamocowania uchwytów w maszynach: Zwick, MTS, Intron

Aby adaptory w pełni spełniały swoją funkcję, powinny zostać spełnione określone założenia projektowe:

- uzyskanie maksymalnej sztywności,
- dobranie właściwych cechy geometryczny,
- dobranie odpowiedniego materiału,
- zachowanie osiowości badanej próbki,
- minimalizacja ilości części oraz liczby połączeń,
- uzyskanie jak największej uniwersalności.

Proces projektowania został przeprowadzony w oparciu o wiedzę zdobytą oraz w drodze wcześniejszego rozpoznania problematyki aspektów technicznych realizowanych w sposób praktyczny poprzez oględziny oraz wykonanie pomiarów istotnych elementów maszyn wytrzymałościowych, a ponadto wiedzę i umiejętności własne. Proces projektowania obejmował stworzenie modeli 3D w środowisku Autodesk Inventor®.

Koncepcja systemu adapterów powstała w oparciu o już istniejące elementy maszyny z jednoczesnym wykorzystaniem zmodyfikowanych części maszyny Heckert FPZ100/1. Na drodze procesu optymalizacji wariantowej zminimalizowano ilość części i zapewniono ich optymalne dopasowanie. Ponadto uzyskano wymiennność dedykowanych uchwytów maszyny Zwick Z050[®] pomiędzy maszynami MTS Insight[®] i INSTRON Elecktropuls E10000[®].



Rys. 3. Poglądowy zestawu adapterów

4. Dobór materiału

Badane próbki będą obciążane bardzo małymi siłami rzędu 400 N z tej przyczyny materiał nie musi cechować się znaczną wytrzymałością. Ważniejszymi kryteriami są: odporność na korozję, dobra skrawalność oraz dostępność półfabrykatów w postaci prętów ciągnionych bądź walcowanych o średnicach 35mm, 50mm i 90mm. Wspomniane kryteria mają największy wpływ na koszt wytworzenia adapterów i ich funkcjonalność.

Materiałem, który spełniał wszystkie założenia była stal nierdzewna o oznaczeniu zgodnym z polską normą PN- 0H18N9.

5. Opracowanie dokumentacji technicznej

Dokumentacja technicznej w postaci rysunków wykonawczych została sporządzona w środowisku Autodesk Inventor[®] na podstawie wcześniej wygenerowanych modeli 3D. Specyfika wykonywanych elementów pozwala na zastosowanie dużych wartości tolerancji wymiarów. Po konsultacji z podwykonawcą pojawiły się ograniczenia ze strony parku maszynowego, które narzucały możliwe do uzyskania wartości chropowatości. W wyniku wspomnianych okoliczności rysunki wykonawcze zostały uproszczone. Uproszczenia nie mają wpływu na funkcjonalność adapterów, a nawet przyczyniają się do obniżenia kosztów wytworzenia konkretnych elementów.

6. Opracowanie kart katalogowych

Do każdego kompletu uchwytów zostały dołączone karty katalogowe zawierające podstawowe informacje takie jak: numer ewidencyjny, wartość maksymalnego obciążenia, rodzaj materiału, wymiar próbki oraz sposób prawidłowego umieszczenia badanej próbki w uchwycie. Ponadto na kartach umieszczono schematy kombinacji adapterów ułatwiających prawidłowe zamocowanie uchwytu w konkretnej maszynie. Karty katalogowe spełniają funkcję instrukcji obsługi.

7. Wykonane adaptory



Rys. 4. Komplet adapterów: a) dla maszyny Zwick Z050, b) dla maszyny Intron Electropuls E10000, c) samozaciskowe szczęki zamocowane na maszynie Zwick Z050

8. Podsumowanie

Modernizacja oprzyrządowania maszyny wytrzymałościowej Heckert FPZ 100/1[®] przebiegła pomyślnie. Dzięki wypełnieniu przemysłanych założeń projektowych zminimalizowano koszty i zapewniono kompatybilność pomiędzy poszczególnymi elementami.

Dodatkowym atutem jest możliwość zastosowania oryginalnych uchwytów z maszyny MTS Insight[®] w maszynach Zwick Z050[®] i INSTRON Electropuls E10000[®] przy zastosowaniu odpowiednich adapterów, co znacznie zmniejsza koszty zakupu oprzyrządowania.

Literatura

1. Dokumentacja techniczna „VEB Fritz-Heckert - Heckert FPZ 100/1”.
2. PN-71/H-86020 "Stal odporna na korozję (nierdzewna i kwasoodporna) – Gatunki".
3. Kurmaz L. W., Kurmaz O. L., Podstawy konstruowania węzłów i części maszyn, Politechnika Świętokrzyska (2011).

ANALIZA TERMICZNA WARUNKÓW PRACY WAŁU KORBOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO ZA POMOCĄ METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

inż. LUKASZ GOGOL

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę termiczną wału korbowego rzędowego silnika spalinowego przeprowadzoną za pomocą metody elementów skończonych dla stanu ustalonego i nieustalonego. Model geometryczny przygotowany został w programie Autodesk Inventor, natomiast poszczególne etapy analizy MES zostały wykonane w programach MSC Marc/Mentat i MSC Patran/Nastran. Na podstawie otrzymanych wyników sformułowano wnioski dotyczące termicznych warunków pracy wału korbowego.

1. Wprowadzenie

Analiza termiczna wału korbowego pozwala przekazać istotną wiedzę dotyczącą warunków pracy i zagadnień, z jakimi spotykają się konstruktorzy podczas etapu projektowo-konstrukcyjnego. Pozwala ona na dobór optymalnego tworzywa, co wydatnie zwiększa żywotność całego układu korbowego silnika spalinowego. Wały korbowe wytwarzane są metodą kształtowania kuciem lub rzadziej spotykaną metodą odlewniczą. Materiał, z którego są one wykonywane musi spełniać szereg kryteriów, z których najważniejszymi są:

- duża wytrzymałość na zmęczenie,
- duża odporność na ścieranie powierzchniowe,
- wysoka sztywność i twardość,
- umiejętność tłumienia drgań skrętnych.

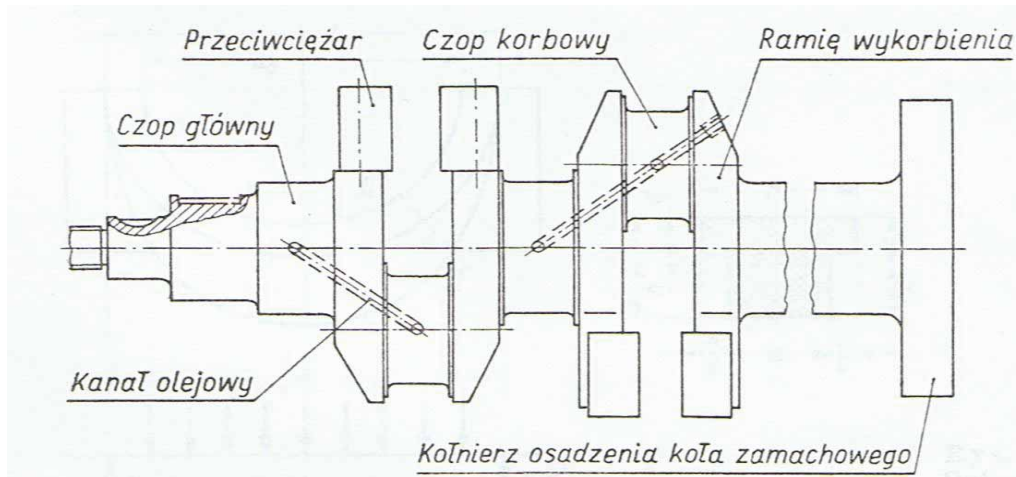
Ze względu na powyższe wymagania, najczęściej stosowanym materiałem, z którego wytwarzane są wały korbowego to stale stopowe bądź stali węglowe. W przypadku analizy termicznej istotnymi parametrami materiału są: współczynnik przewodzenia ciepła – λ [W/(mK)], gęstość materiału – ρ [kg/m³] i wartość ciepła właściwego – c [J/(kgK)].

Tabela 1. Zestawienia parametrów stali stopowej potrzebnych do przeprowadzenia analizy

Parametry materiałowe	Stal stopowa
Współczynnik przewodzenia ciepła [W/mK].	50
Gęstość [kg/m ³]	7900
Ciepło właściwe [J/kgK]	460

2. Budowa wału korbowego

Budowę wału korbowego bardzo dobrze ilustruje rysunek 1, na którym zostały wyróżnione podstawowe elementy takie jak: czop główny i korbowy, ramię wykorbienia, przeciwcieżar, kanały olejowe, a także przednie zakończenie wału (mocowanie koła pasowego wału korbowego) jak i tylne (mocowanie koła zamachowego).



Rys. 1. Podstawowe elementy budowy wału korbowego [1]

3. Model matematyczny

Analiza warunków pracy wału korbowego silnika spalinowego została przeprowadzona, w przypadku stanu ustalonego i stanu nieustalonego. Ustalone pole temperatury w obszarach bezźródłowych opisuje poniższe równanie Laplace'a:

$$X \in \Omega_1: \operatorname{div}[\lambda(T) \operatorname{grad} T(X)] = 0 \quad (1)$$

gdzie:

T [K] lub T [°C] – temperatura,

λ [W/(mK)] – współczynnik przewodzenia ciepła,

div – operator dywergencji.

Zadanie jest nieco bardziej skomplikowane, gdy zakłada się wykonanie analizy dla stanu nieustalonego przewodzenia ciepła w obecności wewnętrznych objętościowych źródeł ciepła. Stan ten jest opisany przez równanie Fouriera:

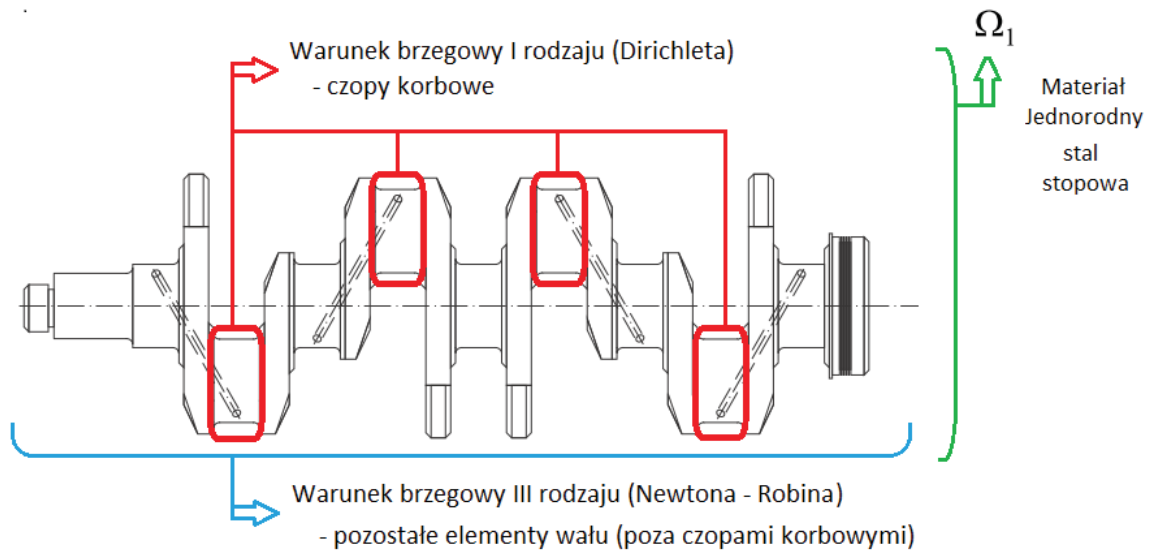
$$X \in \Omega_1: c(T)\rho(T) \frac{\partial T(X,t)}{\partial t} = \operatorname{div}[\lambda(T) \operatorname{grad} T(X,t)] \quad (2)$$

gdzie:

c [J/(kg m³)] – ciepło właściwe,

ρ [kg/m³] – gęstość,

t [s] – czas.



Rys. 2. Model matematyczny przewodzenia ciepła w wale korbowym

Na dostępnym modelu matematycznym założono, że z analizą termiczną przewodzenia ciepła w wale korbowym powiązane są dwa warunki brzegowe:

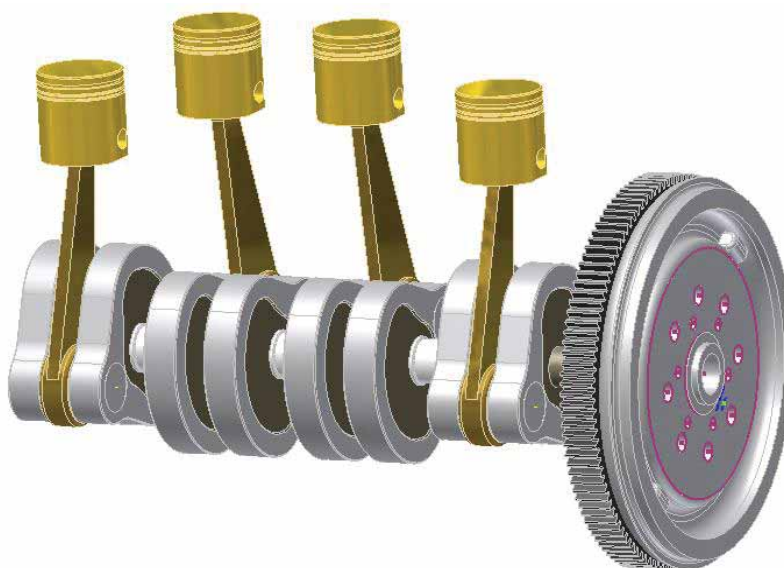
- Warunek brzegowy I rodzaju (Dirichleta)

$$X \in \Gamma_1: T(X, t) = T_b \quad (3)$$

- Warunek brzegowy III rodzaju (Newtona – Robina)

$$X \in \Gamma_2: -\lambda \vec{n} \cdot \text{grad } T(X, t) = \alpha [T(X, t) - T_a] \quad (4)$$

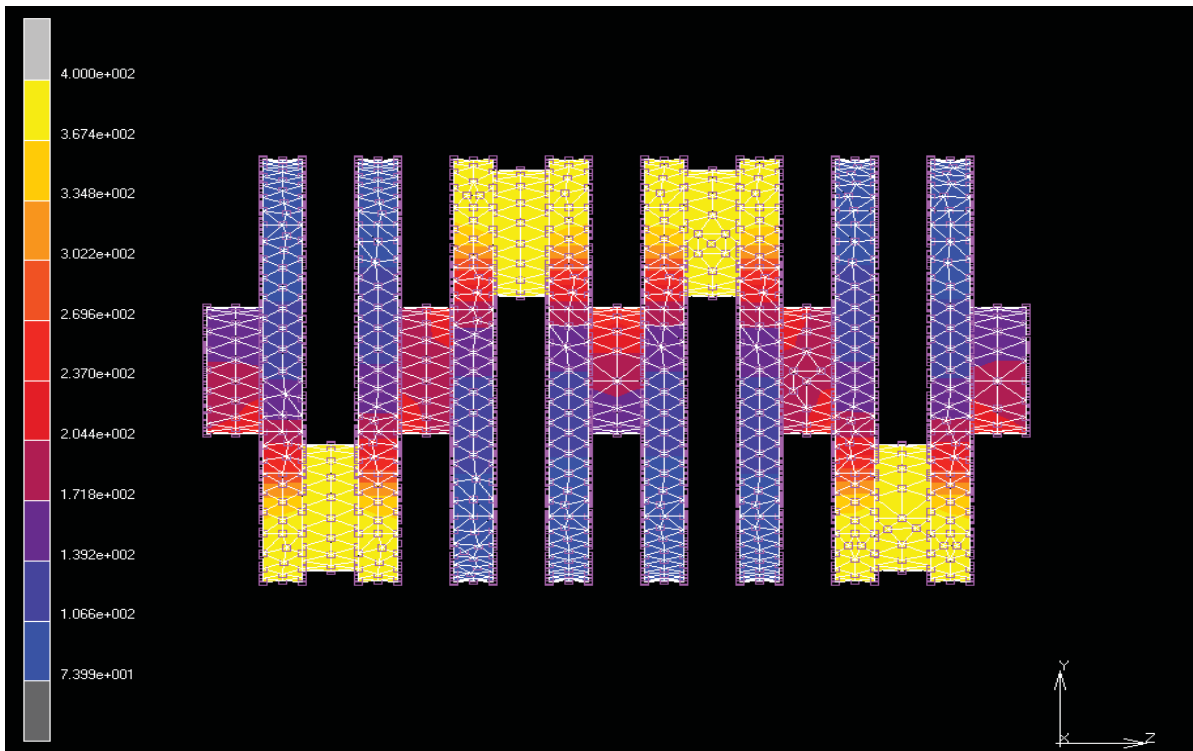
Do analizy termicznej warunków pracy wybrano wał korbowy rzędowego silnika spalinowego składający się z czterech czopów korbowych (rys. 3).



Rys. 3. Model układu korbowego wykonany w programie Autodesk Inventor 2010

4. Analiza termiczna wykonana za pomocą oprogramowania MSC Marc/Mentat

Przeprowadzanie analizy termicznej sprowadziło się do zaimportowania geometrii wału korbowego, a następnie nałożeniem na niego tetragonalnej siatki elementów skończonych. Kolejnym etapem był dobór materiału wraz z jego parametrami, a także utworzenie odpowiednich, wcześniej przedstawionych warunków brzegowych. Po wykonaniu kilku dalszych operacji otrzymana została analiza wału korbowego dla stanu ustalonego i stanu nieustalonego (rys. 4)



Rys. 4. Rozkład temperatury na wale po okresie 1200 sekund

5. Wnioski

Wyniki przeprowadzonej analizy warunków pracy wału korbowego ukazują iż największe wartości temperatur pojawiają się na czopach korbowodowych. Są to elementy najbardziej obciążone termicznie i podatne na szybsze zużycie. Rozwiązaniem takiego stanu obciążenia jest odpowiednio dobrany profil ramienia wykorbowania, który gwarantował będzie możliwie optymalne odprowadzenia ciepła równomiernie po całym wale. Pozostałe elementy nie są już tak bardzo podatne na obciążenia cieplne, chociaż temperatura, która tam panuje, oscyluje w granicach temperatury oleju (około 75°C).

Literatura

1. Wajand J. A., Wajand J.T, Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. Wyd. 3 zmien. Warszawa, WNT (2000).
2. Skoć A., Przykłady obliczeń, zadania do rozwiązania z podstaw konstrukcji maszyn Tom II, Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2009).
3. Luft S., Podstawy budowy silników. WKiŁ, Warszawa (2003).

□

DOBÓR STRUKTURY KOMPOZYTU ORAZ ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA POSZYCIA BOLIDU WYŚCIGOWEGO

inż. FRYDERYK HOLEWIK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr inż. Witold Beluch, mgr inż. Andrzej Katunin



Streszczenie. W pracy opisano dobór struktury kompozytu bolidu MuSHELLka z uwzględnieniem różnych wariantów orientacji monowarstwy kompozytu wielowarstwowego, jej grubości oraz materiału, z jakiego została wykonana. Analizy zostały przeprowadzone środowisku MSC.Patran/Nastran, a na ich podstawie został wybrany najkorzystniejszy wariant.

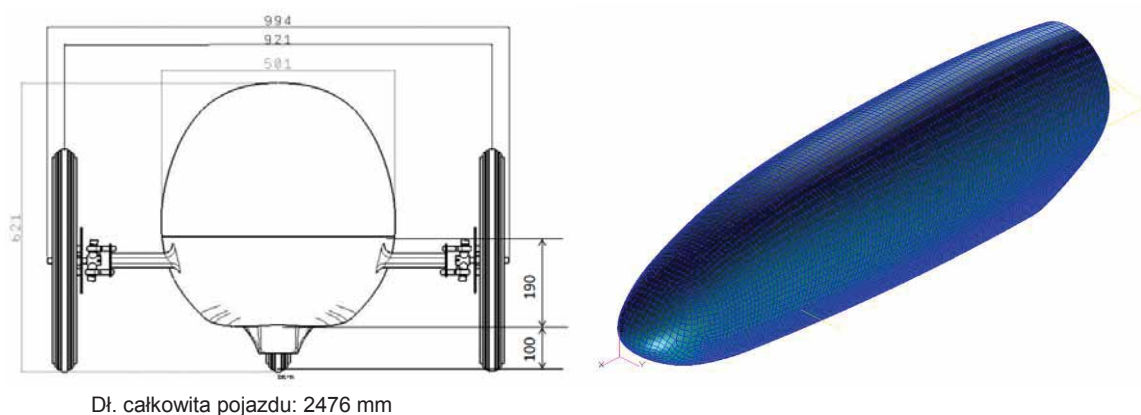
1. Wprowadzenie

Poszukiwania nowych materiałów o szczególnych właściwościach, których nie uzyskują tradycyjne materiały konstrukcyjne, spowodowały duże zainteresowanie materiałami kompozytowymi. Kompozyty charakteryzują się bardzo dobrymi parametrami mechanicznymi i wytrzymałościowymi oraz małym ciężarem właściwym. Są one jednymi z nielicznych materiałów, których właściwości można dostosowywać do konkretnych wymagań poprzez odpowiedni dobór materiałów składowych i struktury [1], co dało nowe możliwości w dziedzinie projektowania karoserii pojazdów.

2. Wyodrębnienie w modelu dwóch struktur laminatu

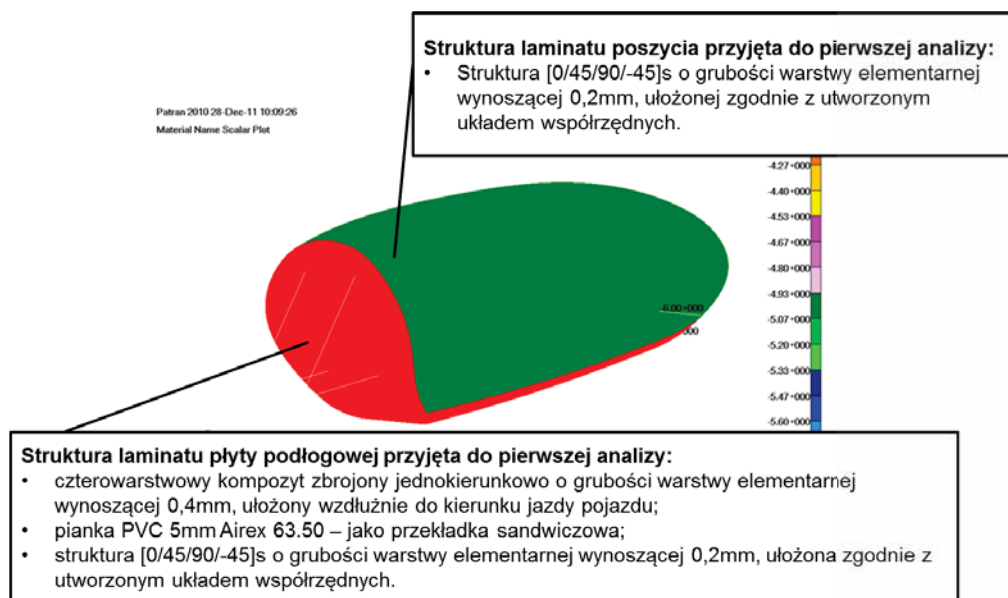
Do obliczeń numerycznych wykorzystano model CAD bolidu MuSHELLka, który został opracowany przez dwóch członków zespołu Smart Power za pomocą oprogramowania CATIA V5.

Na podstawie modelu bryłowego został stworzony model powierzchniowy, który został zaimportowany do programu MSC.Patran (Rys. 1).



Rys. 1. Geometria modelu wraz z siatką elementów skończonych

Najważniejszą częścią przygotowania geometrii do obliczeń numerycznych był podział konstrukcji na część nośną i część stanowiącą karoserię pojazdu. Na podstawie założeń wejściowych wyróżniono dwa przypadki obciążeń: w pierwszym przypadku rozpatrzono obciążenie statyczne na płytę podłogową pochodzące od masy kierowcy, kiedy pojazd znajduje się w stanie spoczynku, w drugim rozpatrzono przypadek poruszania się pojazdu z prędkością 30 km/h wchodzącego w zakręt i hamującego, co tworzy przypadek największych obciążeń występujących podczas jazdy. Po wyróżnieniu powyższych przypadków stworzono pierwszą koncepcję struktury (Rys. 2).



Rys. 2. Pierwsza koncepcja struktury karoserii

3. Przeprowadzenie analiz

Przedmiotem pierwszej analizy był wpływ orientacji warstw na wartości naprężeń i przemieszczeń poszycia.

Analizy zostały przeprowadzone dla typowych parametrów kompozytów epoksydowo-szklanych, z włókna szklanego typu S (zbrojenie jednokierunkowe). Każdą analizę przeprowadzono dla dwóch wariantów obciążenia. Dobrano typowe orientacje symetryczne, przeprowadzono analizy i wybrano najkorzystniejszy wariant, wyróżniony w tabeli 1. W obliczeniach uwzględniono również materiały, z jakich miały zostać pierwotnie wykonane elementy konstrukcyjne pojazdu (belka układu kierowniczego, zawieszenie tylnego koła). W związku z tym najpierw przeprowadzono analizy dla elementów stalowych bolidu, a następnie dla elementów konstrukcyjnych wykonanych z aluminium.

Po wybraniu najkorzystniejszego wariantu z poprzednich analiz, przeprowadzono analizę wpływu grubości warstwy elementarnej laminatu wielowarstwowego symetrycznego oraz grubości warstwy elementarnej laminatu zbrojonego jednokierunkowo na uzyskane wyniki. Dotychczasowe wyniki uzyskano dla typowych parametrów kompozytów epoksydowo-szklanych w związku z tym przeprowadzono również analizy poszycia dla zadanych materiałów. W pierwszym przypadku dobrano kompozyt firmy Epo GmbH, kompozyt ten tworzył strukturę laminatu ośmiowarstwowego, pozostała struktura poszycia pozostała jednak bez zmian. W kolejnym przypadku dobrano kompozyt epoksydowo-szklany S2-449/SP 381 firmy 3M Scotchply, o warstwach zbrojonych jednokierunkowo i kompozyt epoksydowo-szklany, o warstwach zbrojonych dwukierunkowo. Kompozyt S2-449/SP 381 tworzył w tym

przypadku strukturę laminatu czterowarstwowego, natomiast kompozyt zbrojony dwukierunkowo tworzył strukturę laminatu ośmiowarstwowego.

Po otrzymaniu wyników dla konstrukcji zamkniętej, dla najkorzystniejszego wariantu przeprowadzono dodatkową analizę – konstrukcji otwartej. Analiza ta pozwoliła określić nominalną wartość naprężeń i przemieszczeń pojazdu bez szyby. Wyniki analiz zestawiono w tabeli 2 i tabeli 3, gdzie t_1 – grubość warstwy elementarnej laminatu wielowarstwowego symetrycznego, t_2 – grubość warstwy elementarnej laminatu jednokierunkowo zbrojonego.

Tabela 1. Wyniki analiz wpływu orientacji warstw na rozkład naprężeń i odkształcenie laminatu (materiał wstępny)

Lp.	Orientacja zbrojenia	v [km/h]	ϵ_{\max} [mm]	σ_{\max} [MPa]
1.	[0/45/90/-45]s	0	3,17	17,1
		30	4,27	31,2
2.	[0/30/60/0]s	0	3,35	17,1
		30	4,5	33,6
3.	[0/60/-60/60]s	0	3,2	17,2
		30	4,37	31,1
4.	[0/45/90/0]s	0	3,24	16,9
		30	4,42	32,1

Tabela 2. Wyniki analiz wpływu grubości warstwy elementarnej na wartości naprężeń σ_{\max} i odkształceń ϵ_{\max} laminatu poszycia, przeprowadzone dla przyjętego materiału oraz konstrukcji zamkniętej.

Lp.	t_1 [mm] t_2 [mm]	v [km/h]	ϵ_{\max} [mm]	σ_{\max} [MPa]
1.	0,2	0	4,59	21,9
	0,3	30	6,22	41,1
2.	0,18	0	4,84	22,5
	0,3	30	5,98	42,1

Tabela 3. Wyniki analiz wpływu grubości warstwy elementarnej na wartość naprężeń σ_{\max} i odkształceń ϵ_{\max} laminatu poszycia, przeprowadzone dla przyjętego materiału oraz konstrukcji otwartej.

Lp.	t_1 [mm] t_2 [mm]	v [km/h]	ϵ_{\max} [mm]	σ_{\max} [MPa]
1.	0,2	0	28,4	36,6
	0,3	30	10,8	42,4
2.	0,18	0	32,2	40,6
	0,3	30	12,9	43,6

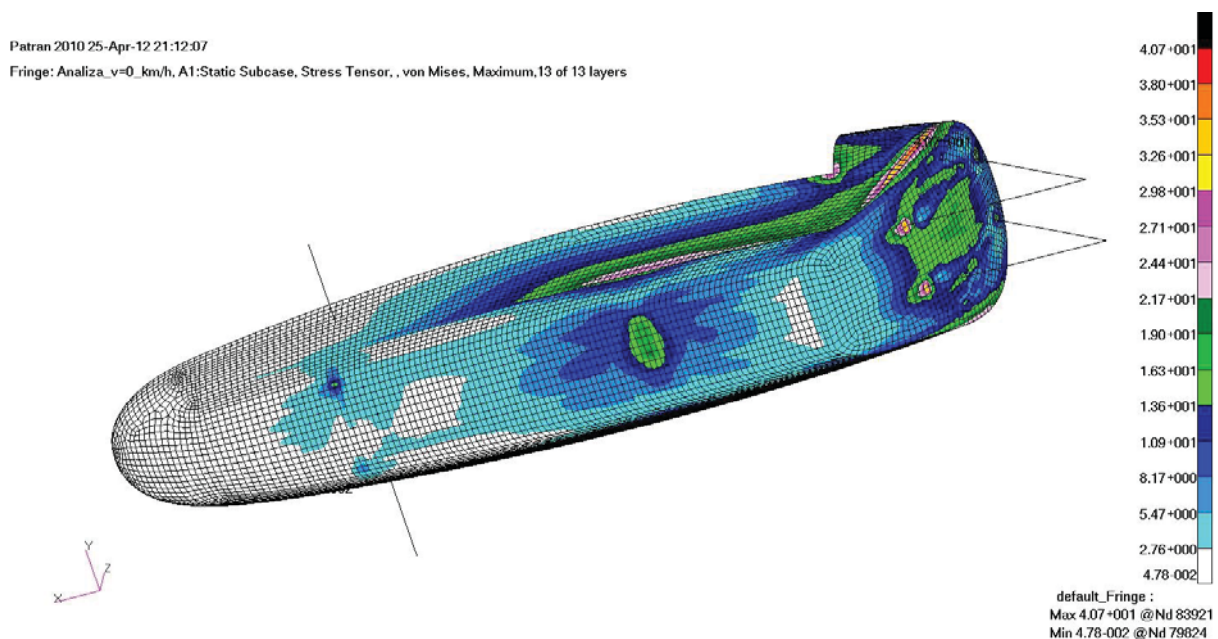
4. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że najkorzystniejszym ze względu na otrzymane wartości naprężeń i przemieszczeń jest przypadek, w którym na strukturę laminatu płyty podłogowej zastosowano czterowarstwowy kompozyt, zbrojony jednokierunkowo – S2-449/SP 381, a na strukturę laminatu poszycia - kompozyt epoksydowo-szklany dwukierunkowy zbrojony włókna szklanym typu S. Zastosowanie takiej struktury przyczyniło się do zmniejszenia wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych z 44.6 MPa do 42.1 MPa dla konstrukcji z szybą przy nieznacznym zwiększeniu wartości maksymalnych przemieszczeń.

Dla najkorzystniejszej struktury, na podstawie hipotezy maksymalnych naprężeń – w okolicy największych naprężeń uzyskano współczynnik bezpieczeństwa 1.34. Wartość ta jest typową wartością dla pojazdów wyścigowych [2].

Po przeprowadzeniu analizy dla konstrukcji otwartej można stwierdzić, że usunięcie szyby w konstrukcji powoduje zmniejszenie sztywności konstrukcji, a tym samym wzrost wartości maksymalnych przemieszczeń, podczas gdy wsiadający do pojazdu kierowca przenosi obciążenie jedną stopą (Rys. 3).

Przeprowadzone analizy nie uwzględniają obciążeń dynamicznych i ewentualnych nierówności nawierzchni.



Rys.3 Mapa naprężeń zredukowanych w poszyciu dla pojazdu znajdującego się w stanie spoczynku w MPa (wariant bez szyby)

Literatura

1. Hyla I., Ślężiona J., Kompozyty. Elementy mechaniki i projektowania, WPS, Gliwice (2004).
2. Davies G., Materials for automobile bodies, MA: Elsevier, Burlington (2003).

ANALIZA NUMERYCZNA WYBRANYCH UKŁADÓW TYPU MEMS

inż. MICHAŁ KLIMEK

Automatyka i Robotyka, AB3, 2 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński,
dr inż. Adam Długosz



Streszczenie. W artykule pokazano przykład analizy numerycznej układu MEMS w postaci pary zębów napędu grzebieniowego. Przedstawiono bazowe zależności opisujące działanie takiego urządzenia, a także podstawowe równanie metody elementów skończonych w zagadnieniu elektrostatyki.

1. Wprowadzenie

Słowo MEMS jest akronimem wyrażenia oznaczającego Systemy Mikro Elektro Mechaniczne (ang. Micro Electro Mechanical Systems) [1], w Europie nazywane także mikrosystemami (ang. microsystems technology - MST) [5]. Z punktu widzenia mechaniki układy te są analizowane jako urządzenia przetwarzające wejście w postaci energii termalnej, elektrostatycznej, elektromagnetycznej lub optycznej, w wyjście w postaci ruchu mechanicznego (w przypadku urządzeń wykonawczych, sterujących), lub mogą wykonywać funkcję odwrotną (jako sensory/czujniki) i konwertować zewnętrzną stymulację, np. ruch mechaniczny, na energię elektryczną [4].

Pojęcie systemów mikroelektromechanicznych odnosi się do urządzeń o wymiarach nie mniejszych niż 1 μm , oraz nie większych niż 1 mm. Natomiast wszystkie układy mniejsze od 1 μm noszą nazwę systemów nanoelektromechanicznych.

2. Metoda elementów skończonych w zagadnieniu elektrostatyki

Analiza elektromechaniczna z udziałem sił elektrostatycznych należy do jednego z problemów tzw. pól sprzężonych (ang. coupled fields). W tego typu zagadnieniach wyróżniamy dwa rodzaje sprzężeń, słabe oraz mocne. Sprzężenie mocne, zwane także macierzowym [2], zachodzi poprzez wygenerowanie wspólnych macierzy dla obu zachodzących zjawisk fizycznych, natomiast sprzężenie słabe zachodzi poprzez warunki brzegowe na styku obszarów.

Równanie metody elementów skończonych dla elektrosprężystości związanej z działaniem sił elektrostatycznych w sprzężeniu mocnym przedstawiono poniżej:

$$\begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\square}\} \\ \{\ddot{\square}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\square\} \\ \{\square\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\square\} \\ \{\square\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\square\} + \{\square^e\} \\ \{\square\} \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

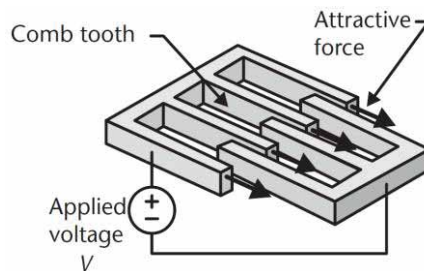
gdzie:

[K] jest macierzą sztywności elementu, [M] jest macierzą masową (bezwładności) elementu, [C] jest macierzą tłumienia elementu, {F} jest wektorem sił węzłowych i powierzchniowych, {F^e} jest wektorem węzłowych sił elektrostatycznych, [K^d] jest macierzą przenikalności dielektrycznej elementu, a {L} wektorem ładunków węzłowych, powierzchniowych i bryłowych.

3. Analiza numeryczna napędu grzebieniowego

Napęd grzebieniowy jest konstrukcją zbudowaną z dwóch zestawów zębów, z których jeden jest w całości na stałe przytwierdzony do podłoża, natomiast drugi jedynie w kilku punktach, co umożliwia wykonywanie prawidłowego ruchu. Poprzez zadanie różnicy napięć pomiędzy dwiema strukturami grzebieniowymi następuje odkształcenie jednej z nich spowodowane wytworzeniem się siły elektrostatycznej [3].

Aktuatory z napędem grzebieniowym należą do najważniejszych elementów układów typu MEMS. Są wykorzystywane m. in. jako rezonatory, filtry elektromechaniczne, migawki optyczne, mikrochwytyki i woltomierze. Służą także jako elementy napędowe w silnikach wibracyjnych oraz mikromechanicznych przekładniach. Zasadę działania tego typu układów pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Zasada działania napędu grzebieniowego [5]

W przypadku sterowania napięciem, siła elektrostatyczna w kierunku wzdluznym y jest równa ujemnej pochodnej ko-energii elektrostatycznej w stosunku do V

$$F_y = -\frac{1}{2} \frac{\partial W}{\partial y} = -\frac{\epsilon_0}{2} \frac{V^2}{g}, \quad (2)$$

gdzie:

V jest zadany napięciem pomiędzy częścią stałą i ruchomą układu, N jest liczbą zębów, ϵ_0 jest stałą dielektryczną powietrza, g jest grubością zęba (w płaszczyźnie z), y jest przesunięciem grzebienia, a g jest szerokością szczeliny pomiędzy zębami części stałej i ruchomej.

Siła ta działa na sprężynę do jakiej zamocowana jest część ruchoma mechanizmu, wywołując przemieszczenie opisane następującym wzorem:

$$y = \frac{\epsilon_0}{k_y} \frac{V^2}{g}, \quad (3)$$

gdzie:

k_y jest sztywnością sprężyny.

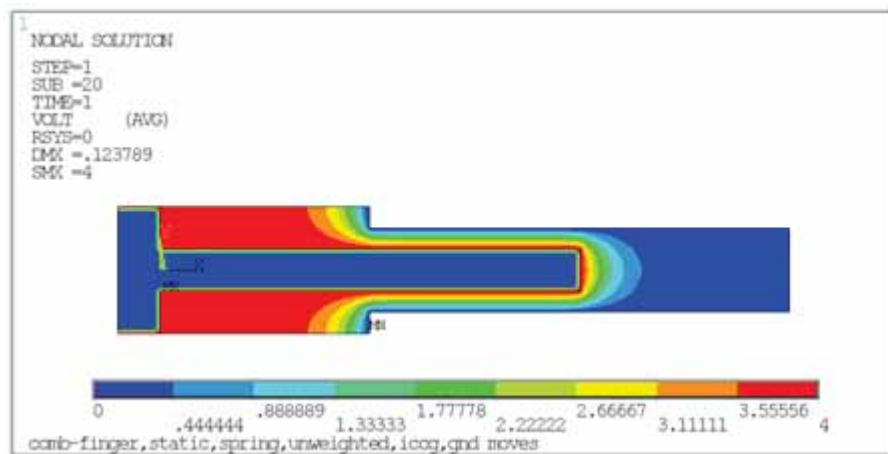
W celu wykonania analizy numerycznej została zamodelowana pojedyncza para zębów napędu o następujących parametrach:

- moduł Younga, $E = 169 \text{ GPa}$,
- współczynnik Poissona, $\nu = 0,25$,
- sztywność sprężyny, $k = 2,8333 \cdot 10^{-4}$.

Materiałem przyjętym jako tworzywo elementów układu jest krzem polikrystaliczny. Długość zarówno zęba ruchomego jak i stałych wynosi $100 \mu\text{m}$, a ich szerokość $10 \mu\text{m}$ (została zamodelowana tylko część zębów nieruchomych). Szczelina pomiędzy zębami wynosi $5 \mu\text{m}$, a wartość początkowa pokrycia się zębów wynosi $50 \mu\text{m}$.

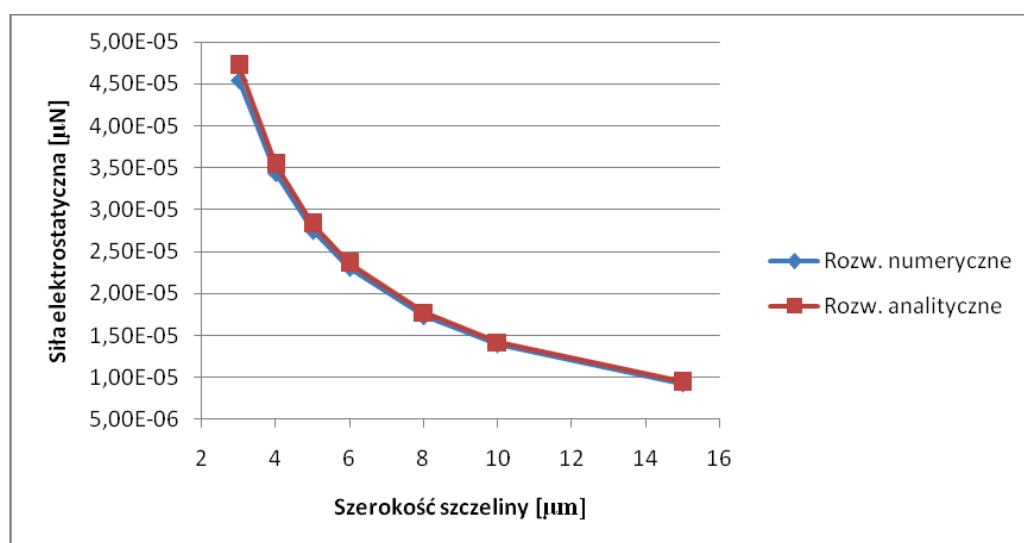
Siatka elementów skończonych została wygenerowana z użyciem elementów 2D takich jak PLANE182, TRANS109 oraz elementu COMBIN14. TRANS109 jest elementem płaskim, trójkątnym o trzech stopniach swobody w każdym węźle w postaci przemieszczeń na kierunkach x oraz y a także potencjału elektrycznego [2]. Za jego pomocą została zamodelowana siatka w przestrzeni pomiędzy częścią stałą i ruchomą napędu. Za pomocą elementu COMBIN14 zamodelowano w układzie sprężynę mającą na celu poprawne odwzorowanie rzeczywistych warunków działania tego typu mikroaktuatorów.

Część stała modelu została utwierdzona poprzez odebranie dwóch przemieszczeniowych stopni swobody, a wartość napięcia przyłożonego na krawędzi wyniosła 0 V. Dla części ruchomej zostało odebrano przemieszczenie w kierunku pionowym y , natomiast wartość napięcia wyniosła 4 V. W jednym węźle zamocowany na stałe został także element w postaci sprężyny. Na rys. 2 pokazano rozkład potencjałów uzyskany w analizie numerycznej.

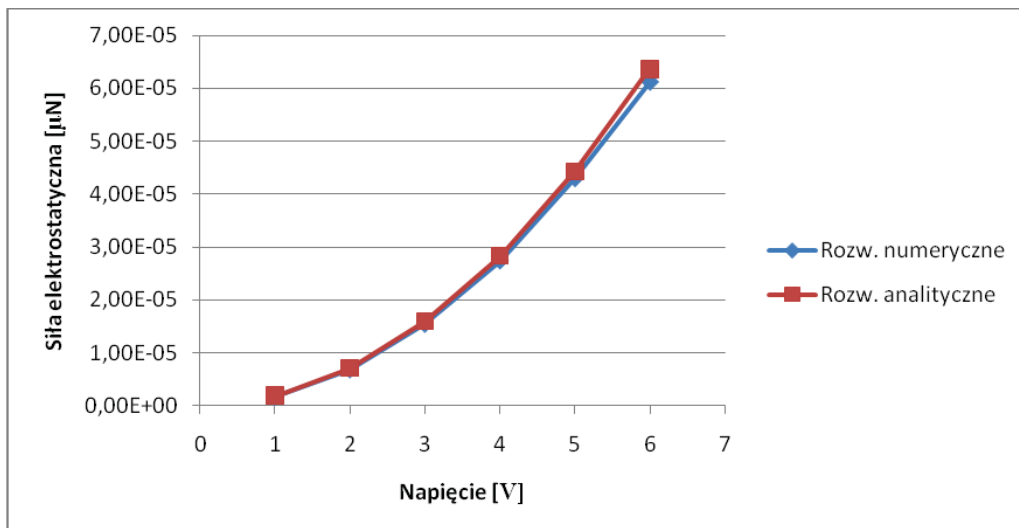


Rys. 2. Rozkład potencjału elektrycznego w analizowanym układzie

W analizie zbadano wpływ zmiany wartości szerokości szczeliny pomiędzy zębami napędu oraz zmiany podawanego napięcia na wartość siły elektrostatycznej. Wyniki obliczeń numerycznych porównano z rozwiązaniem analitycznym, co zostało pokazane na rys. 3 i 4.



Rys. 3. Wykres zależności wartości siły elektrostatycznej od szerokości szczeliny



Rys. 4. Wykres zależności wartości siły elektrostatycznej od różnicy napięć

Wpływ wielkości elementu skończonego na dokładność oraz czas obliczeń pokazano w tabeli 1.

Tabela 1. Wartość siły elektrostatycznej w zależności od wielkości elementu skończonego

Wielkość krawędzi elementu [μm]	0,3	0,5	1	2
Czas obliczeń [s]	424	179	100	60
Siła elektrostatyczna [μN] ($\cdot 10^{-10}$)	2,79	2,77	2,70	1,90

4. Podsumowanie

Zarówno poprzez zmianę szerokości szczeliny pomiędzy zębami napędu grzebieniowego jak i zmianę różnicy napięć potwierdzono poprawność równania (2) na siłę elektrostatyczną w układzie. Dzięki niewielkim różnicom w wartościach siły uzyskanych w sposób analityczny oraz numeryczny można stwierdzić także poprawność działania wykonanego w programie Ansys modelu. Błędy pomiędzy rozwiązaniami nie przekraczają wielkości 4%. Przeprowadzona analiza porównawcza dla różnej gęstości siatki pozwoliła na ustalenie optymalnej wielkości elementu skończonego.

Istnieje wiele możliwości dalszych analiz mikrosystemów w postaci napędów grzebieniowych, wśród których można wymienić np. badanie właściwości pod wpływem zmian sztywności sprężyny, zastosowanie innych materiałów bądź zmianę wybranych wymiarów geometrycznych takich jak długość zęba czy początkowe pokrycie się zębów.

Literatura

1. Bao M., Analysis and Design Principles of MEMS Devices, Elsevier, Amsterdam (2000)
2. Help programu ANSYS 13.0.
3. Leutenber R., Broeneveld A. W., Elwenspoek M., Combdrive actuators for large displacements, Journal of Micromechanics and Microengineering, nr 13, s. 320-329 (1999)
4. Lobontiu N., Garcia E., Mechanics of Microelectromechanical Systems, Plumer Academic Publishers, Boston (2000)
5. Malup N., Williams J., An Introduction to Microelectromechanical Systems Engineering, Artech House Inc., Norwood (2004)

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA USTROJU NOŚNEGO MANIPULATORA PRZEMYSŁOWEGO ZA POMOCĄ MES

inż. PRZEMYSŁAW KLOC

Automatyka i Robotyka, AB3, 1 rok, 2 stopień

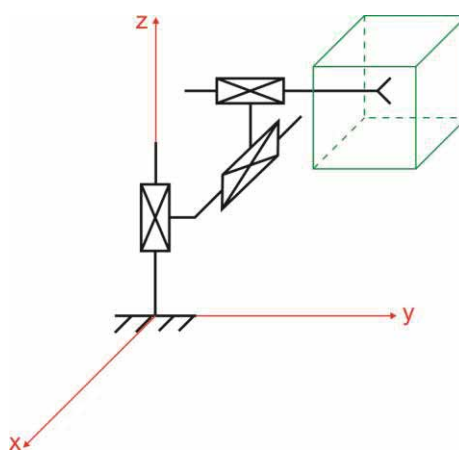
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej



Streszczenie. Tematem artykułu jest analiza wytrzymałościowa ustroju nośnego manipulatora przemysłowego o strukturze kartezyjskiej. Wszystkie obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzone zostały za pomocą Metody Elementów Skończonych w środowisku programu CAE Abaqus.

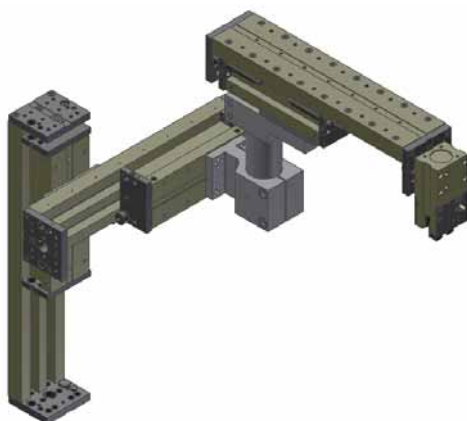
1. Wprowadzenie

Manipulator, którego analiza jest tematem niniejszego artykułu należy do grupy manipulatorów kartezyjskich. Manipulator taki charakteryzuje się posiadaniem trzech par kinematycznych przesuwnych. Schemat ideowy wraz z przestrzenią roboczą przedstawiony został na rysunku 1. Obecnie manipulatory takie nie są szeroko stosowane. Mają one zastosowanie tam, gdzie wymagana jest duża dokładność, zapewniona przez ich sztywną konstrukcję. Manipulatorów kartezyjskich używa się między innymi do transportowania materiałów, przeładunku, paletyzacji, a także obsługi różnego rodzaju paneli sterujących [1].



Rys. 1. Schemat strukturalny manipulatora kartezyjskiego wraz z przestrzenią roboczą

2. Budowa manipulatora

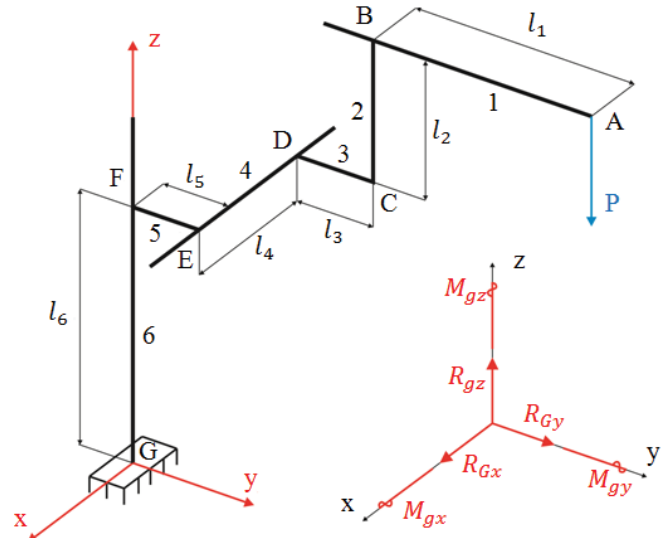


Analizowany manipulator składa się z modułów. W tym przypadku są to moduły liniowe pneumatyczne firmy Shunk. Poszczególne moduły połączone są ze sobą za pomocą aluminiowych łączników produkowanych przez tę samą firmę. Wszystkie złącza użyte do połączenia elementów manipulatora są złączami śrubowymi. Takie rozwiązanie możliwe jest przez liczne otwory montażowe umieszczone w łącznikach i modułach. Na rysunku 2 przedstawiony został analizowany manipulator.

Rys. 2. Manipulator kartezyjski

3. Założenia modelu do weryfikacji MES

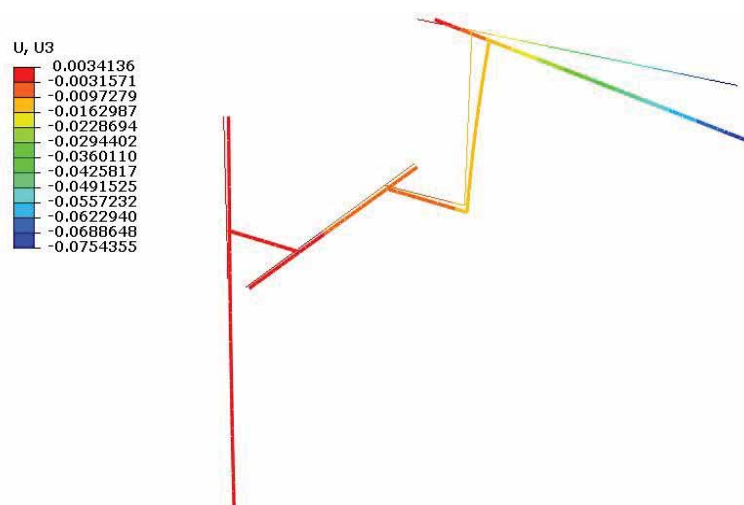
Rzeczywisty model manipulatora w celu umożliwienia weryfikacji wytrzymałościowej został zredukowany do ramy przestrzennej składającej się z sześciu prętów (rys. 3). Pręty pierwszy, drugi, czwarty oraz szósty reprezentują elementy konstrukcji i poddawane będą analizie wytrzymałościowej. Pręty trzeci i piąty natomiast mają za zadanie zobrazowanie rzeczywistych odległości między osiami poszczególnych elementów i traktowane będą one jako pręty idealnie sztywne. Pręty 1, 4, 6 mają przekrój prostokątny pełny, natomiast w przypadku pręta 2 przekrój kołowy cienkościenny. Na rysunku 3 przedstawiony został model ramy przestrzennej wraz z reakcjami podłoża pochodzącymi od utwierdzenia sztywnego. Uwzględniona została również siła P działająca na koniec manipulatora, pochodząca od mas chwytaka i trzymanego przez niego obiektu.



Rys. 3. Model ramy przestrzennej wraz z siłą obciążającą i reakcjami działającymi w miejscu utwierdzenia

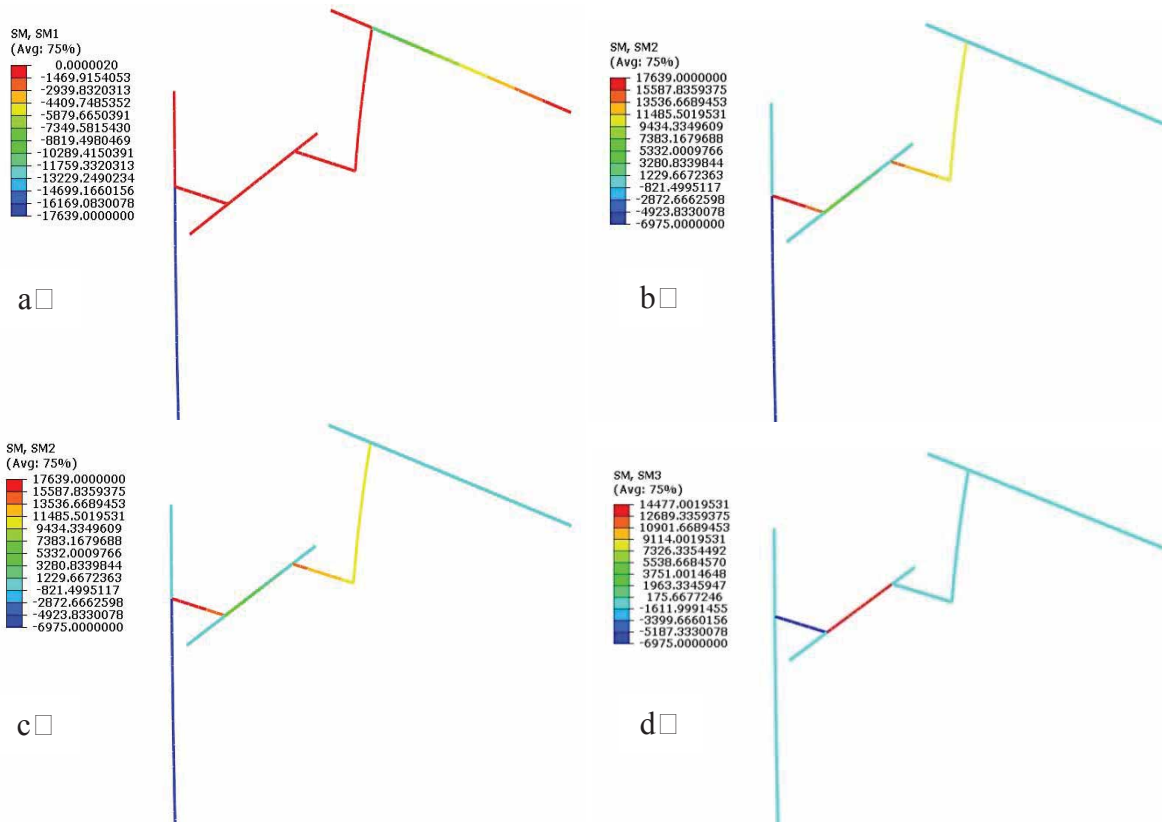
4. Wyniki obliczeń MES

Jedną z poszukiwanych wielkości było przemieszczenie końca manipulatora, w którym przyłożona jest siła P . Wartości przemieszczenia obliczone zostały w kierunku trzech osi współrzędnych (u , v , w). Wyznaczono także przemieszczenie całkowite. Na rysunku 4 przedstawione zostało przemieszczenie pionowe ramy.



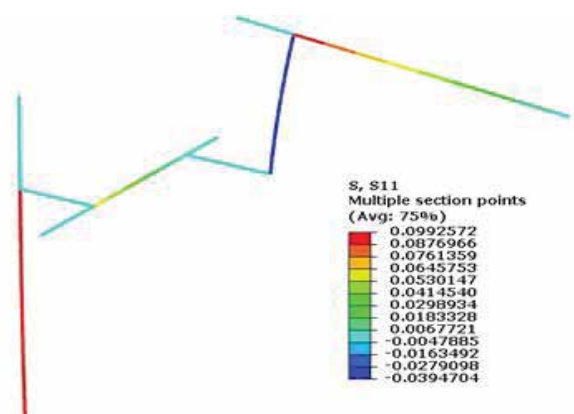
Rys. 4. Przemieszczenie pionowe ramy

Siła \square działając na układ powoduje ściskanie lub rozciąganie, ścinanie, zginanie oraz skręcanie poszczególnych prętów. W prętach 2 oraz \square występuje siła ścisakająca \square , równa co do wartości sile \square , natomiast pręty 1 oraz 4 poddawane są działaniu siły tnącej \square również o tej samej wartości. Bardziej złożona sytuacja występuje w przypadku zginania prętów. W pręcie 1 występuje zmienny moment gnący w płaszczyźnie \square , w pręcie 2 stały moment gnący w płaszczyźnie \square , w pręcie 4 zmienny moment gnący w płaszczyźnie \square , natomiast w pręcie 6 występuje przypadek zginania złożonego – na pręt działa stały moment gnący w płaszczyźnie \square oraz stały moment gnący w płaszczyźnie \square . W pręcie 4 natomiast działa moment skręcający. Na rysunku \square przedstawiony został rozkład wartości momentów gnących i skręcających.



Rys. \square Wykresy \square a \square , b \square – momentów gnących w płaszczyźnie \square , c \square – momentów gnących w płaszczyźnie \square , d \square – momentów skręcających

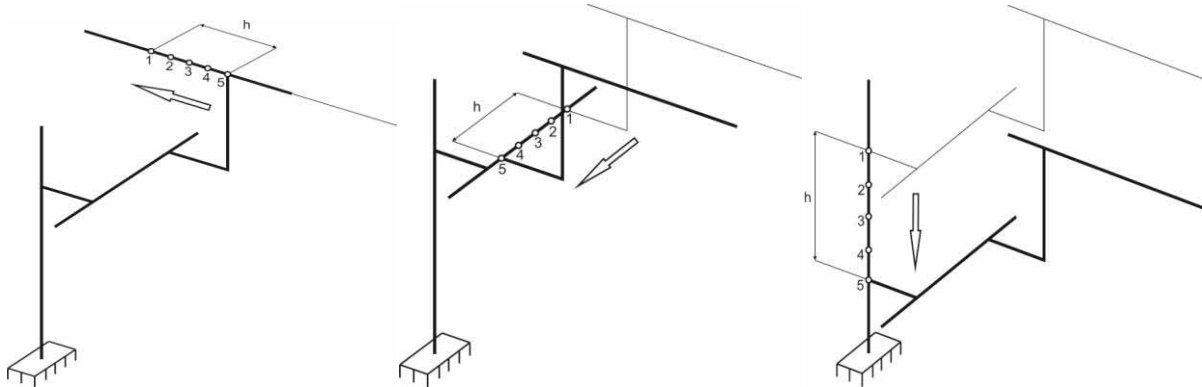
Kolejną ważną informacją o zjawiskach zachodzących w układzie jest rozkład naprężeń w ramie. MES pozwala na uzyskanie informacji zarówno o naprężeniach normalnych oraz stycznych, jak i naprężeniach redukowanych. Na potrzeby niniejszej analizy do obliczenia naprężeń redukowanych użyta została hipoteza \square ubera-Misesa. Na rysunku \square przedstawiony został rozkład naprężeń normalnych w ramie.



Rys. \square Naprężenia normalne

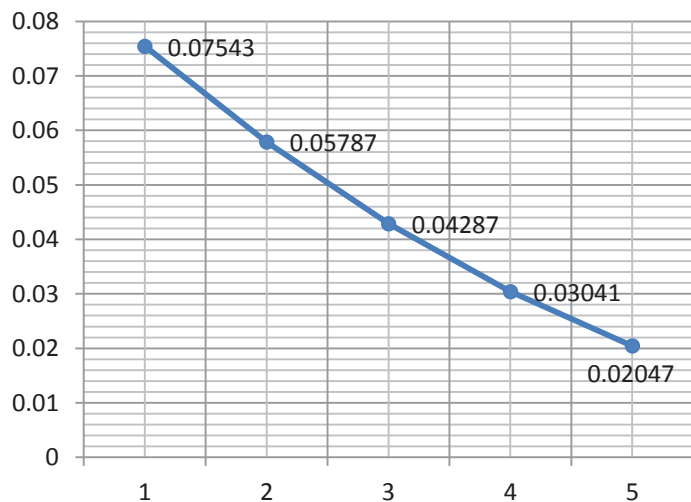
5. Określenie wpływu zmiany pozycji manipulatora na wielkości w układzie

W celu wyznaczenia jaki wpływ na poszczególne wielkości ma zmiana pozycji członów manipulatora, były one kolejno ustawiane w 5 różnych pozycjach (podczas gdy jedna para kinematyczna zmieniała swoją pozycję, pozostałe zachowywały poprzednie położenie). Na rysunku 7 przedstawione zostały przesuw kolejnych par kinematycznych.



Rys. 7. Zmiana pozycji kolejnych par kinematycznych

Jedną z najistotniejszych wielkości badanych podczas zmiany pozycji manipulatora jest przemieszczenie punktu końca. Największy wpływ na wartość tej wielkości ma przesuw pierwszej pary kinematycznej, ponieważ zmienia on w istotny sposób długość ramienia na jakim działa siła w stosunku do prętów w ramie. Wykres zmian przemieszczenia końca manipulatora wzdłuż osi x przedstawiony został na rysunku 8.



Rys. 8. Wykres zmian wartości przemieszczenia punktu x podczas przesuwu pierwszej pary kinematycznej

6. Podsumowanie

Analiza za pomocą MES pozwala na uzyskanie wielu informacji o analizowanym układzie, których znajomość może okazać się niezbędna podczas jego pracy. W dalszych pracach, aby uzyskać wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistości, model prętowy zastąpiony zostanie modelem bryłowym.

Literatura

1. Morecki A., Napczyk J., Podstawy robotyki – teoria i elementy manipulatorów i robotów, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999

WYZNACZENIE ROZKŁADU TEMPERATURY W OPARZONEJ TKANCIE SKÓRNEJ

mgr inż. ANNA KORCZAK

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 2 rok, 2 stopień

Opiekun naukowy – dr inż. Grażyna Kałuża

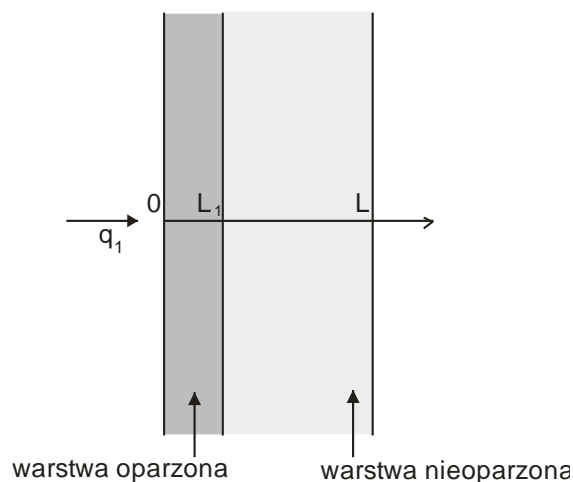


Streszczenie. Artykuł dotyczy modelowania przepływu ciepła w oparzonej tkance skórnej. Analizowano ustalony przepływ ciepła – zadanie jednowymiarowe 1D. Przeprowadzono analizę wrażliwości pól temperatury ze względu na grubość warstwy oparzonej. Zagadnienie zostało rozwiązane wykorzystując metodę elementów brzegowych, natomiast obliczenia zrealizowano za pomocą oprogramowania Wolfram Mathematica.

1. Wprowadzenie

Skóra jest narządem o budowie złożonej, warstwowej, przystosowanym do pełnienia wielu czynności. Osłaniając organizm od zewnątrz umożliwia ona jego kontaktowanie się ze światem zewnętrznym. Dzięki swej znacznej powierzchni, wysokiemu stopniowi zróżnicowania anatomicznego oraz swoistości czynności biologicznych skóra jest narządem bezwzględnie niezbędnym do prawidłowego funkcjonowania organizmu jako całości. Skóra zbudowana jest z dwóch warstw: naskórka i łącznotkankowej skóry właściwej. Obie te warstwy stanowią całość biologiczną i tworzą powłokę właściwą albo skórę w anatomicznym tego słowa znaczeniu. Pod skórą właściwą znajduje się tkanka podskórna, zbudowana z luźnych pasm tkanki łącznej i zwykle zawierająca tkankę tłuszczową. Tkanka podskórna łączy się pasmami tkanki łącznej ze ścięgnami czy kośćmi [1].

W pracy rozpatrywano tkankę skórną składającą się z dwóch podobszarów o zróżnicowanych parametrach termofizycznych: zewnętrznego oparzonego i wewnętrznego nieoparzonego – rysunek 1. Obszar tkanki skórnej ze względu na cechy geometryczne został potraktowany jako jednowymiarowy (1D).



Rys. 1. Rozpatrywane warstwy tkanki skórnej

2. Model matematyczny

W pracy przedstawiono model matematyczny przepływu ciepła w oparzonej tkance skórnej bazujący na równaniu Pennes'a. Równania w poszczególnych podobszarach są następujące

$$\forall x \in \Omega_1 \quad \lambda_1 \frac{d^2 \theta_1(x)}{dx^2} + \rho_1 c_1 [\dot{\theta}_1 - \theta_1(x)] + \dot{q}_1 = 0 \quad (1)$$

gdzie Ω_1 odpowiada podobszarowi oparzonemu i nieoparzonemu x jest to współrzędna geometryczna θ_1 – temperatura θ_0 – temperatura krwi w aortalnej λ_1 jest współczynnikiem przewodzenia tkanki $\rho_1 c_1$ natomiast \dot{q}_1 – składnikiem źródłowym związanym z metabolizmem. Równanie (1) zawiera składnik $\dot{q}_1 = \rho_1 c_1 \dot{\theta}_1$ gdzie $\rho_1 c_1$ jest współczynnikiem pojemności ciepła (m³ krwi) $\rho_1 c_1$ – objętościowym ciepłem właściwym krwi ρ_1 gęstością krwi w aortalnej kg/m³. Należy w tym miejscu podkreślić, że $\rho_1 c_1$ oraz ρ_1 czyli $\rho_1 c_1$

Równania (1) uzupełniają warunki brzegowe następującej postaci:

- na powierzchni tkanki skórnej zakłada się warunek brzegowy Robina

$$\theta_1(0) = -\lambda_1 \frac{d\theta_1(0)}{dx} = \alpha [\theta_1(0) - \theta_0] \quad (2)$$

gdzie α jest współczynnikiem wymiany ciepła, natomiast θ_0 temperaturą otoczenia.

- na wewnętrznej powierzchni tkanki skórnej przyjmuje się warunek brzegowy Dirichleta

$$\theta_1(l) = \theta_0 \quad (3)$$

- na styku warstwy oparzonej i nieoparzonej zakłada się warunek idealnego kontaktu

$$\theta_1(l) = \theta_2(l) \quad \begin{cases} -\lambda_1 \frac{d\theta_1(l)}{dx} = -\lambda_2 \frac{d\theta_2(l)}{dx} \\ \theta_1(l) = \theta_2(l) \end{cases} \quad (4)$$

3. Analiza wrażliwości ze względu na grubość warstwy oparzonej

Założymy, że grubość warstwy oparzonej l_1 jest parametrem kształtu. Wykorzystując koncepcję pochodnej materialnej [3, 4] mamy

$$\frac{D\theta}{Dt} = \frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta}{\partial x} v \quad (5)$$

gdzie $v = v(x, t)$ jest prędkością związaną z parametrem kształtu l_1 . Dla rozpatrywanego zagadnienia prędkość v wyrażona jest następującą zależnością

$$v(x, t) = \begin{cases} \frac{1}{l_1} v & 0 \leq x \leq l_1 \\ \frac{l_1 - x}{l_1 - l_2} v & l_1 < x \leq l_2 \end{cases} \quad (6)$$

Podana materialna funkcji d/d wynosi

$$\frac{D}{D} \left(\frac{d}{d} \right) = \frac{d}{d} \left(\frac{D}{D} \right) - \frac{d}{d} \frac{\partial}{\partial} \quad (1)$$

natomiast podana materialna funkcji d^2/d^2 jest równa

$$\frac{D}{D} \left(\frac{d^2}{d^2} \right) = \frac{d^2}{d^2} \left(\frac{D}{D} \right) - \frac{d^2}{d^2} \frac{d}{d} - \frac{d}{d} \frac{\partial^2}{\partial^2} \quad (2)$$

Stosując metodę bezpośrednią, przeprowadzono analizę wrażliwości pola temperatury w oparzonej tkance skórnej ze względu na parametr geometryczny l_1 .

Różniczkujemy równania (1) – (4) wykorzystując zależności (1) oraz (2). Problem dodatkowy związany z analizą wrażliwości kształtu przyjmuje wówczas postać

$$\begin{aligned} 0 < l_1 < l_2 \quad \lambda_1 \frac{d^2 l_1}{d l_1^2} &= 0 \\ l_2 < l_1 < l_2 \quad \lambda_2 \frac{d^2 l_2}{d l_2^2} - \lambda_2 l_2 &- \frac{[\lambda_2 l_2 - \lambda_2 l_2 + \lambda_2 l_2]}{l_2 - l_1} = 0 \\ l_1 = l_2 \quad l_1 &= \frac{l_2}{l_1} - \alpha l_1 \\ l_1 = l_2 \quad \begin{cases} l_1 - \frac{l_2}{l_1} = \lambda_2 l_2 + \frac{l_2}{l_2 - l_1} \\ l_1 = \lambda_2 l_2 = l_2 \end{cases} \\ l_1 = l_2 \quad l_2 &= \lambda_2 l_2 \end{aligned} \quad (3)$$

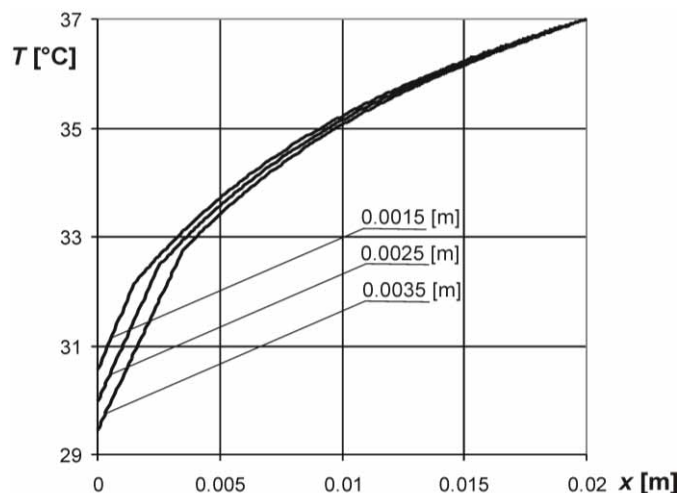
gdzie $\lambda_2 = D_2/D_1$ jest funkcją wrażliwości oraz $\lambda_2(l_2) = -\lambda_2 d l_2/d l_2$.

Do rozwiązania problemu podstawowego i dodatkowego zastosowano metodę elementów brzegowych.

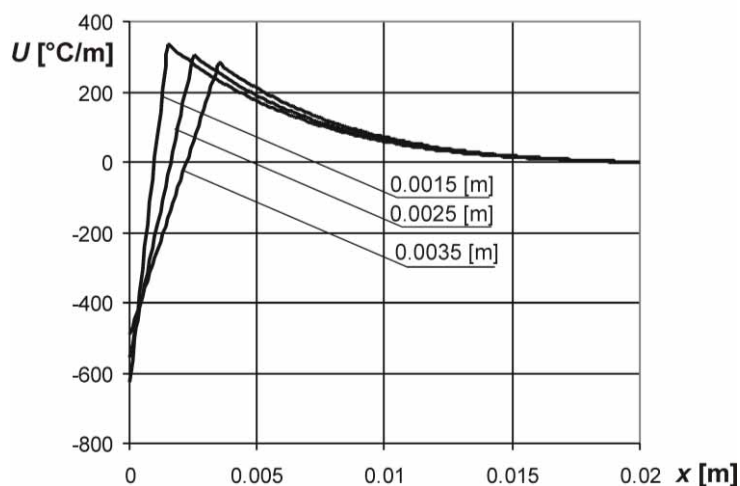
4. Wyniki obliczeń

Rozpatrzono obszar skóry o grubości $l = 0.01$ m, składający się z dwóch warstw: oparzonej i nieoparzonej. Grubość warstwy oparzonej wynosi l_1 natomiast nieoparzonej $l - l_1$. Współczynniki przewodzenia ciepła obu warstw są równe $\lambda_1 = 0.1$ W/(m·K) oraz $\lambda_2 = 0.2$ W/(m·K). Przyjęto $\rho = 1000$ kg/(m³·s) oraz $c = 1000$ J/(kg·K), temperaturę krwi $T_b = 37$ °C oraz wartość wydajności źródła ciepła związanego z metabolizmem $\dot{q} = 0.1$ W/m³. Na powierzchni skóry ($z = 0$) pozostającej w kontakcie z otoczeniem zewnętrznym założono warunek rodzaju ($T = T_a$, $\alpha = 10$ W/(m²·K)). Na powierzchni wewnętrznej przyjęto $T = T_b$ oraz $q = 0$ a pomiędzy warstwami warunek kontaktu idealnego.

Na rysunku 1 pokazano rozkład temperatury w tkance wyznaczony dla różnej grubości warstwy oparzonej l_1 oraz l_2 oraz l . Rysunek 1 ilustruje rozkład funkcji $T(z)$ w oparzonej tkance skórnej dla różnych grubości warstwy oparzonej.



Rys. 1. Rozkład temperatury w oparzonej tkance skórnej



Rys. 2. Rozkład funkcji wrażliwości

5. Wnioski

Na podstawie rozkładu temperatury przedstawionego na rysunku 1 można zauważyć, że wraz ze wzrostem grubości warstwy oparzonej temperatura na powierzchni skóry maleje. Rozkłady funkcji wrażliwości przedstawione na rysunku 3 potwierdzają, że grubość warstwy oparzonej ma duży wpływ na wartości temperatury w tkance skórnej, zwłaszcza w pobliżu jej powierzchni.

Literatura

1. Boczek J., Reicher J., Anatomia człowieka, tom V, Państwowy Zakład Wydawnictw Lekarskich Warszawa (1999).
2. Majchrzak E., Metoda elementów brzegowych w przepływie ciepła, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa (2001).
3. Leibler J., Parameter sensitivity analysis by the adjoint method, Computer (1999).
4. Demers J., Rousselet J., Sensitivity analysis for transient heat conduction in a solid body by the adjoint structural optimization method, Computers (1999).
5. Kałuża G., Zastosowanie metod analizy wrażliwości w przepływie biociepła, Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice (2004).

MODELOWANIE I ANALIZA KOMPOZYTÓW METODAMI KOMPUTEROWYMI

inż. GRZEGORZ KOWAL

Automatyka i Robotyka, 2014 rok, 2 stopień
Opiekunowie nauki: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śląskiej,
dr inż. Radosław Górski



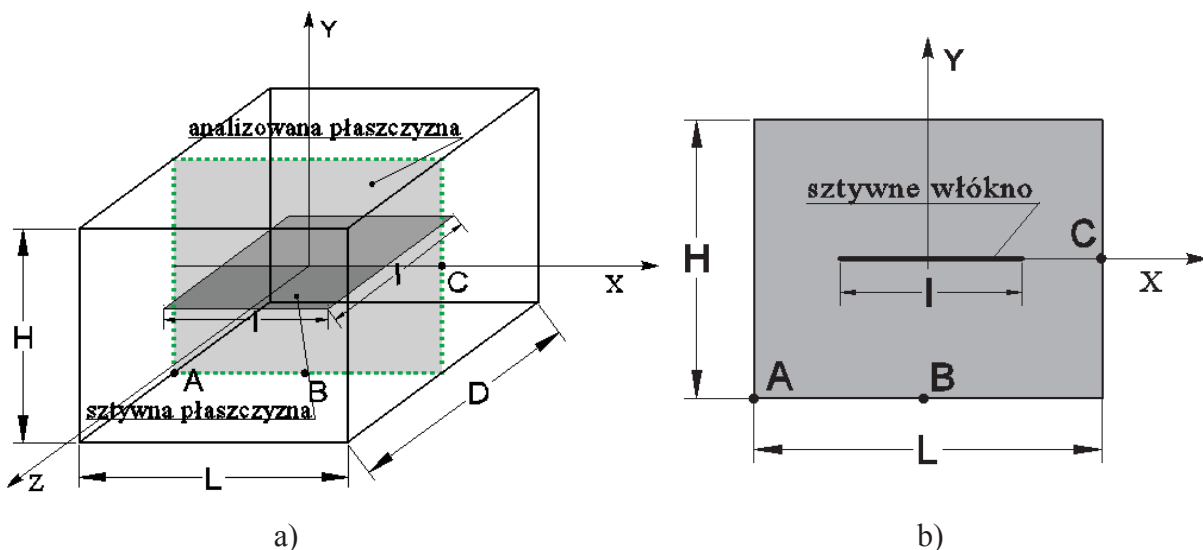
Streszczenie. W artykule przedstawiono modelowanie i analizę kompozytów zawierających sztywne wtrącenia. Model analizowano metodą elementów skończonych (MES) oraz metodą elementów brzegowych (MEB). Rozpatrywano układy płaskie (2D) oraz przestrzenne (3D).

1. Wprowadzenie

Wraz z rozwojem techniki zwiększa się zapotrzebowanie na materiały, które byłyby tańsze i posiadały lepsze właściwości od obecnie stosowanych. Jednym ze sposobów poprawienia parametrów danego materiału jest połączenie go z innym tak, aby ich właściwości wzajemnie się uzupełniały. Połączenie dwóch takich materiałów możemy nazwać kompozytem. Gdy jeden z materiałów kompozytu ma dużo większą sztywność od drugiego, można modelować go jako sztywny, a pozostały materiał jako odkształcalny.

2. Model numeryczny

Analizowano dwa modele, w których każdy zawiera jedno sztywne wtrącenie. Pierwszy to model przestrzenny (3D) o wymiarach 100 mm x 100 mm x 100 mm oraz o długości boku kwadratowej płaszczyzny sztywnej 10 mm. Model 3D został przedstawiony na rys. 1a. Drugi to model płaski (2D), odpowiadający płaszczyźnie zaznaczonej na rys. 1a w modelu 3D, którą analizowano jako tarczę ze sztywnym włóknom. Materiał tarczy znajduje się w płaskim stanie odkształcenia. Model 2D przedstawiono na rys. 1b.



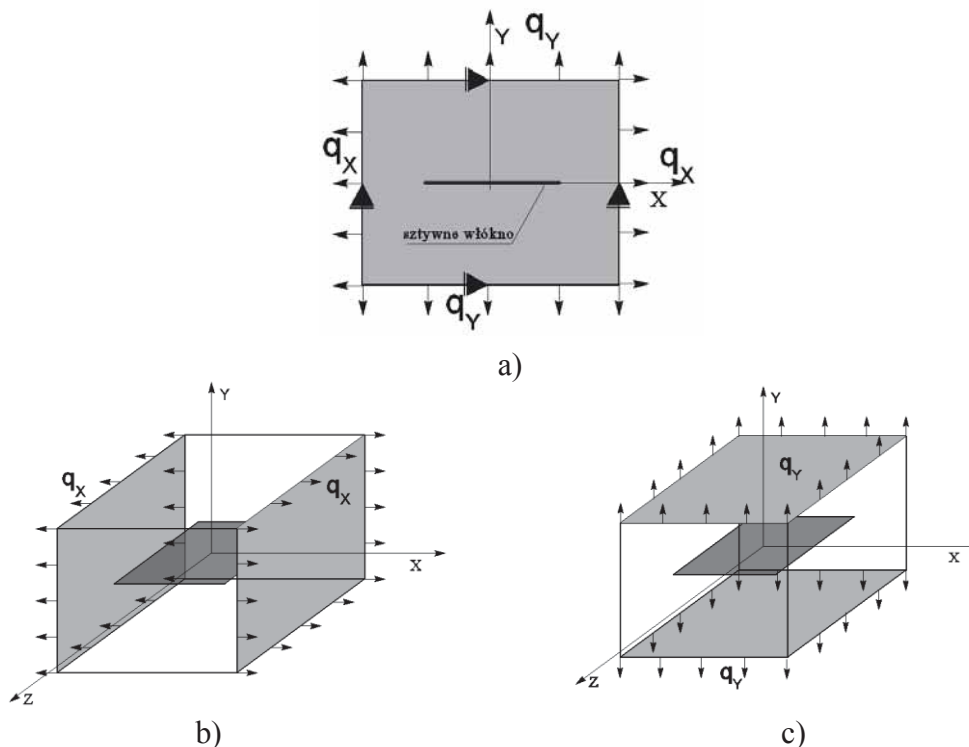
Rys.1. Analizowany kompozyt (a) model 3D (b) model 2D

Jednym z ważniejszych etapów w procesie modelowania jest dobranie odpowiednich elementów skończonych/brzegowych oraz przyjęcie odpowiedniej dyskretyzacji modelu. W artykule zastosowano dwie metody obliczeniowe, tj. FEM i FEM przy czym dla obu metod przyjęto elementy o kwadratowej funkcji kształtu (za wyjątkiem belki w modelu MES). W tabeli 1 zamieszczono typy zastosowanych elementów oraz przyjęty podział na elementy skończone i brzegowe. W modelu 3D sztywna płaszczyzna została zamodelowana jako powłoka (element D) natomiast w modelu 2D sztywne włókno za pomocą elementów belkowych węzłowyc.

Tabela 1. Podział na elementy skończone/brzegowe

model	osnowa		sztywne wtrącenie		osnowa i sztywne wtrącenie	
	D	D	D	D	D	D
typ elementu	bryłowy (sześć ścian)	płaski (czworokąt)	płaski (czworokąt)	jedno wymiarowy (linia)	płaski (czworokąt)	jedno wymiarowy (linia)
liczba węzłów elementu	8	4	4	2	4	2
długość elementu [cm]	100	100	100	100	100	100

Kolejnym krokiem jest przyjęcie odpowiednich warunków brzegowych, tj. sposobu utwierdzenia oraz obciążenia układu. Sposób utwierdzenia i podparcia modeli MES 2D i 3D przedstawiono na rys. 1. W modelu D i D zastosowano podpory przesuwne po jednej na każdej krawędzi (D) i na środku każdej ściany modelu (D). W modelu D i D odebrano wszystkie przemieszczenia odpowiednio wzdłuż sztywnej linii i płaszczyzny.



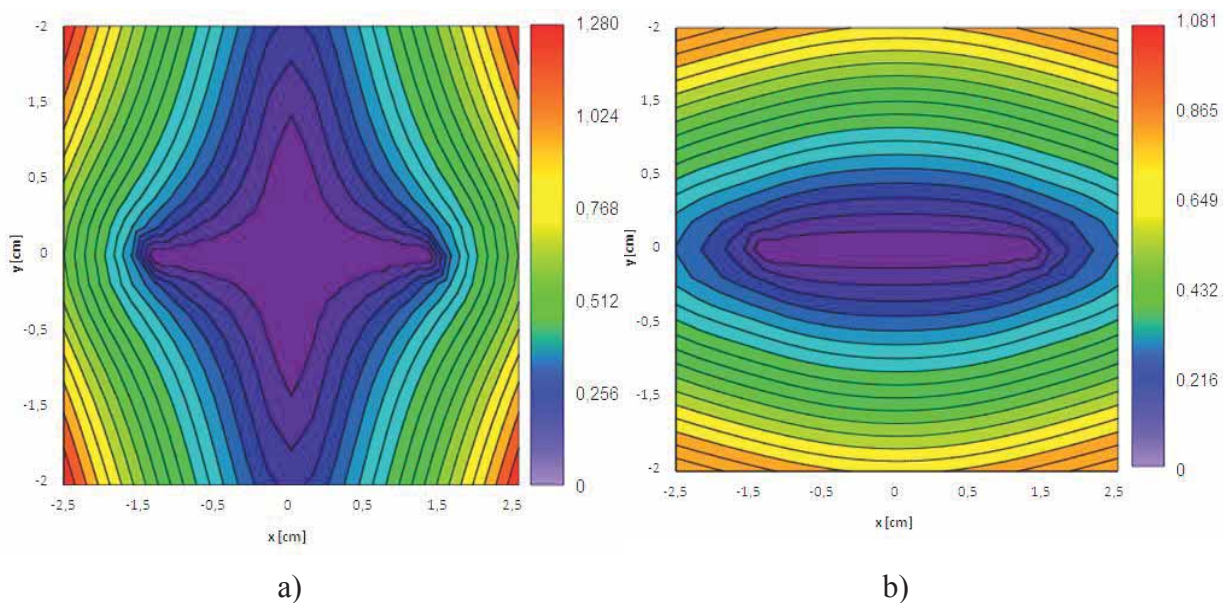
Rys. 1. Obciążenie i utwierdzenie modelu MES: a) 2D, b) D – obciążenie poziome, c) D – obciążenie pionowe

Dla osnowy (ciało odkształcalne) w modelach MES i MEB przyjęto identyczne parametry materiałowe: moduł Younga $E_0 = 1 \text{ Pa}$, współczynnik Poissona $\nu_0 = 0$. Szywny wtrącenia modelowane są poprzez zadanie modułu Younga o dużo większej wartości od materiału osnowy (cztery rzędy większy). Przyjęcie tak dużej różnicy sztywności powoduje, iż wtrącenie może być traktowane jako element sztywny. Przyjęto zerowy współczynnik Poissona dla ciała sztywnego. Modele MES i MEB zostały poddane obciążeniom rozciągającym: pionowemu lub poziomemu. Pierwsze obciążenie q_x działa w kierunku osi X (obciążenie poziome), natomiast drugie q_y działa wzdłuż osi Y (obciążenie pionowe). Wartości obciążeń q_x oraz q_y są sobie równe i wynoszą 10^4 Pa . Obciążenie to zostało zadane w modelu D na jego krawędziach zgodnie z rys. 1a. W modelu 3D obciążone zostały dwie przeciwległe ściany modelu równoległe do płaszczyzny XY (rys. 1b) lub XY (rys. 1c).

3. Wyniki analizy

Porównywano przemieszczenia w punktach A i B (zob. rys. 1) dla dwóch obciążeń (poziomego i pionowego). Punkty te znajdują się w płaszczyźnie będącej przekrojem poprzecznym modelu D w płaszczyźnie XY. W wyniku obciążenia modele odkształcają się i zmieniają swoje położenie.

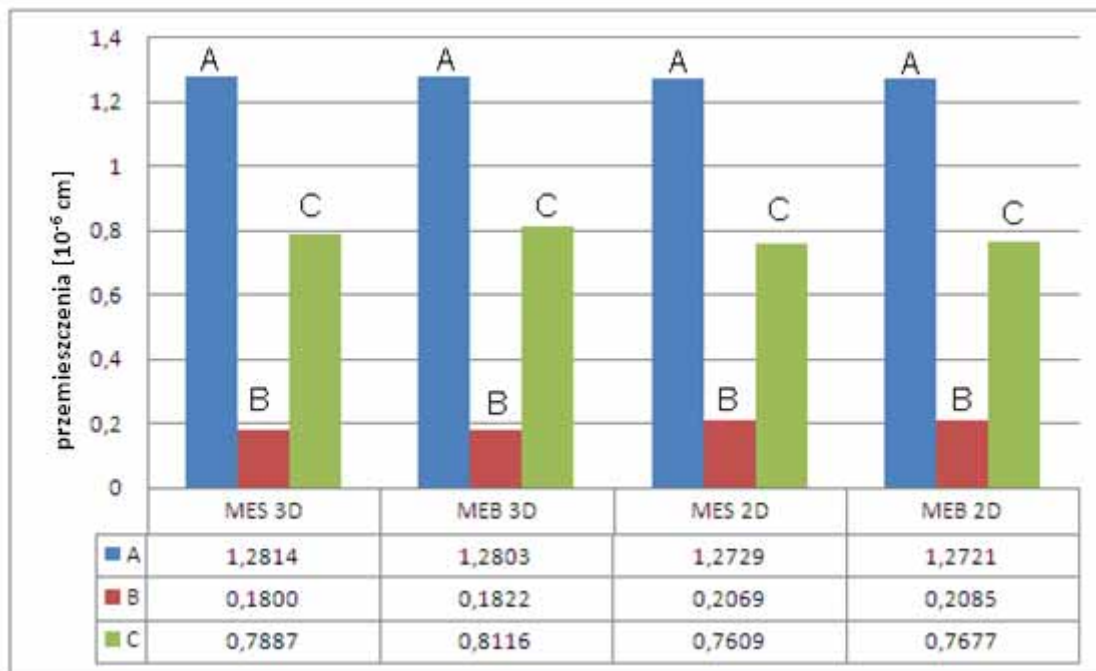
Na rys. 2 przedstawiono rozkłady przemieszczeń wypadkowych dla modelu D obciążonego w kierunku poziomym i pionowym. Mapy przemieszczeń utworzono na podstawie przemieszczeń brzegowych w płaszczyźnie przekroju XY oraz przemieszczeń wyznaczonych w punktach wewnętrznych modeli. Można zauważyć wyraźny wpływ sztywnego wtrącenia na rozkłady przemieszczeń wypadkowych.



Rys. 2. Mapy przemieszczeń wypadkowych dla modelu D o wymiarach $1 \text{ cm} \times 1 \text{ cm}$
 a) obciążenie poziome, b) obciążenie pionowe

Przykładowe wyniki z przeprowadzonej analizy zostały przedstawione w tabeli 1, gdzie porównano przemieszczenia wypadkowe dla punktów A, B modelu D oraz przy obciążeniu działającym w poziomie.

Tabela 1. Przemieszczenia wypadkowe punktów A, B i C otrzymane dla obciążenia poziomego.



Z otrzymanych wyników można zauważyć, iż niezależnie od rodzaju przyjętego obciążenia największe przemieszczenia węzłów występują w wierzchołkach analizowanej płaszczyzny. Przemieszczenia otrzymane oboma metodami komputerowymi są zbliżone. Największe różnice występują pomiędzy modelem 2D oraz 3D – szczególnie w punktach B i C. Otrzymane wyniki dla modelu 2D i 3D porównano także z rozwiązaniami przedstawionymi w [1] i [2] gdzie rozpatrywano identyczny przypadek modelowania tarczy z jednym sztywnym wtrąceniem. Otrzymane wyniki są zgodne z wynikami zamieszczonymi w tych pracach.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz można wysunąć następujące wnioski:

- przemieszczenia wypadkowe otrzymane MES i MEB są bardzo zbliżone do siebie
- MEB pozwala uzyskać zadowalające wyniki przy zastosowaniu mniejszej liczby elementów w porównaniu do MES
- w celu uproszczenia obliczeń dla określonych warunków brzegowych można zastąpić model 2D modelem 3D.

Literatura

1. Wilczyński P. Polimerowe kompozyty włókniste, WNT, Warszawa (1996).
2. Fedeliński P. Metoda elementów brzegowych w analizie układów sprężystych ze sztywnymi włóknami, Modelowanie Inżynierskie, 32, s. 1-10, Gliwice (2008).
3. Górski R., Fedeliński P. Analysis of composites with rigid reinforcements by the boundary element method in materials "15th European Conference on Composite Materials – ECCM15", Venice, CD-ROM (2008).

ANALIZA AERODYNAMICZNA POJAZDU

inż. DAMIAN KRAFCZYK

inżynier mechaniki i konstrukcyjnej
Opiekun naukowy dr inż. Wacław Kuś



Streszczenie. Tematem niniejszej pracy jest analiza aerodynamiczna pojazdu, biorąca udział w zawodach Shell Eco Marathon. Obliczenia prowadzone były w module Fluid Flow (CFX) w programie Ansys. Głównym celem przeprowadzonych obliczeń było ustalenie obszarów, w których następuje pogorszenie własności aerodynamicznych i analiza pod kątem zmian w kształcie nadwozia.

1. Wprowadzenie

Coraz częściej słyszy się o tym, że świat w którym żyjemy jest zanieczyszczany przez różnego rodzaju śmieci, odpady, gazy, czy katastrofy, mające ogromny wpływ na środowisko. Aby zapobiegać dalszej degradacji naszej planety coraz popularniejsze stają się różnego rodzaju akcje proekologiczne, których celem jest zwiększenie świadomości ludzi odnośnie ich oddziaływania na środowisko. Również w przemyśle można zauważyć że aspekt ochrony środowiska został potraktowany bardzo poważnie. W przemyśle motoryzacyjnym znane są już pojazdy napędzane alternatywnymi źródłami energii. Wprowadzane są także nowe technologie pozwalające zaoszczędzić energię potrzebną do poruszania się samochodem. Jedną z akcji mających na celu skupienie większej uwagi na pojazdach napędzanych alternatywnymi źródłami energii są zawody Shell Eco Marathon. Istotą jest przejechanie jak największej liczby kilometrów na z góry określonym źródle energii. Mimo stosunkowo małych prędkości, ważną rolę w całym projekcie odgrywa aerodynamika pojazdu. Jest to jedna z cech, które w początkowym okresie rozwoju motoryzacji nie były brane pod uwagę, jednakże jak się okazuje, właściwie ukształtowane nadwozie pozwala znacznie polepszyć osiągi pojazdu, wpływając również na ilość zużytego paliwa.

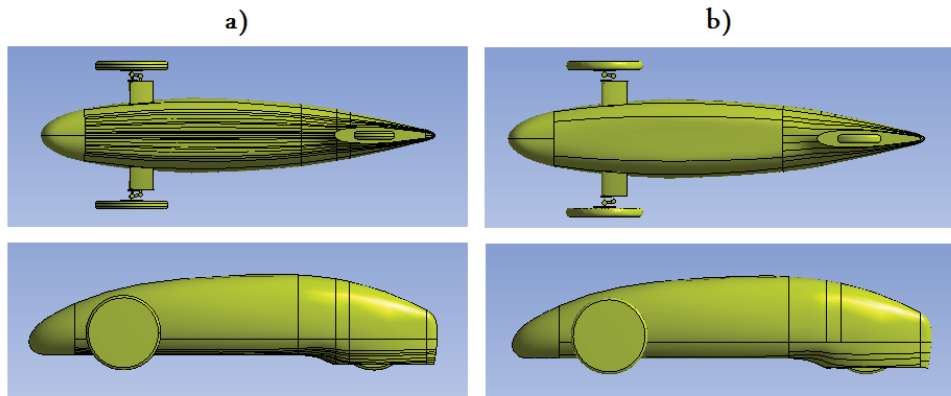
2. Założenia dotyczące analizy

Do przeprowadzenia analizy zostały przyjęte następujące założenia:

- przyspieszenie ziemskie g
- uwzględniona lepkość powietrza
- temperatura T
- uwzględniony ruch kół przednich, prędkość kątowa koła wynosiła ω
- względna prędkość bolidu:
 - przypadek 1 v_1
 - przypadek 2 v_2
- liczba iteracji obliczeń wynosząca 50

3. Model wejściowy, edycja modelu dla potrzeb analizy MES

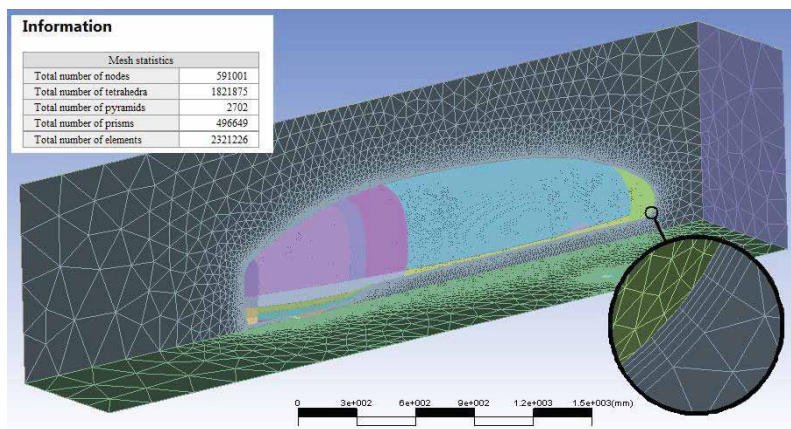
Otrzymany model powierzchniowy widoczny na rys. 1 i zapisany w formacie .stl został wczytany do modułu geometrycznego, w którym za pomocą operacji naprawiania krawędzi usunięto krzywe o długościach mniejszych niż odległości między węzłami. Przy pomocy narzędzia Repair Faces połączono powierzchnie w większe elementy, tworząc bardziej jednolitą i zwartą strukturę powierzchni. Model został podzielony na kilka przedziałów, co umożliwiło zmniejszenie liczby elementów w miejscach mniej ważnych. W efekcie skrócił się czas obliczeń, zwiększyła się natomiast dokładność rozwiązania w miejscach istotniejszych z punktu widzenia aerodynamiki.



Rys. 1. Porównanie modeli: a) przed edycją, b) po edycji

4. Analiza i wyniki obliczeń

Siatka elementów skończonych została wygenerowana z wykorzystaniem metody programu Ansys Mesentod i przedstawiona na rys. Jest to metoda umożliwiająca utworzenie siatki z elementami w kształcie graniastosłupów, stykającymi się z powierzchnią bolidu. Dzięki temu zwiększa się dokładność obliczeń w warstwie przyściennej, która odgrywa kluczową rolę we wszystkich zjawiskach aerodynamicznych.



Rys. 2. Siatka elementów skończonych na analizowanej przestrzeni

Ze względu na dużą ilość węzłów, analizie poddano połowę bryły, co znacząco skróciło czas obliczeń.

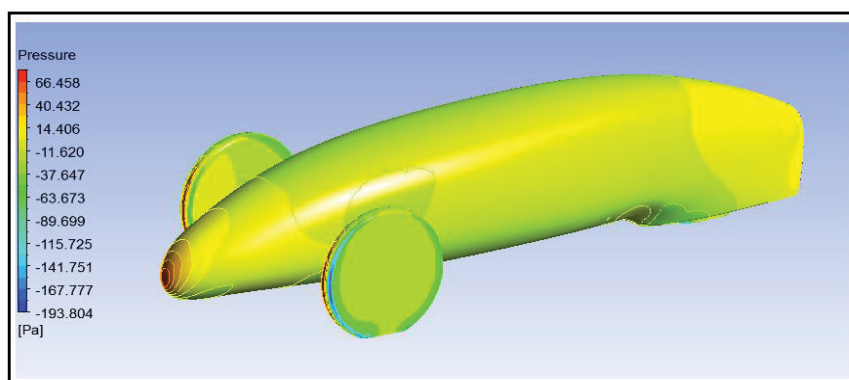
Tabela 1 przedstawia wyniki uzyskane w programie, w postaci siły nośnej i siły oporu aerodynamicznego, które następnie zostały przeliczone na współczynniki aerodynamiczne.

Tabela 1. Współczynniki oporu aerodynamicznego dla dwóch prędkości strugi

	Siła [N]	S [m ²]	V [m/s]	V ² [m ² /s ²]	P [kg/m ³]	C _x
F _{x 1}	1,960	0,296	9	81,000	1,293	0,126
F _{x 2}	7,540	0,296	18	324,000	1,293	0,122
						C _z
F _{z 1}	2,390	0,296	9	81,000	1,293	0,154
F _{z 2}	3,770	0,296	18	324,000	1,293	0,061

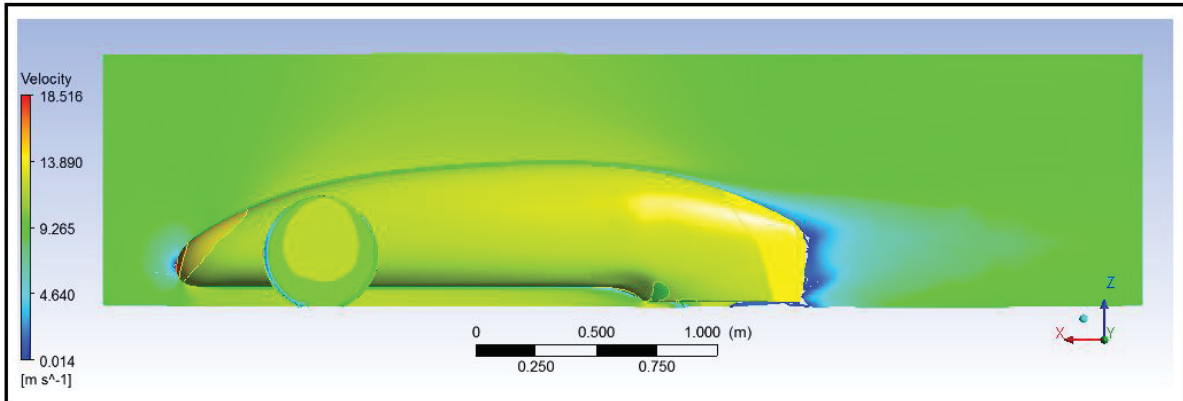
F_{x 1} – siła oporu przy V = 9 [m/s] F_{z 1} – siła nośna przy V = 9 [m/s]
 F_{x 2} – siła oporu przy V = 18 [m/s] F_{z 2} – siła nośna przy V = 18 [m/s]

Jak widać siła oporu przy dwukrotnym wzroście prędkości wzrasta blisko czterokrotnie, co jest zgodne z prawami aerodynamiki. W przypadku dwukrotnie większej prędkości, zmniejszeniu ulega także współczynnik oporu co jest zjawiskiem korzystnym. Rozpatrując siłę nośną, posiada ona wartość dodatnią w obydwu przypadkach. Oznacza to, iż bolid poruszając się po jezdni będzie generował niewielką siłę nośną, która również ma korzystny wpływ na pojazd, gdyż pozwoli to zaoszczędzić kilkaset gram masy pojazdu.



Rys. 3. Rozkład ciśnienia statycznego

Na rys. 3 obrazującym rozkład ciśnienia statycznego możemy zauważyć, że przyrost ciśnienia utrzymuje się w blisko 75% całkowitej długości nadwozia. Dopiero pod koniec w miejscu zwężania występuje obszar niekorzystnego przyrostu sprzyjający oderwaniu. Przyglądając się rozkładom ciśnienia na przednich oponach można zauważyć szerokie zmiany ciśnienia, powodujące gwałtowne przyspieszenie strug powietrza, co również może skutkować oderwaniem przepływu i powiększeniem sumarycznej siły oporu.



Rys 4. Rozkład prędkości wzdłuż bolidu w płaszczyźnie symetrii

Na rys. widać wyraźnie pogorszenie własności aerodynamicznych pojazdu w jego tylnej części, spowodowane działającymi siłami lepkości. W połączeniu z niesprzyjającymi, dodatnimi przyrostami ciśnienia statycznego powodują zmniejszenie prędkości strugi w warstwie przyściennej i oderwanie przepływu. Tworzy się ślad aerodynamiczny charakteryzowany przez obszar niskiego ciśnienia, którego wynikiem jest siła oporu, zwana oporem kształtu.

5. Wnioski

Bolid charakteryzuje się małym współczynnikiem oporu aerodynamicznego $C_x=0,110$, co jest wynikiem dobrym i nie odbiegającym od innych zawodników w tej klasie, których najlepsze podane współczynniki kształtują się w granicach $C_x=0,110$. Utrzymanie korzystnego ujemnego przyrostu ciśnienia statycznego na blisko $\frac{3}{4}$ powierzchni nadwozia, zabezpiecza przepływ przed oderwaniem w dużej części pojazdu. Aby polepszyć własności aerodynamiczne należałoby wydłużyć tył pojazdu, przy jednoczesnym zmniejszeniu jego kąta ścięcia. Pozwoli to na łagodniejszy przebieg odzyskiwania ciśnienia statycznego, zmniejszając wartość niekorzystnych przyrostów, a tym samym umożliwi późniejsze oderwanie przepływu. Należałoby się także zastanowić nad użyciem owiewek na koła, które umożliwiłyby łagodniejszy rozkład ciśnienia. Aby wygenerować dodatkową siłę nośną można nieco obniżyć nosek bolidu, obniżając tym samym punkt, w którym strugi rozdzielają się przy rozpoczęciu opływu wokół pojazdu.

Literatura

1. Mecina M. Podstawy aerodynamiki pojazdów, WKŁ, 2007.
2. Ablamowicz M., Kowakowski M. Podstawy aerodynamiki i mechaniki lotu, WKŁ (1999).
3. Anderson J. D. Fundamentals of aerodynamics, McGraw-Hill Book Company (1999).
4. Grafczyk D., Projekt inżynierski: Analiza cech aerodynamicznych pojazdu, Politechnika Śląska w Gliwicach, Gliwice (2011).

ANALIZA NUMERYCZNA PRZEPIYU CIEPŁA W GRZEJNIKU PODŁOGOWYM

inż. KRZYSZTOF KUBACKI

Automatyka i Robotyka 2010 rok, 2 stopień
Opiekunowie nauki i dr hab. inż. Paweł Jędrzak
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę numeryczną przepływu ciepła w grzejniku podłogowym, a dokładnie w wodnym grzejniku podłogowym. Podłoga wraz z węzownicą została zaprojektowana według wszelkich wytycznych, zaleceń i norm przeznaczonych dla projektantów i instalatorów. Wybraną koncepcję zamodelowano jako dwuwymiarowy model, w dwóch różnych płaszczyznach. Modele wykonano w oprogramowaniu MSC Marc/Mentat. Zamodelowana podłoga była analizowana w jednej płaszczyźnie w stanie ustalonym, natomiast w drugiej płaszczyźnie w stanie nieustalonym.

1. Wprowadzenie

Ogrzewanie wodne jest jednym z wielu rodzajów ogrzewania, które stanowi ponad 50% wszystkich sposobów ogrzewania. Poza ogrzewaniem wodnym można jeszcze wyróżnić powietrzne, elektryczne i parą wodną. Ogrzewanie to, jak sama nazwa wskazuje, wykorzystuje wodę do rozprowadzania i transportowania ciepła wewnątrz budynku. Ogrzewanie wody jest procesem krótkim, natomiast oddawanie ciepła przez nagrzaną wodę trwa już o wiele dłużej [1]. Temperaturę w pomieszczeniach reguluje się przez ustawienie odpowiedniej temperatury wody.

Układ ogrzewania składa się z systemu rurowego, który ma istotne znaczenie dla poprawnej pracy centralnego ogrzewania. Rury są prowadzone od kotła do grzejników lub ogrzewania podłogowego, dostarczając im ciepłą wodę. Przewody rurowe w nowoczesnych instalacjach są zwykle zaprojektowane jako system dwururowy. Polega on na tym, że jedna rura zasila grzejniki wodą (woda ciepła), a druga odprowadza schłodzoną wodę z powrotem do kotła (woda zimna). Rury te są ułożone zazwyczaj równolegle obok siebie. Instalacje rurowe mogą być wykonane z miedzi lub tworzywa sztucznego lub ze stali.

W najprostszym układzie centralnego ogrzewania kocioł spala paliwo i podgrzewa wodę, która ze względu na różnicę w gęstości (jest lżejsza niż woda zimna) lub dzięki pompom płynie do grzejników, tam się wychładza i wraca do kotła.

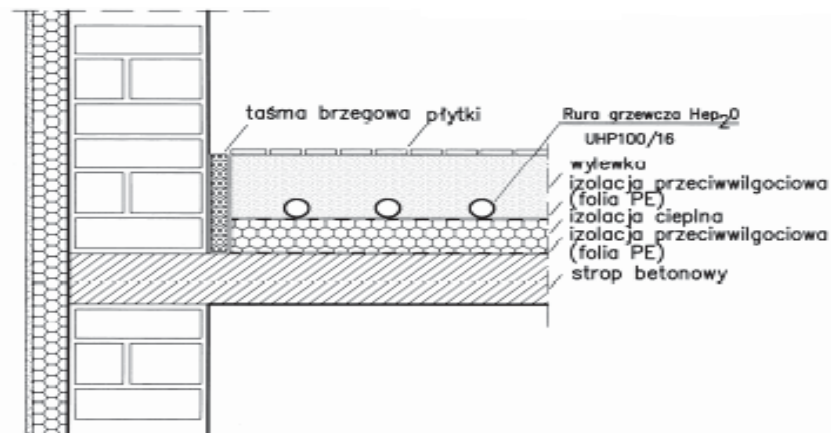
2. Centralne ogrzewanie podłogowe

Pierwsze ogrzewania podłogowe znano już w Rzymie w epoce starożytnej, było to centralne ogrzewanie gorącym powietrzem. Gorące powietrze rozprowadzano pod podłogą specjalnymi kanałami. W ten sposób ogrzewano początkowo łaźnie, a później nawet całe domy. Ogrzewanie to zwano hypocaustum. W III wieku przypomniano sobie o Rzymianach i zaczęto stosować ogrzewanie podłogowe. Początkowo używano do tego klasycznych materiałów instalacyjnych, takich jak stal i miedź, później także tworzywa sztuczne.

Ogrzewanie podłogowe zaliczamy do ogrzewań płaszczyznowych. W tego typu ogrzewaniu ciepło przekazywane jest do otoczenia z całej powierzchni grzejnej. Głównym

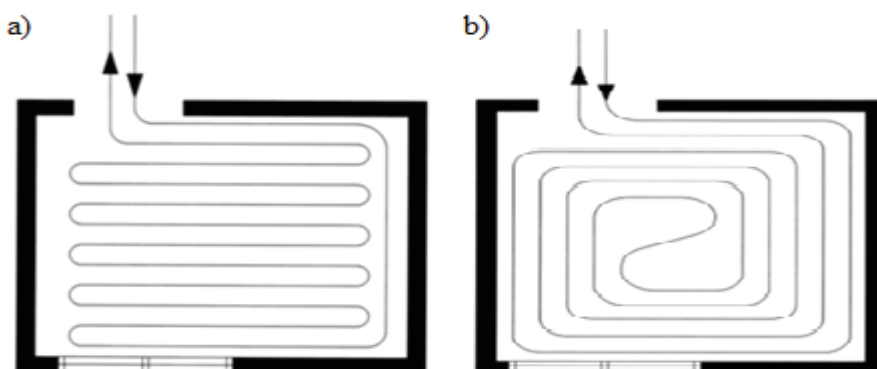
elementem ogrzewania podłogowego jest płyta grzewcza, czyli węzownica umieszczona w wylewce. W celu osiągnięcia prawidłowej temperatury, należy stosować układy mieszające czynnik grzewczy. Metodę sterowania wybiera się w zależności od tego, czy układ ogrzewania podłogowego współpracuje z systemem centralnego ogrzewania grzejnikowego, czy samodzielnie [1].

Podłoga, jako płaszczyzna grzejna układana na poziomej konstrukcji, składa się z następujących warstw przedstawionych na rysunku 1: warstwy izolacji cieplnej, warstwy izolacji przeciwwilgociowej, płyty grzejnej (jastrychu) z rurami (węzownica) i posadzki.



Rys. 1. Schemat konstrukcji podłogi grzejnej [1]

Wpływ na rozkład temperatury podłogi ma sposób ułożenia rur. Występują dwa odmiennie układy, które różnią się rozkładem temperatury: meandrowy i ślimakowy. Układ przedstawiony na rysunku a) charakteryzuje się spadkiem temperatury podłogi wraz z kierunkiem przepływu wody grzewczej. W układzie przedstawionym na rysunku b) występuje równomierny rozkład temperatury na powierzchni całej płyty grzewczej [1].



Rys. 2. Sposoby ułożenia rur [1] a) układ meandrowy, b) układ ślimakowy

Ogrzewanie podłogowe jest stworzone dla ludzi nowoczesnych, którzy lubią małe, lekkie meble, ceramiczne podłogi, które łatwo jest utrzymać w czystości. Dla osób lubiących bawić się z dziećmi na podłodze, która jest ciepła, miła i przyjemna, gdy na niej siadamy, chodzimy bosy lub w lekkich kapciach. Dla ludzi chcących się dobrze czuć, mających dobre samopoczucie w pomieszczeniach gdzie jest ciepło, a powietrze jest chłodniejsze, którzy nie lubią dusznych i gorących pokoi w których czuć zimno od posadzki, gdzie jest chłodno w stopy [1].

3. Obliczenia numeryczne

Podczas wykonywania modeli przyjęto pewne uproszczenia geometryczne i fizyczne. Analizie zostały poddane trzy modele, dwa różniły się między sobą geometrią, a dokładniej rodzajem przekroju przez podłogę. Jeden z przekrojów był wykonany pionowo, a drugi poziomo. Natomiast dwa modele różniły się właściwościami fizycznymi medium rozgrzewającego podłogę, w jednym przypadku była to woda, a w drugim aluminium.

Celem analizy było sprawdzenie, do jakiej maksymalnej temperatury nagrzej się podłoga (model 1 widoczny na rysunku 3 a, dla określonej temperatury medium nagrzewającego posadzkę w stanie ustalonym). Następnie, w modelu 2, widocznym na rysunku 4 b, z zastosowaniem wody i aluminium jako medium nagrzewającego dążono do sprawdzenia, po jakim czasie posadzka dla stanu nieustalonego osiągnie tę samą temperaturę, co w stanie ustalonym.

We wszystkich modelach zastosowano uproszczenia. Polegają one na tym, że wydajność źródła ciepła nie zmienia się w czasie.

W modelu 1 zadano warunki brzegowe I rodzaju Dirichleta, II rodzaju Neumanna i III rodzaju Robina – rys. 3 a:

$$(x, y) \in \Omega: T = 50^{\circ}\text{C}, \quad (1)$$

$$(x, y) \in \Gamma_2: q(x, y) = 0, \quad (2)$$

$$(x, y) \in \Gamma_1: q(x, y) = 10(T(x, y) - 20), \quad (3)$$

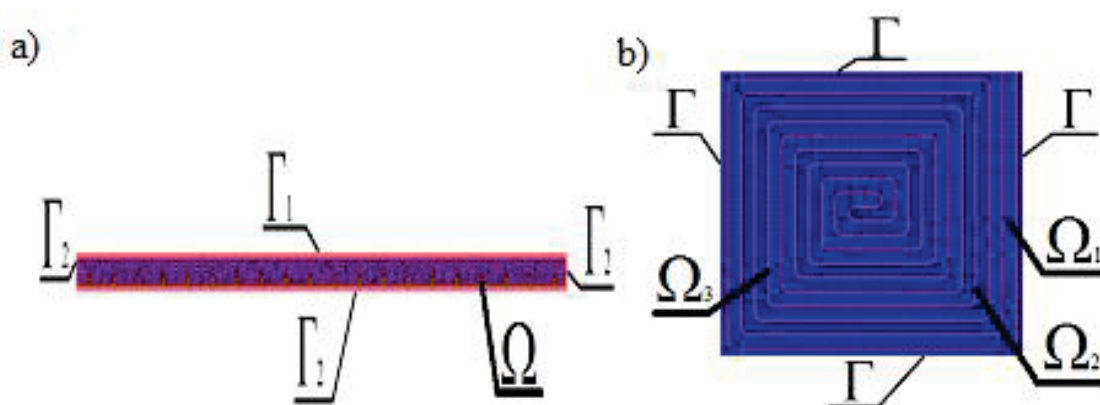
W modelu 2 zadano warunek początkowy oraz warunki brzegowe I rodzaju Dirichleta, II rodzaju Neumanna – rys. 3 b:

$$(x, y) \in \Omega_1: T_p = 20^{\circ}\text{C}, \quad (4)$$

$$(x, y) \in \Omega_2: T_p = 50^{\circ}\text{C}, \quad (5)$$

$$(x, y) \in \Omega_3: T = 50^{\circ}\text{C}, \quad (6)$$

$$(x, y) \in \Gamma: q(x, y) = 0, \quad (7)$$



Rys. 3. Geometria i warunki brzegowe: a) model 1, b) model 2

Przyjęto następujące wartości materiałowe:

☐beton

$$\lambda = 1 \text{ W}/(\text{mK})$$

$$c = 880 \text{ J}/(\text{kgK})$$

$$\rho = 2000 \text{ kg}/\text{m}^3$$

☐aluminium

$$\lambda = 229 \text{ W}/(\text{mK})$$

$$c = 896 \text{ J}/(\text{kgK})$$

$$\rho = 2700 \text{ kg}/\text{m}^3$$

☐woda

$$\lambda = 0,6 \text{ W}/(\text{mK})$$

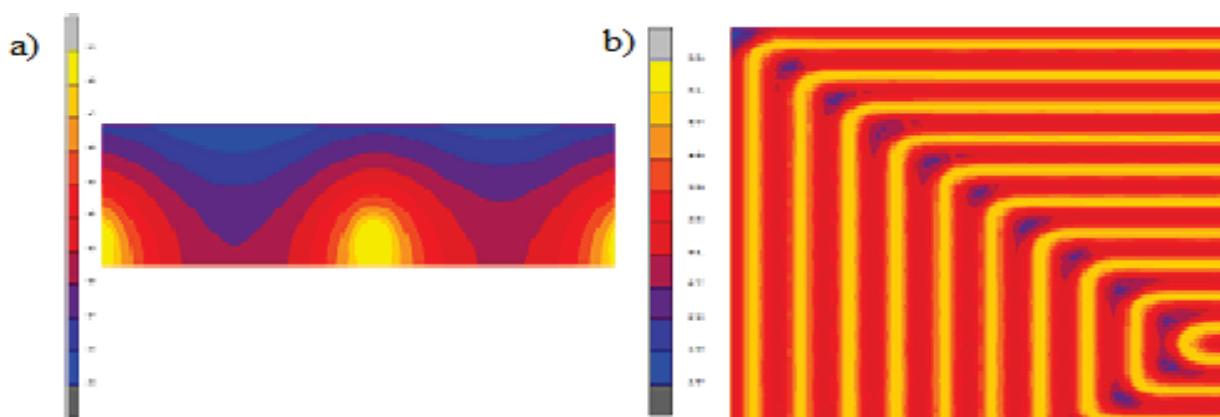
$$c = 4189,9 \text{ J}/(\text{kgK})$$

$$\rho = 998 \text{ kg}/\text{m}^3$$

4. Wyniki analizy

W modelu 1 nagrzewając beton uzyskuje się temperaturę maksymalną 50 °C w okolicy węzownicy oraz temperaturę najniższą 33 °C na posadzce, co widać na rysunku 4 a.

W modelu 2 beton trzeba nagrzewać przez ok. 42 minuty, aby uzyskać 33 °C. Czas ten pozwala na nagrzanie posadzki tak, aby 33 °C występowały pomiędzy rurami węzownicy. Niższa temperatura, czyli 26 °C występuje pomiędzy kolejnymi zaokrągleniami węzownicy, co widać na rysunku 4 b.



Rys. 4. Rozkład temperatury: a) model 1, b) model 2

5. Wnioski

Stosując Model 1 uzyskano minimalną temperaturę 33 °C, która jest odpowiednia dla łazienek, hali pływalni i miejsc o krótkotrwałym czasie pobytu człowieka.

☐odel 2 zawiera uproszczenia geometryczne, aby uniknąć zbytniego zniekształcenia siatki. ☐bliczenia przeprowadzono dla dwóch rodzajów medium przenoszącego ciepło: wody i aluminium. W przypadku obu mediów maksymalną temperaturę uzyskano po ok. 42 min, a rozkłady temperatury w podłodze są takie same dla obu modeli. Jak widać, uproszczenie geometryczne nie spowodowało żadnych negatywnych skutków, ponieważ rozkłady temperatur w obu przypadkach są takie same. Zaletą zastosowania tego uproszczenia jest natomiast uzyskanie lepszej, mniej zniekształconej siatki elementów skończonych.

Analizę numeryczną przepływu ciepła w grzejniku podłogowym należałoby przeprowadzić stosując model trójwymiarowy i sprawdzić, czy wyniki uzyskane dla uproszczonych modeli 2D w dwóch płaszczyznach są wystarczająco dokładne.

Literatura

1. <http://ogrzewanie.ork.pl/ogrzewanie/wodne>.
2. <http://www.dom.pl/co-wiemy-o-centralnym-ogrzewaniu.html>.
3. Materiały firmy Hepworth, Ogrzewanie podłogowe.
4. Nowicki ☐, ☐hmielowski ☐., ☐oradnik. ☐grzewanie podłogowe., Ośrodek informacyjny: ☐echnika instalacyjna w budownictwie, Warszawa (1☐☐☐)

ANALIZA NUMERYCZNA PĘKNIĘĆ W POWŁOKACH CERAMICZNYCH TYPU BARIERY CIEPLNE

inż. MATEUSZ MICHNIAK

inżynier mechaniki i konstrukcji maszyn, inżynier, 4 lata, 2 stopień

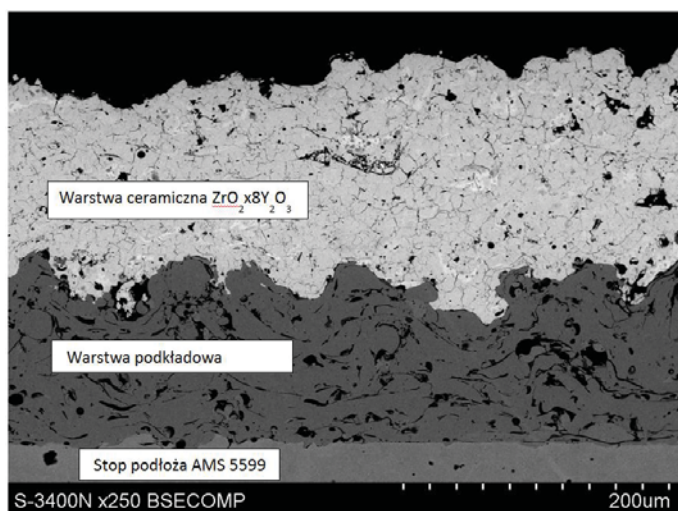
opiekun naukowy: dr inż. Grzegorz Kokot



Streszczenie. W artykule przedstawiono symulację numeryczną modelu powłoki ceramicznej typu termiczna bariera cieplna (TBC). Przedstawione zostały przyjęte warunki brzegowe i parametry materiałowe oraz przedstawiono wyniki analizy termicznej i sprzężonej analizy termomechanicznej.

1. Wprowadzenie

Termiczne bariery cieplne stanowią jedne z najbardziej zaawansowanych technologicznie i materiałowo koncepcji stosowanych w turbinach gazowych silników, zwłaszcza na pokrycie takich elementów jak komory spalania i łopatki kierujące. Charakteryzują się one wysokimi właściwościami izolacyjnymi, co pozwala na znaczne obniżenie temperatury narażonych na pełzanie elementów pracujących w gorącej sekcji silnika, do zakresu temperatury umożliwiającego ich długotrwałą i bezpieczną pracę.



Rys. 1. Przekrój bariery cieplnej

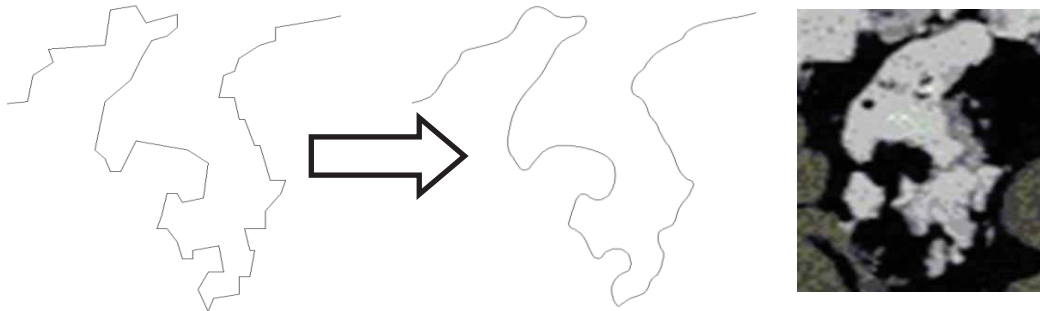
trwałości TBC. Główne z nich to pęknięcia związane pośrednio z rozkładem temperatur oraz stanem wyężenia wynikającego z dużych różnic w parametrach właściwości materiałowych oraz stopień porowatości. Stosowane metody nanoszenia warstw oraz zachodzące procesy w trakcie sprzyjają powstawaniu warstw o różnej porowatości co również ma wpływ na trwałość i czas eksploatacji. Artykuł prezentuje wyniki badań nad określeniem stanu wyężenia w warunkach pracy. Jest to możliwe tylko na podstawie analiz numerycznych. Badanie eksperymentalne dają możliwość określenia jedynie stanu wyężenia na powierzchni powłoki i to w zakresie przybliżonym.

Bariery termiczne składają się zwykle z dwóch warstw. Pierwsza – metaliczna, zwana jest warstwą wiążącą lub podkładową. Jej funkcją z jednej strony jest ochrona materiału bazowego przed utlenianiem i korozją (w wyniku tworzenia się tlenków glinu), a z drugiej strony zapewnienie dobrej adhezji do drugiej warstwy – ceramicznej. Własności drugiej warstwy zależą szczególnie od morfologii porów, wynikającej z metody nanoszenia [1,4]

Istnieje szereg wad wpływających na obniżenie

2. Budowa modelu numerycznego

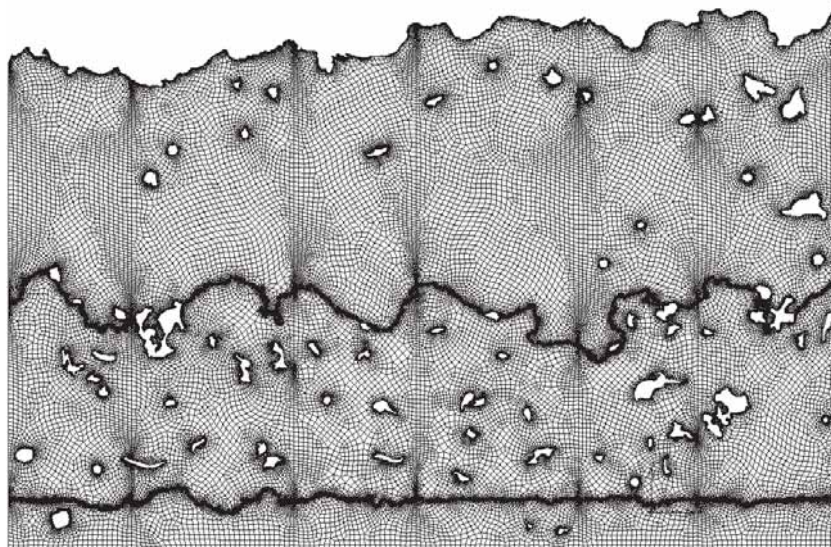
Na podstawie przedstawionego na rys. 1. przekroju uzyskanego z mikroskopu skaningowego o wymiarach 5mm x 3,2mm stworzony został model numeryczny do analiz metodą elementów skończonych. W kolejnych etapach z pliku w formacie .bmp zbudowano geometrię CAD, na podstawie której stworzony został model dyskretny (rys. 2).



Rys. 2. Transformacja krzywych łamanych w splajny oraz modyfikowany fragment w pliku bazowym

2.1 Model dyskretny i warunki brzegowe

Stworzona geometria w systemie CAD przy użyciu formatu .sat została wyeksportowana do systemu obliczeń inżynierskich MSC.Patran, gdzie stworzona została siatka elementów skończonych w oparciu o czterowzłowy element typu Quad. Średni rozmiar elementu wynosi ok. 30 μ m, a na granicach warstw ok. 2 μ m. Model numeryczny składa się z 90132 elementów i 96552 węzłów.



Rys. 3. Wygenerowana siatka elementów skończonych

Model numeryczny został wyeksportowany do systemu Arcadis, gdzie zadane zostały warunki brzegowe i parametry materiałowe. W analizie termicznej i termomechanicznej na wolnej krawędzi ceramicznej zadano temperaturę 1500 $^{\circ}$ C, a na wolnej krawędzi podłoża 800 $^{\circ}$ C. Ponadto w analizie termomechanicznej odpowiednio utwierdzono

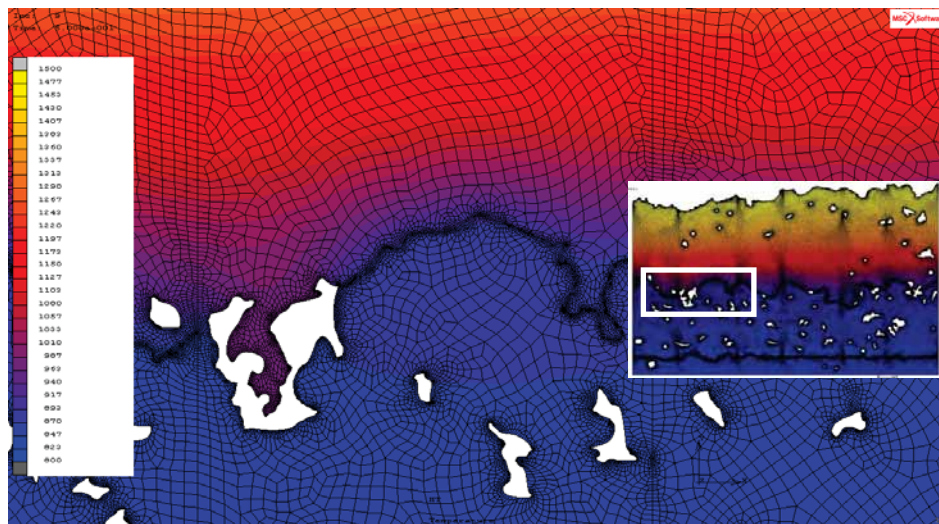
krawędź podłoża i lewy brzeg modelu. Jako warunek początkowy w obu analizach przyjęta została temperatura początkowa, równa temperaturze otoczenia 20°C.

2.2 Parametry materiałowe

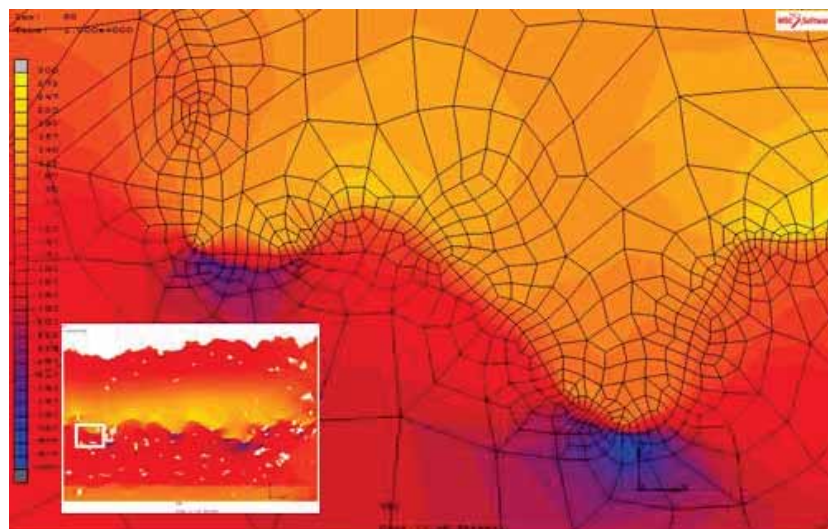
Materiałem warstwy ceramicznej jest $ZrO_2 \cdot 0,2Y_2O_3$, warstwy podkładowej NiCrAlY, a podłoża stop AMS 5599. Ze względu na dużą nieliniowość zadania w badanym zakresie temperatur zarówno własności cieplne jak i mechaniczne wprowadzone są w zależności od temperatury. Parametry materiałowe dobrano na podstawie dostępnej literatury [2,3].

3. Analiza termiczna i termo-mechaniczna

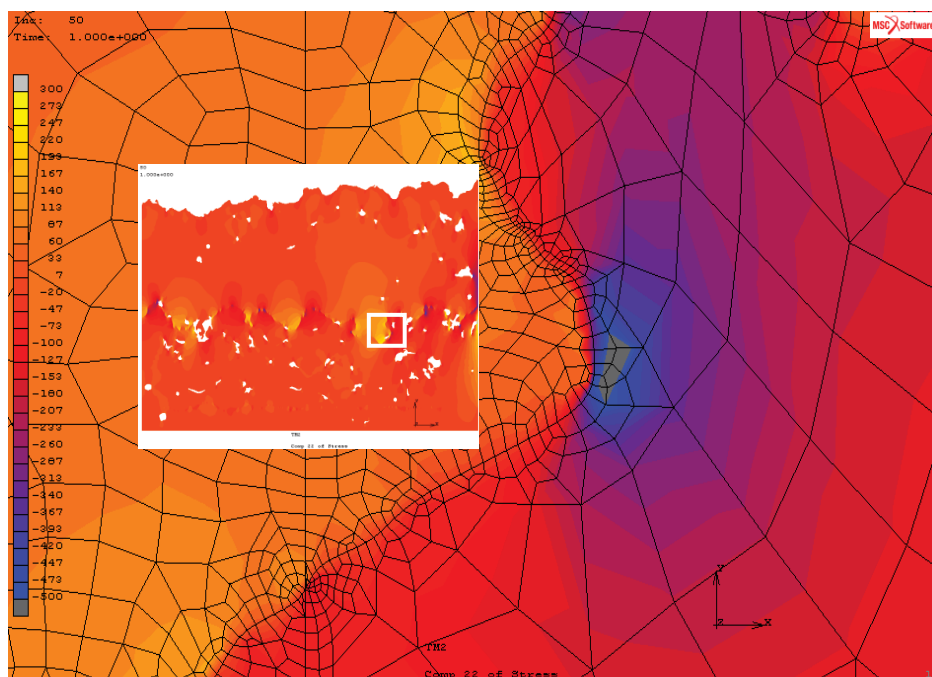
Zarówno analiza termiczna jak i sprzężona termo-mechaniczna przeprowadzone zostały w systemie ANSYS Arc. W analizie termo-mechanicznej zadanie zostało obliczone dla płaskiego stanu odkształcenia. Uzyskane wyniki prezentowane są na rys. 4-6. Wartości temperatur są wyrażone w [°C], a naprężeń w [MPa].



Rys. 4. Rozkład temperatury – powiększenie



Rys. 5. Rozkład naprężeń normalnych σ_{11} – powiększenie



Rys. 6. Rozkład naprężeń normalnych σ_{22} powiększenie

4. Podsumowanie i wnioski

Przy pomocy odpowiedniego oprogramowania możliwe jest stworzenie modelu numerycznego bazując na rastrowym pliku graficznym. Przeprowadzone analizy termiczne potwierdzają, że dzięki doskonałym właściwościom izolacyjnym bariery termiczne mogą być z powodzeniem stosowane wszędzie tam, gdzie elementy pracują w bardzo wysokiej temperaturze. Analizując stan naprężenia obserwuje się duże gradienty naprężeń z jednoczesną zmianą ich znaku. Maksymalne naprężenia ściskające są osiągnięte w warstwie ceramicznej, a rozciągające w warstwie podkładowej. Taki stan wyężenia wpływa na skłonność do powstawania i propagacji pęknięć co jest zjawiskiem niekorzystnym. W połączeniu z zachodzącymi procesami chemicznymi na styku warstw potęgują one zjawiska pęknięć i ich propagacji.

Literatura

1. Mass D. D., Directed Vapor Deposition of Thermal Barrier Coatings, Ph.D. Dissertation, University of Virginia (2000).
2. Koskal G., Charakterystyka wybranych właściwości cieplnych proszków ceramicznych typu $R_{2}O_{7}$, Inżynieria Materiałowa 4, s. 1107-1112 (2010).
3. Koskal G., Thermal barrier coatings: Part 1 – characteristics of microstructure and properties, generation and directions of development of bond coats, Archives of Materials Science 2, s. 1-12 (2007).
4. <http://www2.fjuelich.de/~jeff/index.php/index63>.

WYKORZYSTANIE HISTOGRAMU W PRZETWARZANIU OBRAZÓW

inż. KAROL MISIAK

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Mirosław Dziewoński



Streszczenie. W artykule przedstawiony został program przetwarzający obraz za pomocą operacji na jego histogramie. Do przetwarzania histogramu zostały użyte algorytmy opierające się na tablicach Look-Up Table. Program ma umożliwić wykonanie takich operacji jak rozciąganie histogramu, wyrównanie histogramu czy zmiana kontrastu lub ekspozycji. Plik jest wczytywany przez użytkownika, a dostępne formaty to JPEG, BMP, ICO, EMF oraz WMF. Program został napisany w środowisku Borland C++ Builder w wersji 6.0.

1. Wprowadzenie

Grafika komputerowa jest jedną z wielu dziedzin informatyki. Jednym z aspektów grafiki komputerowej jest przetwarzanie obrazów. W dzisiejszym świecie jest to bardzo potrzebna umiejętność wykorzystywana zarówno w fotografii jak i w przemyśle czy medycynie. Wiele zdjęć wymaga uwypuklenia pewnych szczegółów lub usunięcia niedoskonałości powstałych na wskutek błędu operatora lub urządzenia rejestrującego obraz. Od końca XX wieku postępująca cyfryzacja pozwoliła na poprawienie jakości wykonywanych czy wykonanych już zdjęć czy filmów. Wykorzystując niedoskonałość narządu wzroku obrazy są tworzone za pomocą sąsiadujących ze sobą kolorowych punktów zwanych pikselami. Jako że piksele są bardzo małe, tworzą iluzję ciągłego obrazu. Taki sposób tworzenia obrazów nazywany jest grafiką rastrową. Kolor poszczególnego piksela jest zakodowany za pomocą jednego z formatów kodowania barw takich jak CMYK, HSV, YIQ czy RGB [1]. Ten ostatni jest popularnie używany do kodowania obrazów wyświetlanych na ekranach komputerów. Również przedstawiony tutaj program korzysta z tego systemu kodowania. Poszczególne składowe to składowa czerwona, zielona oraz niebieska. Wykorzystując zmianę poszczególnych odcieni można utworzyć przetworzony obraz o pożądanym cechach. Istnieje wiele algorytmów wspomagających takie operacje. Jednym z nich jest algorytm zmieniający histogram danego obrazu za pomocą tablicy LUT [2].

2. Histogram

Histogram jest określeniem ilościowego udziału pikseli o poszczególnych odcieniach. Dla danych monochromatycznych można go opisać jako wektor H o L_h składowych, które odpowiadają liczbie rozróżnialnych odcieni. Długość takiego przedziału jest ustalona i wynosi dG . Poszczególne składowe wektora H ukazują liczbę pikseli zabarwionych na odcień zawarty w odpowiadającym tej składowej przedziale [3]

$$H = [H_j] \quad , j = 1, 2, \dots, L_h \quad (1)$$

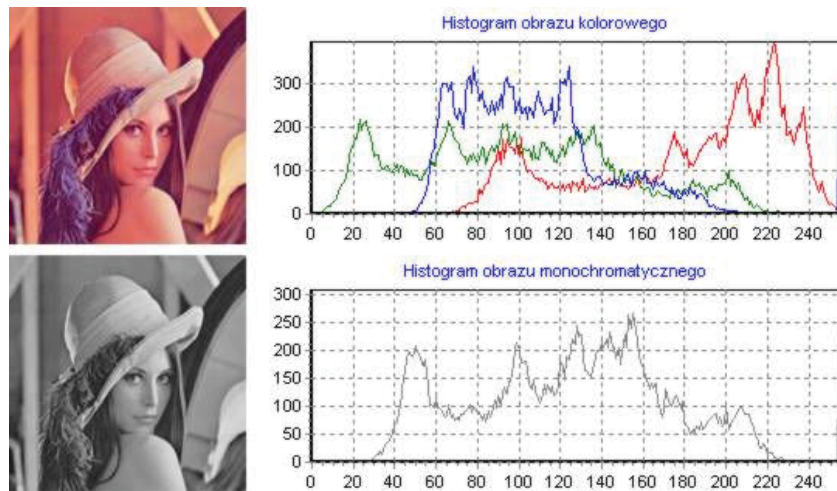
$$H_j = \sum_{w=1}^{L_w} \sum_{k=1}^{L_h} L[(j-1) \cdot dG < x_{wyk} \leq j \cdot dG] \quad (2)$$

gdzie: dG to długość przedziału, $L()$ – funkcja wyznaczająca wartość logiczną wyrażenia (1 to prawda, 0 to fałsz).

Histogramem znormalizowanym nazywamy wektor, w którym poszczególne składowe histogramu zostały podzielone przez całkowitą liczbę pikseli [3].

Dla obrazów kolorowych można utworzyć jeden histogram posiadający trzy wymiary. Wtedy histogram będzie wyznaczał liczbę pikseli o wartościach na przykład (R,G,B), bądź też można użyć trzy histogramy jednowymiarowe dla każdej składowej. W tym wypadku otrzymuje się histogramy dla każdej z barw: czerwonej, zielonej oraz niebieskiej.

Reprezentację histogramu dla przykładowego obrazu pokazuje rys. 1.



Rys. 1. Przykładowe histogramy dla obrazów kolorowego i czarno-białego

Zmiany histogramu można przeprowadzić za pomocą tablicy LUT (Look-Up Table). Pomaga ona w utworzeniu funkcji początkowych wartości składowych na nowe wartości. Proces użycia tej tablicy jest dość prosty i sprowadza się do następującej zależności. Jeśli dla indeksu K tablicy LUT znajduje się określona wartość L , to należy wszystkie piksele o wartości K zmienić na wartość L [4].

3. Operacje przeprowadzane na histogramie

Operacje, które można przeprowadzić na histogramie za pomocą programu zostały przedstawione poniżej.

Rozciągnięcie histogramu sprowadza się do poszerzenia zakresu występujących barw, tak aby barwy rozkładały się od zakresu minimalnego do zakresu maksymalnego. Efektem tego jest poprawa jakości odbieranych kolorów.

Wzór przedstawia się następująco [5]:

$$LUT(i) = (i_{\max} / (v_{\max} - v_{\min})) \cdot (i - v_{\min}) \quad (3)$$

Wyrównywanie histogramu zwane również linearyzacją lub spłaszczeniem histogramu polega na transformacji funkcji histogramu $h(J_i)$ tak, aby rzędne nowej funkcji histogramu były wyrównane w jak największym stopniu.

Przyjmując model jednowymiarowy histogramu w zakresie od 0 do 1, przy założeniu, że jasności przyjmują wartości dyskretne, rzędne histogramu można obliczyć ze wzorów:

$$p_r = (r_k) = \frac{n_k}{n}, 0 \leq r_k \leq 1, k=0,1,\dots,L-1 \quad (4)$$

gdzie: n_k – liczba pikseli o jasności r_k , n – całkowita liczba pikseli w obrazie,

$$s_k = T(r_k) = \sum_{j=0}^k p_r(r_j), k = 0,1,\dots,L-1 \quad (5)$$

gdzie: s_k – nowa wartość jasności r_k .

Operacja zmiany kontrastu powoduje uwypuklenie lub zamazanie szczegółów obrazu.

Zmiana kontrastu obrazu za pomocą tablicy LUT realizowana jest następująco [5]

$$LUT(i) = \begin{cases} 0 & a(i - \frac{i_{\max}}{z}) + \frac{i_{\max}}{z} < 0 \\ a(i - \frac{i_{\max}}{z}) + \frac{i_{\max}}{z} & 0 \leq a(i - \frac{i_{\max}}{z}) + \frac{i_{\max}}{z} \leq i_{\max} \\ i_{\max} & a(i - \frac{i_{\max}}{z}) + \frac{i_{\max}}{z} > i_{\max} \end{cases} \quad (6)$$

gdzie: a – wartość zmiany kontrastu (jeżeli większa od 1 to kontrast jest zwiększany, jeżeli mniejszy od 1 to kontrast jest zmniejszany), z – zakres.

Zmiana jaskrawości za pomocą tablicy LUT opisana jest zależnością[5]:

$$LUT(i) = \begin{cases} 0 & 1 + b < 0 \\ 1 + b & 0 \leq i + b \leq i_{\max} \\ i_{\max} & i + b > i_{\max} \end{cases} \quad (7)$$

gdzie: b – wartość zmiany jasności. Wartość dodatnia powoduje zwiększenie jasności obrazu, a wartość ujemna powoduje zmniejszenie jasności obrazu.

Algorytm zmiany ekspozycji za pomocą tablicy LUT ma postać [5]:

$$LUT(i) = \begin{cases} ai & ai < i_{\max} \\ i_{\max} & ai \geq i_{\max} \end{cases} \quad (8)$$

gdzie: a – współczynnik zmiany ekspozycji.

Korekcję gamma wykonuje się w celu dostosowania barw wyświetlanych przez urządzenia peryferyjne komputera do osobistych preferencji użytkownika. Algorytm zamiany wyglądu następująco [5]:

$$LUT(i) = zakres \cdot \left(\frac{i}{zakres}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (9)$$

gdzie: γ – współczynnik korekcji gamma.

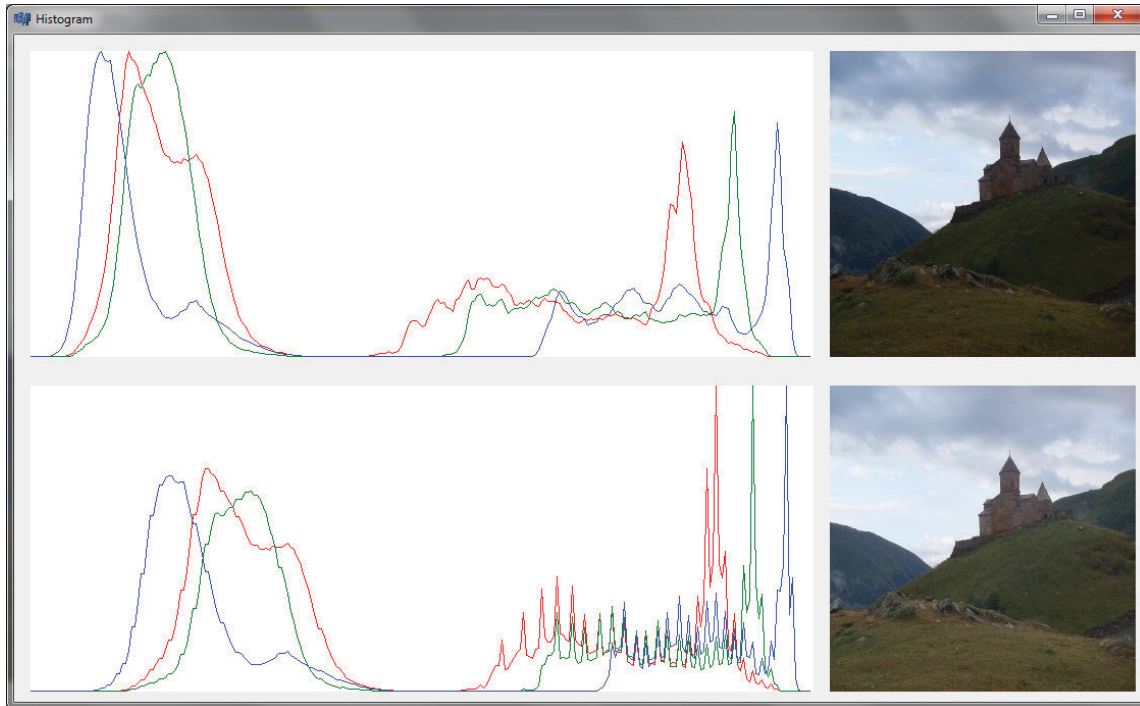
4. Program komputerowy

Program komputerowy został napisany w środowisku Borland C++ Builder w wersji 6.0. Składa się on z pięciu okienek typu Form, Menu kontekstowego oraz wykorzystuje elementy typu Image, Label, Edit, Buton, GroupBox, ScrollBar, OpenPictureDialog oraz SavePictureDialog. Główne okno programu ma za zadanie przedstawić aktualny wygląd przetwarzanego obrazu. W wypadku gdy obraz jest zbyt duży by mógł się zmieścić na ekranie program wyświetla proporcjonalnie mniejszą miniaturę. Wszystkie operacje przetwarzania obrazu wykonywane są na kopii oryginalnej wielkości przechowywanej w pamięci programu. W ten sposób uniknięto problemu skalowania grafiki rastrowej, co jest wadą tej techniki[4].

Program przeznaczony jest do działania na obrazach o rozdzielczości poniżej 1000x1000 pikseli. Obrazy o większej rozdzielczości mogą potrzebować długiego czasu na wykonanie operacji. Dzieje się tak dlatego, że o ile same algorytmy przetwarzania obrazu są proste i

szybkie w działaniu, to już sama „podmiana” pikseli wymaga większych zasobów sprzętowych.

Program generuje w osobnych oknach obraz rzeczywisty obrabianego pliku oraz obraz początkowy przed obróbką. Dodatkowo w osobnym oknie można wyświetlić histogramy obrazów przed i po obróbce. Działanie programu na przykładzie zmiany korekcji gamma przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Histogram oraz miniatury obrazu na przykładzie korekcji gamma

Obraz stał się jaśniejszy i widać wyraźną zmianę rozkładu odcieni na histogramie.

5. Wnioski

Wykorzystanie histogramu we współczesnym przetwarzaniu obrazów jest bardzo istotne i pozwala na wiele operacji, które są traktowane jako podstawowe przy przetwarzaniu obrazów. Prostota algorytmów oraz wysoka zdolność przetwarzania są niewątpliwymi zaletami tej metody. Mimo wad związanych ze złożonością obliczeniową odczytywania i zapisywania barw poszczególnych pikseli można stwierdzić, że histogram jest potrzebnym narzędziem w grafice komputerowej.

Literatura

1. Foley J.D., van Dam A., Feiner S.K., Hughes J.F., Phillips R.L., Wprowadzenie do grafiki komputerowej, WNT, Warszawa (2001).
2. Lansdown J., Grafika komputerowa, WNT, Warszawa (1990).
3. Rudnicki Z., Metody komputerowej analizy obrazów w badaniach tribologicznych, Wydawnictwa AGH, Kraków (2010).
4. Misiak K., Wykorzystanie histogramu w przetwarzaniu obrazów, Praca inżynierska, Politechnika Śląska, Gliwice (2012).
5. <http://www.algorytm.org/przetwarzanie-obrazow/>.

PROJEKT I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA UKŁADU NOŚNEGO MANIPULATORA

inż. WALDEMAR MUCHA

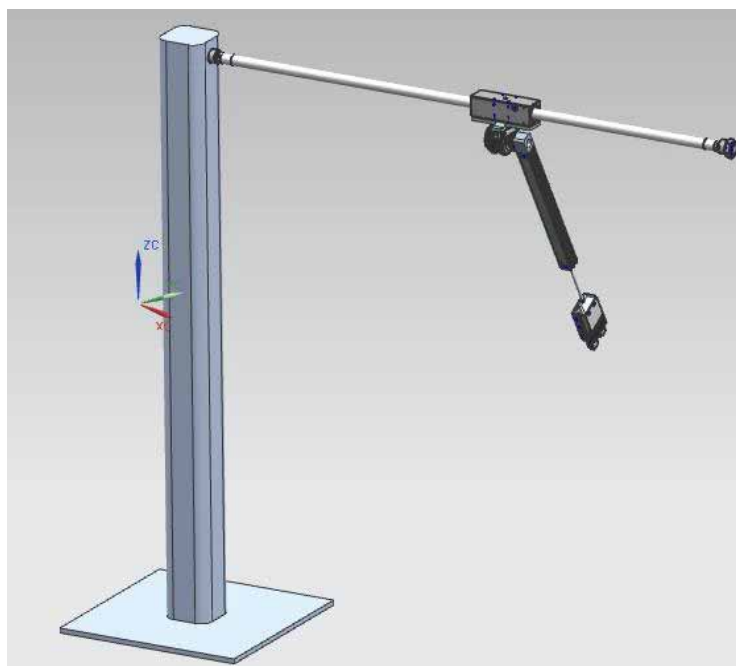
- Automatyka i Robotyka, III, 1 rok, 2 stopień
- Opiekunowie naukowcy: dr hab. inż. Piotr Fedeliński, Prof. Pol. Śl.,
dr inż. Radosław Górski



Streszczenie. Celem pracy było zastąpienie rzeczywistego obciążonego ustroju nośnego manipulatora w wybranej pozycji modelem ramy przestrzennej, a następnie analiza wytrzymałościowa tego modelu metodą analityczną oraz Metodą Elementów Skończonych (MES) za pomocą programu *Abaqus Student Edition 6.11*. Wyniki otrzymane dwiema metodami zostały porównane. Dodatkowymi celami pracy było zbadanie dokładności MES oraz wpływu położenia manipulatora na wielkość naprężeń, przemieszczeń oraz drgania własne.

1. Założenia do projektu

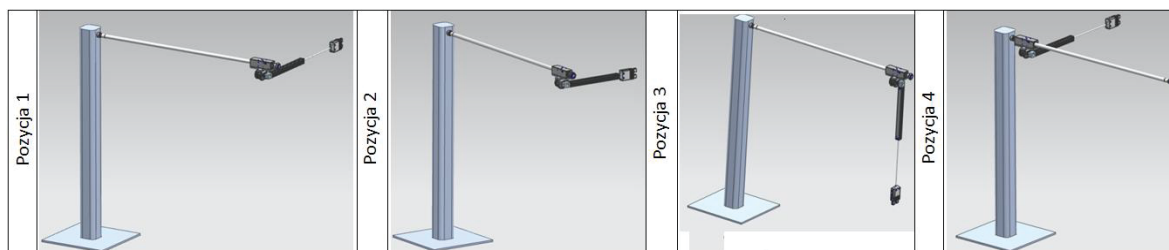
Wybrany został manipulator posiadający trzy pary kinematyczne – dwie przesuwne i jedną obrotową. Manipulator ten (przedstawiony na rys. 1.) złożony został z następujących modułów pneumatycznych firmy *FESTO*: siłownika beztłoczyskowego *DGO-32-1000-PPV-A-B*, napędu wahadłowego *DSRL-16-180-P-FW*, siłownika tłoczyskowego *ADN-12-300-A-P-A* oraz chwytaka *DHPS-20-A*.



Rys. 1. Konstrukcja wybranego manipulatora zamodelowana w zaawansowanym programie graficznym

Obiektem manipulacji jest wałek wykonany z $\square\square\square$ ego stopu wolframu o wymiarach $\Phi 18 \times 416$, czyli o masie 2,039 kg, co daje obciążenie siłą skupioną o wartości $Q=20$ N.

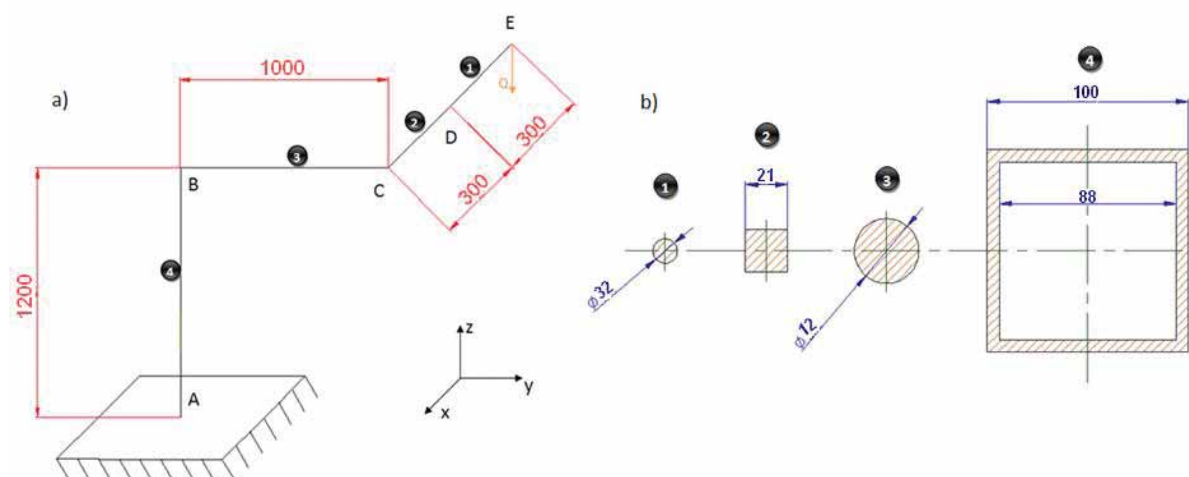
Analiza wykonana została w czterech pozycjach (rys. 2.), lecz tylko dla pozycji pierwszej (wyjściowej) wykonane zostały obliczenia analityczne. \square olejne pozycje manipulatora otrzymuje się od wyjściowej poprzez zmianę położenia kolejnych par kinematycznych.



Rys. 2. Pozycje manipulatora poddane analizie

2. Wyniki analizy wytrzymałościowej

konstrukcja manipulatora została zastąpiona uproszczonym modelem w postaci ramy przestrzennej (rys. 3) z własnościami materiałowymi prętów zgodnie z tabelą 1.



Rys. 3. Model manipulatora w postaci ramy przestrzennej (wymiar w mm):
a) postać ramy, b) przekroje prętów

Tabela 1. Własności materiałowe prętów $\square 3$

Nr	Rodzaj materiału	Moduł Younga E $\square\square\square$ Pa	Współczynnik Poissona ν	Gęstość ρ kg m^3
1	stal wysokostopowa	$2,05 \cdot 10^5$	0,3	7060
2	aluminium	$0,7 \cdot 10^5$	0,34	2720
3	stal wysokostopowa	$2,05 \cdot 10^5$	0,3	7060
4	stal konstrukcyjna niestopowa	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	7060

Dla każdego punktu charakterystycznego ramy (od A do E) zostały obliczone analitycznie naprężenia. Jeżeli punkt był punktem granicznym dwóch prętów, to liczone osobno

naprężenia z obu stron tego punktu. Ponadto utworzono wykresy sił wewnętrznych w prętach oraz obliczone zostało przemieszczenie punktu E na podstawie twierdzenia Castigliano.

Dla obliczeń komputerowych zdecydowano się na podział na liniowe elementy skończone o długości 1 cm.

Tabela 2. Porównanie wyników naprężeń otrzymanych analitycznie oraz MES

punkt	σ			τ			σ_{red}		
	wynik anal. [MPa]	wynik num. [MPa]	błąd wzgl. δ [%]	wynik anal. [MPa]	wynik num. [MPa]	błąd wzgl. δ [%]	wynik anal. [MPa]	wynik num. [MPa]	błąd wzgl. δ [%]
(D)			0,00	0,235		100,0	0,407		0,00
D(D)	35,204	34,770	1,46			0,00	35,204	34,770	1,46
D(D)	3,306	3,052	16,37			0,00	3,306	3,052	1,44
(D)	7,702	7,71	1,05			0,00	7,702	7,71	1,05
(E)		0,031		1,006	1,065	1,64	3,204	3,231	1,61
(E)	6,211	6,106	0,40	1,063	1,065	0,11	6,000	6,070	0,20
(E)	0,403	0,462	4,35			0,00	0,403	0,462	4,35
(E)	0,403	0,462	4,35			0,00	0,403	0,462	4,35

Jak można zauważyć z tabeli 2., błędy przybliżeń wynikające ze stosowania MES są niewielkie, rzędu kilku procent, tylko dla bardzo niewielkich wartości naprężeń są one znaczne. Częściowo wynika to z faktu, iż w obliczeniach numerycznych nie uwzględniono naprężeń stycznych wywołanych siłami tnącymi. W obliczeniach analitycznych były one uwzględnione przy użyciu wzoru Żurawskiego [1].

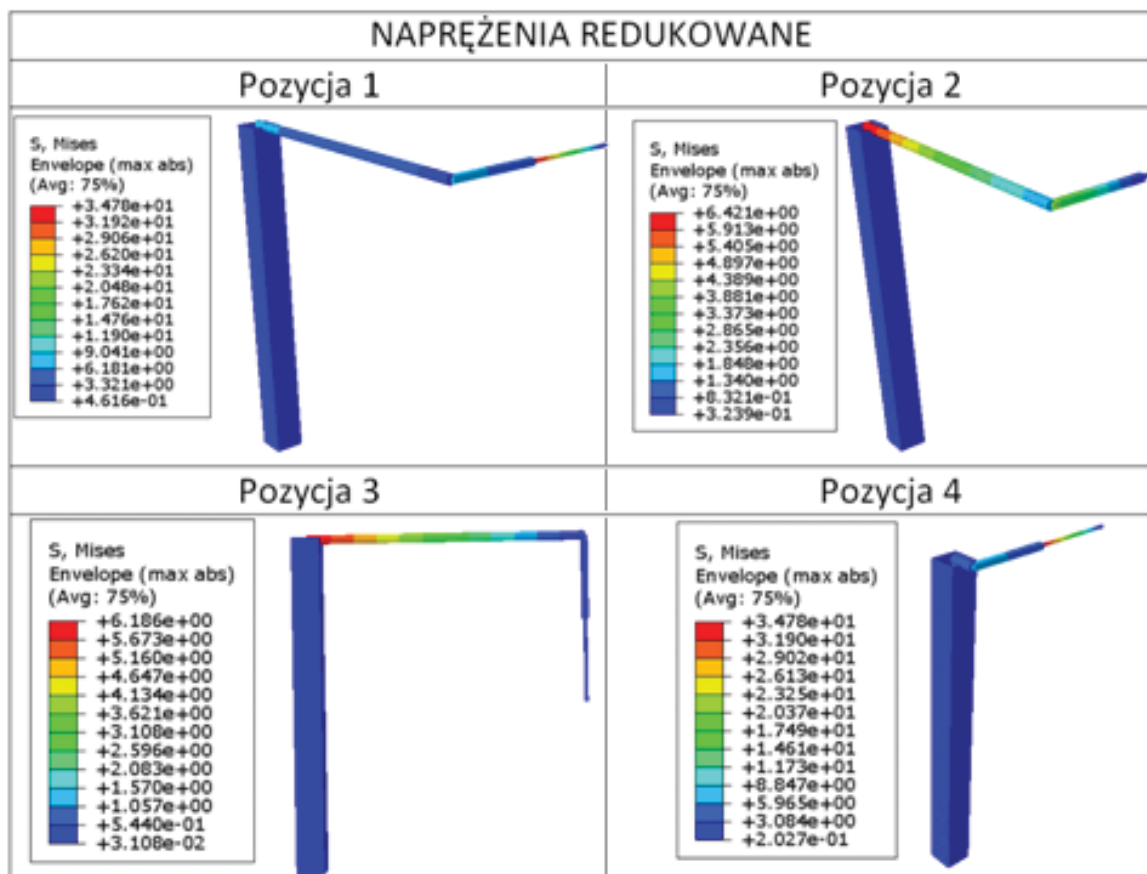
Przemieszczenie pionowe punktu E obliczone na podstawie twierdzenia Castigliano wyniosło 3,54 mm natomiast na podstawie obliczeń w programie Abaqus - 3,576 mm, czyli oba wyniki są niemal identyczne. W obliczeniach analitycznych uwzględniono jedynie wpływ momentów gnących i momentów skręcających na przemieszczenie (a zaniedbano siły tnące oraz ściskające), a w przypadku obliczeń numerycznych, MES jest metodą z definicji przybliżoną.

3. Badanie wpływu położenia manipulatora na naprężenia, przemieszczenia, częstości i postacie drgań własnych

Wpływ poszczególnych pozycji manipulatora na naprężenia zredukowane (zgodnie z hipotezą Hubera) przedstawia rys. 4.

Przemieszczenie pionowe punktu E dla pozycji 1 to 3,576 mm, dla pozycji 2 to 1,120 mm, dla pozycji 3 to 0,667 mm, a dla pozycji 4 to 2,077 mm.

Jak można zauważyć – najbardziej niekorzystny stan dla manipulatora to pozycja 1, gdzie położenia wszystkich par kinematycznych są skrajne. Analiza pozycji 2, 3 i 4 pozwala wywnioskować, iż ruch dowolnego napędu od pozycji 1 zmniejsza wartość naprężeń i przemieszczeń.



Rys. 4. Wpływ pozycji manipulatora na naprężenia i przemieszczenia

Wyznaczone w programie za pomocą solwera *Subspace* pierwsze 10 częstotliwości drgań własnych przedstawia tabela 3.

Tabela 3. Częstotliwości drgań własnych dla poszczególnych pozycji

Częstotliwości [Hz]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pozycja 1	17,3	18,14	41,3	43,5	53,5	64,0	120,1	134,4	180,2	180,4
Pozycja 2	18,75	18,71	51,42	62,1	101,0	120,0	147,7	170,4	346,4	340,0
Pozycja 3	17,46	18,1	40,45	43,1	55,35	64,36	127,2	136,4	180,0	180,0
Pozycja 4	46,0	47,74	60,12	72,02	103,7	105,0	307,1	412,7	530,1	572,1

Najniższe częstotliwości drgań własnych występują dla pozycji 1 oraz 3 i są one bardzo zbliżone co do wartości, natomiast największe są dla pozycji 4. Wynika z tego, iż siłownik kątowy ma znikomy wpływ na częstości drgań własnych, o wiele większy wpływ ma siłownik tłoczyskowy, a największy ma siłownik beztłoczyskowy. Im bardziej wysunięta jest pozycja tych dwóch siłowników, tym częstości drgań własnych maleją.

Literatura

1. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłowski Z., Wytrzymałość Materiałów tom I, WNT (1996).
2. www.esto.com, z dn. 1.2.2012
3. Niezgodziński M., Niezgodziński T, Zadania z wytrzymałości materiałów, WNT (1997).

OPTIMALIZACJA WARIANTOWA I ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA RAMY ROWERU POZIOMEGO TRÓJKOŁOWEGO

inż. WITOLD OGIERMAN

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr hab. inż. Antoni John, Prof. Pol. Śląskiej,
dr inż. Witold Beluch



Streszczenie. Przedmiotem artykułu jest analiza wytrzymałościowa ramy roweru poziomego. Rozpatrywane są cztery warianty ram, które zostały zaprojektowane w oparciu o te same założenia. Grubości ścianek rur ram dostosowano proporcjonalnie do rozkładu występujących naprężeń. □statecznym kryterium wyboru najlepszego wariantu jest masa konstrukcji.

1. Wprowadzenie

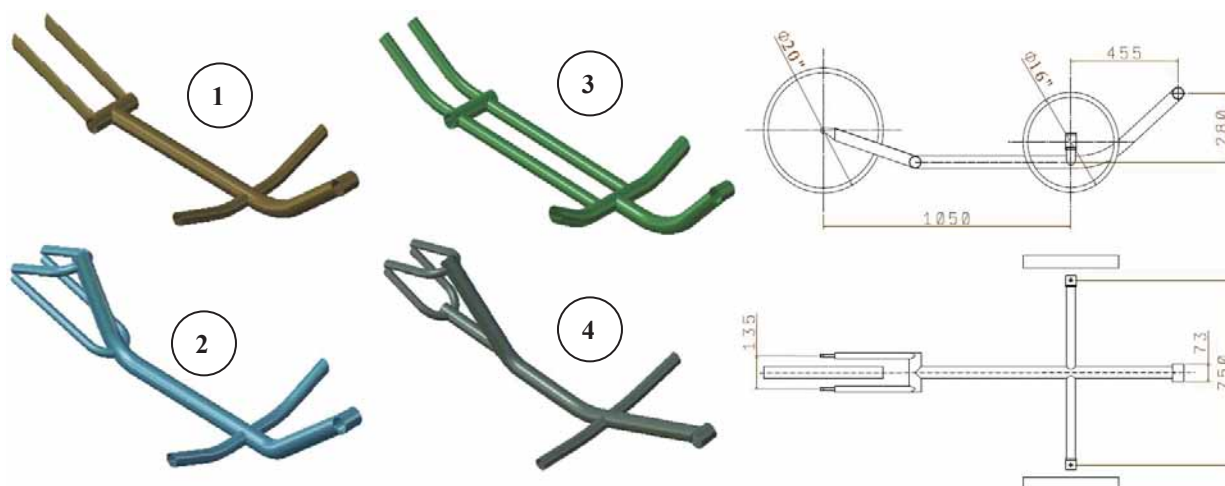
Rowery poziome trójkołowe mają wiele zalet i w związku z tym obserwuje się wzrost zainteresowania tymi pojazdami. □ozioma pozycja rowerzysty podczas jazdy zapewnia większy komfort, zmniejsza niebezpieczeństwo przeciążenia kręgosłupa oraz zapewnia mniejsze opory aerodynamiczne, w rezultacie umożliwiając większe osiągi przy tym samym wysiłku. Rozpatrywana konstrukcja to rower typu „tadpole”, który ma jedno koło tylne i dwa przednie. Rama roweru jest elementem, któremu stawia się wysokie wymagania co do bezpieczeństwa i niezawodności, a jednocześnie jest pożądana jej jak najmniejsza masa. W związku z tym niezwykle ważny jest dobór cech geometrycznych zapewniający odpowiednią wytrzymałość i relatywnie niską masę konstrukcji. W artykule przedstawiono problematykę doboru odpowiednich grubości ścianek rur, z których wykonana jest rama oraz wybór optymalnej konstrukcji z czterech zaproponowanych wariantów.

2. Zaproponowane warianty ram

Cztery zaproponowane warianty ram zostały zaprojektowane w oparciu o te same założenia konstrukcyjne (rys. 1). Dla wszystkich wariantów jako materiał ramy przyjęto stop aluminium 6061 T6. Materiał ten jest popularny w przemyśle rowerowym. □charakteryzuje się wysoką wytrzymałością w odniesieniu do gęstości i dobrą odpornością korozyjną. Jego wykorzystanie nie przysparza problemów technologicznych związanych z obróbką plastyczną i spawaniem. Dodatkowo jest relatywnie tani w porównaniu z innymi materiałami wykorzystywanymi do produkcji ram rowerowych. Własności przyjętego materiału podane są w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe własności stopu aluminium 6061 T6

Moduł Younga	6□.□ GPa
□iczba □oissona	□.33
Gęstość	2.□ gcm ³
Granica plastyczności	275 □ Pa
Wydłużenie względnie przy zerwaniu	12□

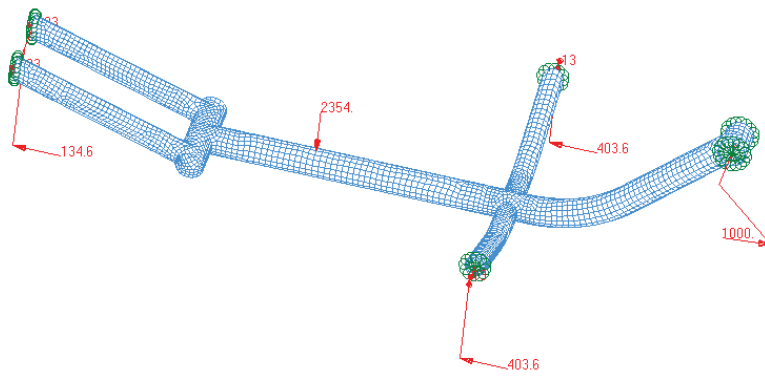


Rys. 1. Zapropionowane warianty ram i założenia geometryczne

W przemyśle rowerowym powszechnie stosuje się technologię umożliwiającą zmianę grubości ścianek rur z zachowaniem stałej średnicy zewnętrznej zwaną potocznie cieniowaniem. Istotą tej technologii jest kształtowanie grubości ścianek rur proporcjonalnie do rozkładu występujących naprężeń. Podczas modelowania ramy założono uproszczenie (rys. 2), które polega na przyjęciu, że grubość ścianek rur zmienia się skokowo oraz, że skok grubości może być maksymalnie dwukrotny. W ramach założeń eksploatacyjnych przyjęto, że maksymalna masa rowerzysty wynosi 120 kg. Układ hamulcowy złożony jest z trzech hamulców, przypadających po jednym na każde koło. Zainstalowane hamulce powinny zapewniać hamowanie wywołujące opóźnienie równe połowie przyspieszenia ziemskiego. Współczynnik bezpieczeństwa dobrano z uwzględnieniem występowania obciążeń dynamicznych oraz zmiany jednorodności materiału po procesie spawania. Uwzględniono także gorszą wytrzymałość zmęczeniową stopów aluminium w odniesieniu do stali. Przy ustalaniu współczynnika bezpieczeństwa wzięto pod uwagę także fakt, że zniszczenie konstrukcji może prowadzić do wypadku groźnego dla ludzi. Po przemnożeniu cząstkowych współczynników odpowiadających uwzględnionym warunkom, globalny współczynnik bezpieczeństwa przyjmuje wartość 3.97. Dzielną granicę plastyczności materiału (tabela 1) przez ustalony współczynnik określono naprężenia dopuszczalne, które wynoszą 69.2 MPa.

3. Określenie warunków brzegowych, budowa modelu numerycznego

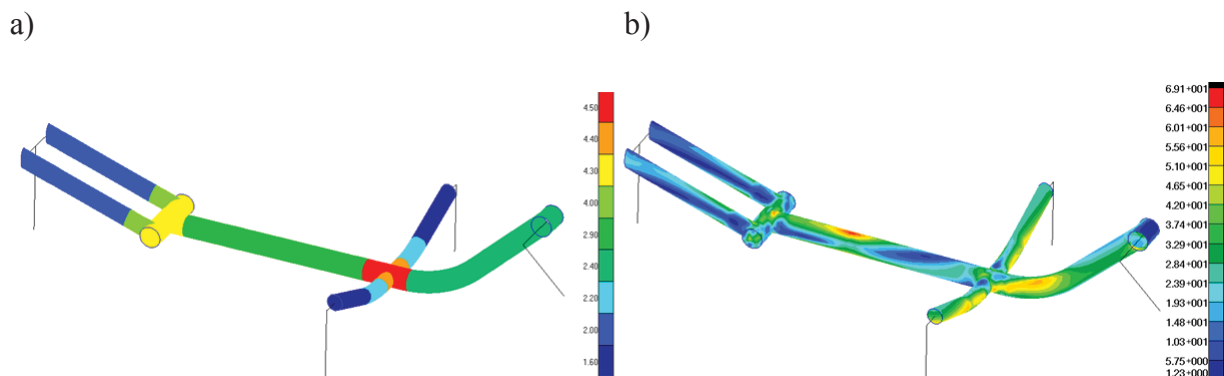
Określenie wszystkich sił działających na ramę roweru podczas jazdy jest bardzo trudne ze względu na ich stochastyczny charakter i mnogość sytuacji, w jakich może znaleźć się rower podczas jazdy. Można jednak w przybliżeniu oszacować obciążenia, które są krytyczne ze względu na wytrzymałość ramy. Konstrukcja została obciążona siłą nacisku na pedały, ciężarem rowerzysty, który został zwielokrotniony o współczynnik sił dynamicznych odwzorowujący nierówności drogi, oraz siłami wzdłużnymi wywołanymi gwałtownym hamowaniem. Rama została podparta w czterech punktach, które odpowiadają miejscom zamocowania kół. Została ona zdyskretyzowana elementami powłokowymi czterowęzłowymi. Elementy bezpośrednio współpracujące z ramą zamodelowano jako sztywne elementy belkowe. Ich zastosowanie było niezbędne, aby właściwie obciążyć model. Elementy belkowe połączono z powłokowymi, używając narzędzia MPC (Multi-Point Constraints). Obliczenia wykonano używając oprogramowania MSC. Patran/Nastran.



Rys. 2. Model numeryczny ramy (siły podane w [N])

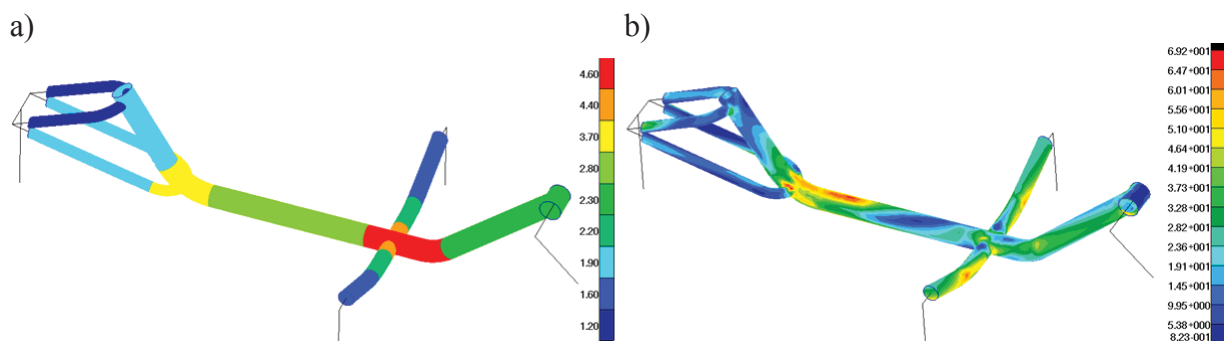
4. Wyniki analizy wytrzymałościowej, dobór grubości ścianek rur

Analiza wytrzymałościowa została podzielona na dwa etapy. W pierwszym założono a priori że grubość ścianek wszystkich rur, z których wykonane są ramy wynosi 3 mm. Ramy o takich parametrach poddano analizie wytrzymałościowej, która miała na celu ujawnienie rozkładu naprężeń. W drugim etapie dobrano grubości ścianek poszczególnych fragmentów rur proporcjonalnie do występujących naprężeń (na podstawie wyników pierwszego etapu). Ostatecznym kryterium wyboru najlepszej konstrukcji jest masa, zatem przy spełnieniu warunku wytrzymałościowego najlepszym wariantem została rama o najmniejszej masie.



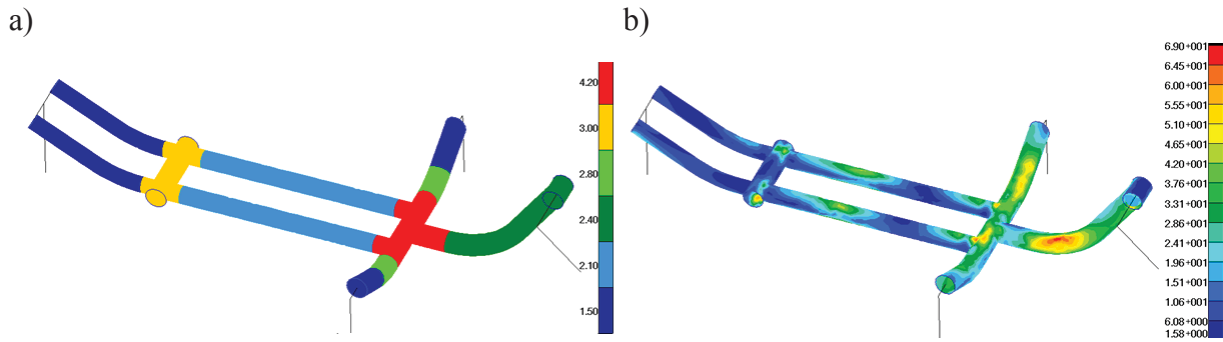
Rys. 1. Analiza pierwszego wariantu ramy

a) dostosowanie grubości ścianek [mm], b) naprężenia redukowane [MPa]

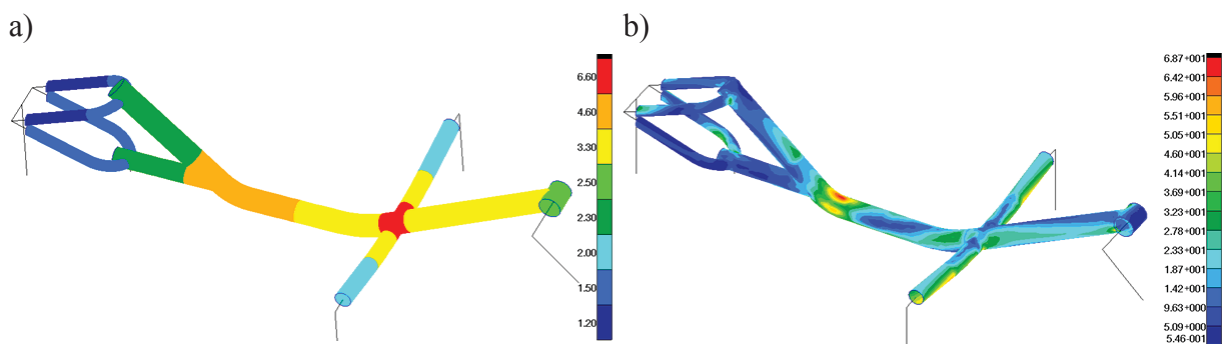


Rys. 2. Analiza drugiego wariantu ramy

a) dostosowanie grubości ścianek [mm], b) naprężenia redukowane [MPa]



rys. 1. analiza trzeciego wariantu ramy
 a) dostosowanie grubości ścianek [mm], b) naprężenia redukowane [MPa]



rys. 2. analiza czwartego wariantu ramy
 a) dostosowanie grubości ścianek [mm], b) naprężenia redukowane [MPa]

Tabela 2. Porównanie mas poszczególnych wariantów

Wariant	1	2	3	4
Masa [kg]	10,1	10,2	10,3	10,4

5. Podsumowanie

Porównując masy poszczególnych wariantów ram, najlepszą konstrukcją jest wariant trzeci. Im mniejsza masa, tym większe są możliwe jego osiągi, dodatkowo klienci często utożsamiają niską masę roweru z jego wysoką jakością. Dlatego dążenie do redukcji masy ramy jest ważnym aspektem ze względu na konkurencyjność roweru na rynku. Bezpieczeństwo użytkownika ramy stanowiło nadrzędny czynnik uwzględniany w procesie projektowania, stąd też, mimo założenia obciążeń odzwierciedlających jazdę w ekstremalnych warunkach, ustalono odpowiednio wysoki współczynnik bezpieczeństwa.

Literatura

- Wilson, R. L., "Cyclic loading of bicycle frames", Press (1998).
- Shby, R., "Materials selection in mechanical design" (1998).
- Peterson, R., "Finite element structural analysis: a new tool for bicycle frame design" (1998).

ZMIANA KONTRASTU ORAZ JASKRAWOŚCI W MONOCHROMATYCZNYCH OBRAZACH CYFROWYCH

inż. MATEUSZ PIEKIELNIK

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak

dr inż. Mirosław Dziewoński



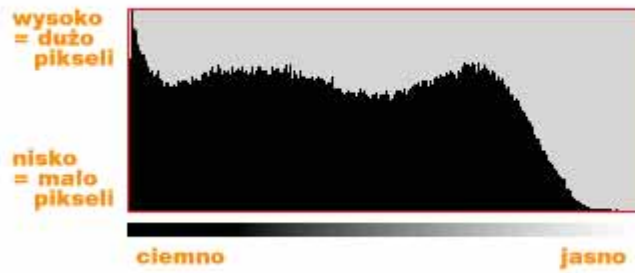
Streszczenie. W artykule omówiono autorski program graficzny służący do zmiany kontrastu oraz jaskrawości w monochromatycznych obrazach cyfrowych. Wykorzystano algorytmy obliczające współczynniki tablicy (ook - Table). Program został utworzony w środowisku (orlanC iler Personal ooramzowany est z nkci przypisanych do odpowiednich przycisków.

1. Wprowadzenie

Podstawowym wykorzystaniem grafiki komputerowej jest interfejs użytkownika stosowany w systemach operacyjnych. Dzięki temu na ekranie monitora wyświetlane są ikony, można przeglądać zdjęcia i dokonywać wielu operacji systemowych poprzez rozwijalne listy poleceń. W związku z bardzo dużym postępem w tej dziedzinie specjaliści mogą wykonywać zdjęcia rentgenowskie lub badać mózg człowieka za pomocą rezonansu magnetycznego. Grafika komputerowa znajduje coraz więcej zastosowań np. w grach komputerowych oraz projektowaniu stron internetowych. Grafikę komputerową można podzielić na grafikę rastrową, wektorową oraz precyzyjną. Obraz grafiki rastrowej jest reprezentowany przez piksele o odpowiednich kolorach. Informację o kolorze można zapisać w sposób binarny: 0 - piksel biały, 1 – piksel czarny. Obraz binarny składa się ze zbioru bitów, gdzie jeden bit określa jeden piksel. W ten sposób uzyskuje się czarno-biały obraz. Do opisu obrazu w grafice wektorowej stosuje się obiekty zapisane w sposób matematyczny. Wykorzystuje się odcinki, krzywe, okręgi oraz wielokąty. Informacje o grubości i kolorze linii, kolorze wypełnienia figury nazywa się atrybutami obiektu. Zaletą grafiki wektorowej jest mały rozmiar obrazu, a także skalowalność. W przeciwieństwie do grafiki rastrowej nie jest wymagana duża ilość pamięci RAM, lecz szybki mikroprocesor umożliwiający zamianę matematycznego opisu obiektów na bitampę.

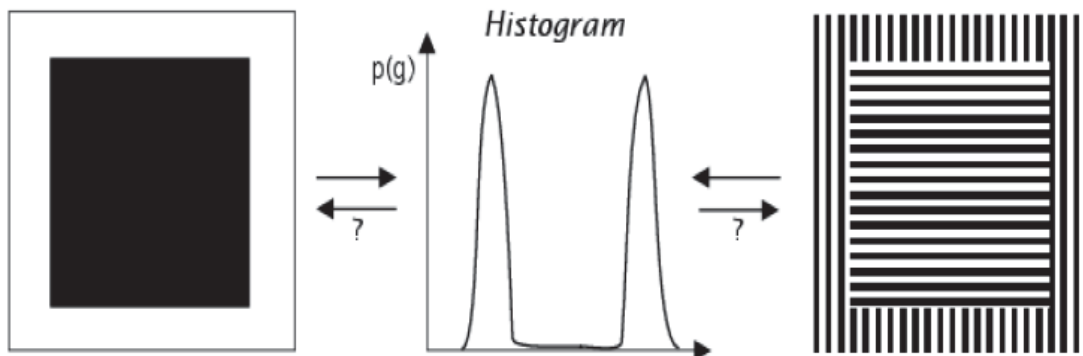
2. Analiza histogramu

Histogram pozwala na analizę obrazów. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy histogram. Na osi pionowej określona została liczba pikseli, natomiast oś pozioma opisuje odcień pikseli występujących w obrazie. Histogramy są tworzone za pomocą aparatów fotograficznych bądź programów komputerowych. Niezależnie od tego, ich zasada działania jest taka sama. Program ma za zadanie policzyć, ile jest pikseli o danej jasności, a następnie informację tę przedstawić w postaci histogramu. Obecnie histogramy można analizować tuż po wykonaniu zdjęcia, na ekranie aparatu. Natomiast, aby zmienić charakterystykę danego zdjęcia, potrzebne jest przeznaczone do tego oprogramowanie. Posługiwanie się histogramem wymaga podstawowej wiedzy, aby prawidłowo odczytać zawarte w nim informacje.



rys. Przykład histogramu

Histogram może być w szczególnych przypadkach niejednoznaczny. Dwa takie same obrazy mogą mieć tyle samo pikseli czarnych oraz białych, w związku z czym będą miały identyczny histogram. Z histogramu nie odczytujemy położenia pikseli czarnych czy białych, odczytujemy tylko ich liczbę. Na rysunku 2 przedstawione zostały dwa obrazy o jednakowym histogramie. Można zauważyć, że oba obrazy posiadają jednakową liczbę czarnych i białych pikseli, ale są one rozmieszczone w różny sposób.



rys. Niejednoznaczność histogramu

3. Operacje wykonywane na histogramach

W celu przeprowadzenia zmian histogramu, najczęściej wykorzystuje się tablice LUT – Look Up Table. Aby otrzymać wartości tablicy LUT należy utworzyć dyskretną funkcję zmiany wejściowych wartości składowych obrazu na nowe wartości składowych. Na przykład, jeżeli wartość 5 znajduje się w indeksie 1 tablicy LUT, należy wszystkim pikselom o wartości 1 przypisać nową wartość 5. Zmiany kontrastu dokonuje się za pomocą przygotowanej tablicy LUT, według wzoru (1), w którym i_{max} jest maksymalną dopuszczalną wartością składowej piksela obrazu, natomiast a jest współczynnikiem kierunkowym prostej. Tablicę LUT można przedstawić za pomocą krzywej. Zmieniając współczynnik kierunkowy prostej będzie zmieniać się kontrast obrazu. Jeżeli wartość a będzie mniejsza od 1, to kontrast zostanie zmniejszony, a histogram ulegnie zawężeniu. Natomiast w przypadku, gdy wartość a będzie większa od 1, to kontrast zostanie zwiększony i histogram obrazu zostanie rozszerzony.

$$LUT(i) = \begin{cases} a \left(i - \frac{i_{max}}{2} \right) + \left(\frac{i_{max}}{2} \right) & i + b < 0 \\ a \left(i - \frac{i_{max}}{2} \right) + \left(\frac{i_{max}}{2} \right) & 0 \leq i + b \leq i_{max} \\ i_{max} & i + b > i_{max} \end{cases} \quad (1)$$

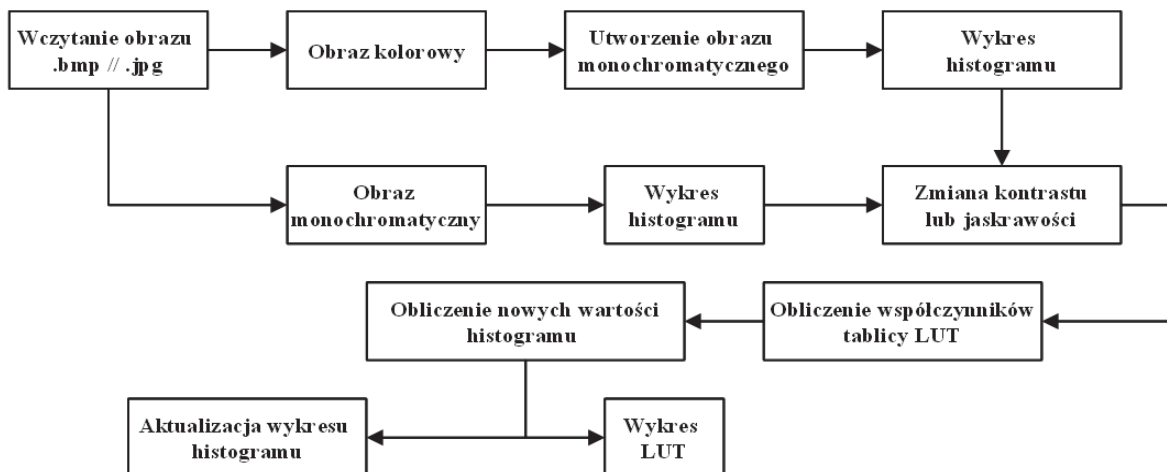
Zmiany jaskrawości dokonuje się za pomocą tablicy LUT przygotowanej według wzoru :

$$LUT(i) = \begin{cases} i + b & i + b < 0 \\ i + b & 0 \leq i + b \leq i_{max} \\ i_{max} & i + b > i_{max} \end{cases} \quad (2)$$

gdzie i_{max} jest maksymalną dopuszczalną wartością składowej piksela obrazu, natomiast b jest współczynnikiem kierunkowym prostej. Jeśli b przyjmie wartość większą od 0, to zwiększymy jaskrawość, jeśli b przyjmie wartość mniejszą od 0, to zmniejszymy jaskrawość.

4. Opis struktury programu

Program został napisany w środowisku Borland C++ Builder Personal Version 6.0. Głównym zadaniem programu jest zmiana kontrastu oraz jaskrawości w monochromatycznych obrazach cyfrowych (rys. 4).



rys. 4. Ogólny schemat działania programu

Program wykorzystuje elementy typu `Image`, `Button`, `Application`, `ColorDialog`, `FileDialog`, `OpenPictureDialog` oraz `SavePictureDialog` zdefiniowane w bibliotekach kompilatora. Pod elementy typu `Button` przypisane są poszczególne funkcje. Pierwszą czynnością jest wczytanie obrazu w formacie jpg bądź bmp. Może być to zarówno obraz kolorowy, jak i monochromatyczny. Jeżeli wczytamy obraz kolorowy, to musimy najpierw przetworzyć go na obraz w skali szarości. Następnie tworzony

jest histogram uzyskanego obrazu. Głównym celem programu jest zmiana kontrastu oraz jasności zdjęć. Używając odpowiednich przycisków programu wprowadzamy wybraną wartość. Program oblicza nowe współczynniki tablicy LUT oraz wartości histogramu. Na tej bazie program graficzny generuje nowy obraz, następuje aktualizacja wykresu histogramu oraz wyświetlenie wykresu LUT po dokonanych zmianach.

5. Wyniki i podsumowanie

Na rysunkach 4 oraz 5 przedstawiono wyniki działania programu graficznego .

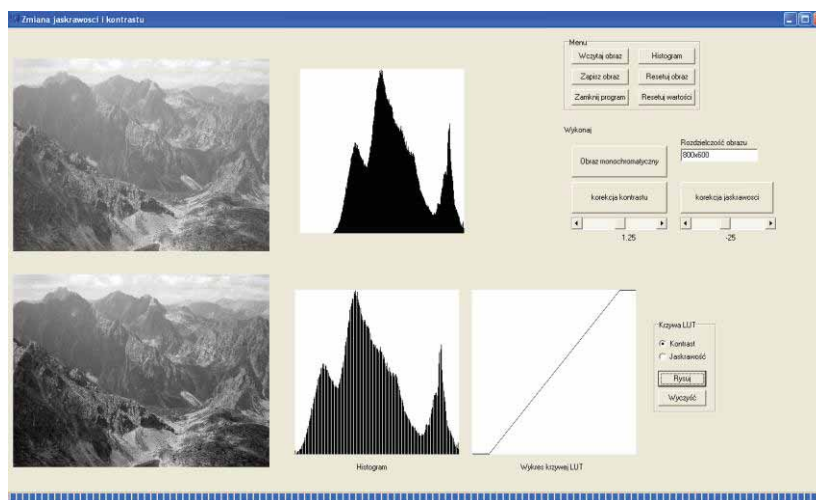


Rys. 4. Obraz przed modyfikacją



Rys. 5. Obraz po modyfikacji

Obraz po modyfikacji jest bardziej ostry – widoczny jest dokładny zarys grzbietu pasma górskiego. Można zauważyć również, że dzięki modyfikacjom usunięto ze zdjęcia tzw. mgłę. Podczas modyfikacji część informacji o obrazie jest utracona, co wyraźnie widać na histogramach innego obrazu (rys. 6). Wygląd okna programu oraz efekty tego procesu przedstawia rysunek 6.



Rys. 6. Wygląd ogólny programu podczas działania

Literatura

- 1. Golej J., Jan A., Kiełner J., Kucharski P., Phillips S., Piotrowski J. (redakcja) (2007) "Techniki komputerowe" (wyd. 1) Warszawa (PWN)
- 2. Łankowski J. (redakcja) "Techniki komputerowe" (wyd. 1) Warszawa (PWN)
- 3. Kucharski J. "Fascynujący świat programów komputerowych, Nakom, Poznań (PWN)

PRZEWODZENIE CIEPŁA PRZEZ PRZEGRODY PŁASKIE, CYLINDRYCZNE I SFERYCZNE

inż. JANUSZ PIKUŁA

inżynier elektroniki, 2008 rok, 2 stopień

Opiekunowie nauczycielscy: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
dr inż. Marek Paruch



Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę przewodzenia ciepła przez przegrody płaskie, cylindryczne oraz sferyczne, jedno- i wielowarstwowe. Na zewnętrznych powierzchniach przegród przyjmowano warunki brzegowe Dirichleta. Do wykonania obliczeń posłużył program Scilab, w którym wyznaczono rozkład temperatury, określono ilość ciepła przepływającego przez przegrody oraz przedstawiono wyniki obliczeń w postaci graficznej.

1. Wprowadzenie

Ważnym elementem z punktu widzenia przewodzenia ciepła jest analiza rozkładu temperatury i ilości przepływającego ciepła przez przegrody, czyli ścianki, w których jeden wymiar jest zdecydowanie mniejszy od pozostałych. Przegrody pełnią ważną rolę w wielu dziedzinach takich jak np. budownictwo (ściany, okna, podłogi, dachy) projektowanie urządzeń użytku domowego (ścianki termos, kłbanka styropianowe) bioinżynierii (biory zabezpieczające), elektronice (radiatory), ogrzewnictwie (rury ciepłownicze).

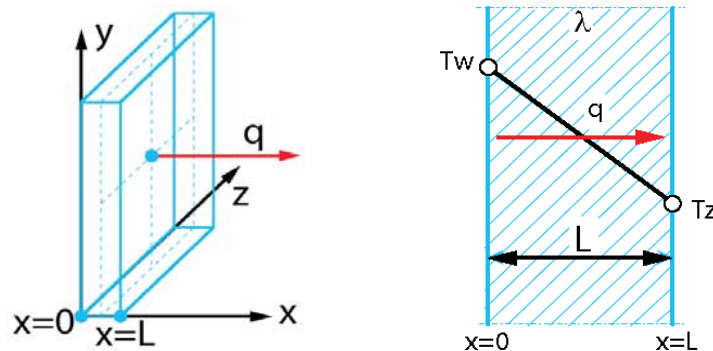
Rozróżnia się przegrody

- płaskie (jednowarstwowe i wielowarstwowe),
- cylindryczne (jednowarstwowe i wielowarstwowe)
- sferyczne (jednowarstwowe i wielowarstwowe).

Określenie ilości ciepła przepływającego przez przegrody oraz rozkładu temperatury w przegrodach pozwala między innymi na optymalizację ich grubości oraz dobór materiałów, z których mają być wykonane, w zależności od ich zastosowań praktycznych.

2. Przewodzenie ciepła przez przegrody

Na rysunku 1 pokazano przegrodę płaską i rozkład temperatury przy założeniu, że na jej powierzchniach zewnętrznych znane są temperatury brzegowe T_w i T_z .



Rys. 1. Przegroda płaska i rozkład temperatury w przegrodzie płaskiej

Ilość ciepła Q przepływającego przez przegrodę wyznacza się ze wzoru $Q = \frac{T_w - T_z}{R}$

$$Q = \frac{T_w - T_z}{R} \quad (1)$$

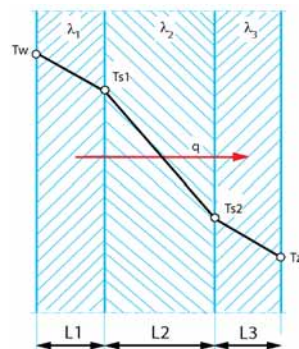
gdzie

$$R = \frac{L}{\lambda F} \quad (2)$$

jest odcinkiem cieplnym. W wzorze (2) λ oznacza współczynnik przewodzenia ciepła, F jest polem powierzchni prostopadłej do kierunku przewodzenia ciepła.

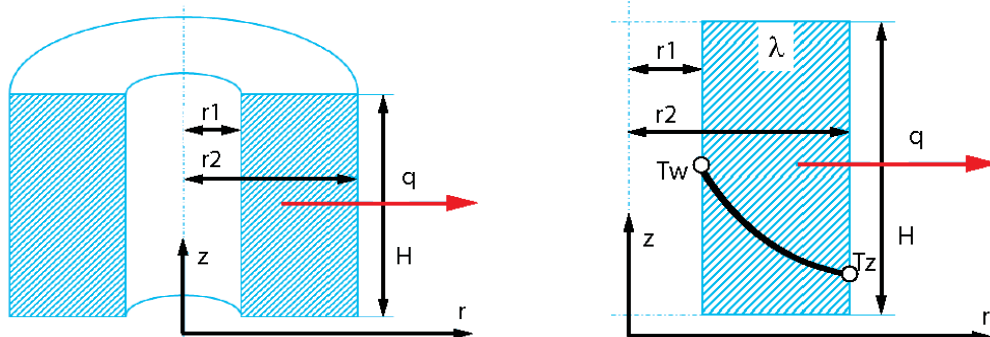
W przypadku przegrody płaskiej wielowarstwowej (rys. 2) ilość ciepła przepływającego przez przegrodę również wyznacza się ze wzoru (1), ale opór cieplny wyraża się wzorem

$$R = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{\lambda_i F} \quad (3)$$



Rys. 2. Przegroda płaska wielowarstwowa i rozkład temperatury

Na rysunku 3 pokazano przegrodę cylindryczną i rozkład temperatury przy założeniu, że na jej powierzchniach zewnętrznych znane są temperatury brzegowe T_w i T_z .



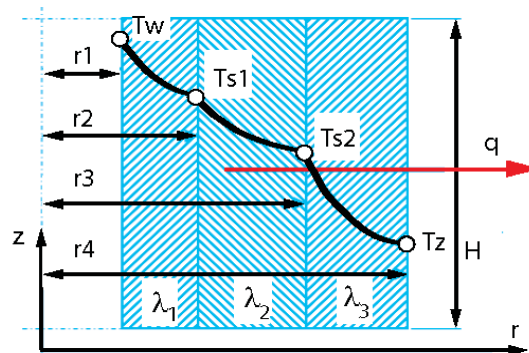
Rys. 3. Przegroda cylindryczna i rozkład temperatury w przekrozie cylindrycznym

Ilość ciepła Q przepływającego przez przegrodę wyznacza się ze wzoru (1) gdzie

$$R = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi\lambda H} \quad (1)$$

a w przypadku przegrody cylindrycznej wielowarstwowej (rys. 4) opór cieplny wyraża się wzorem

$$R = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{\ln \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)}{2\pi\lambda_i H} \quad (2)$$



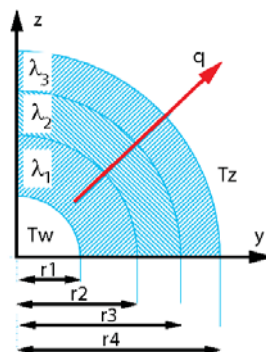
rys. 4. Przegroda cylindryczna wielowarstwowa i rozkład temperatury

przy takim przypadku sferyczne ilość ciepła Q przepływającego przez przegrodę wyznacza się ze wzoru (1) gdzie

$$R = \frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{4\pi\lambda} \quad (1)$$

a w przypadku takiego sferyczne wielowarstwowe (rys. 5)

$$R = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}}}{4\pi\lambda_i} \quad (2)$$

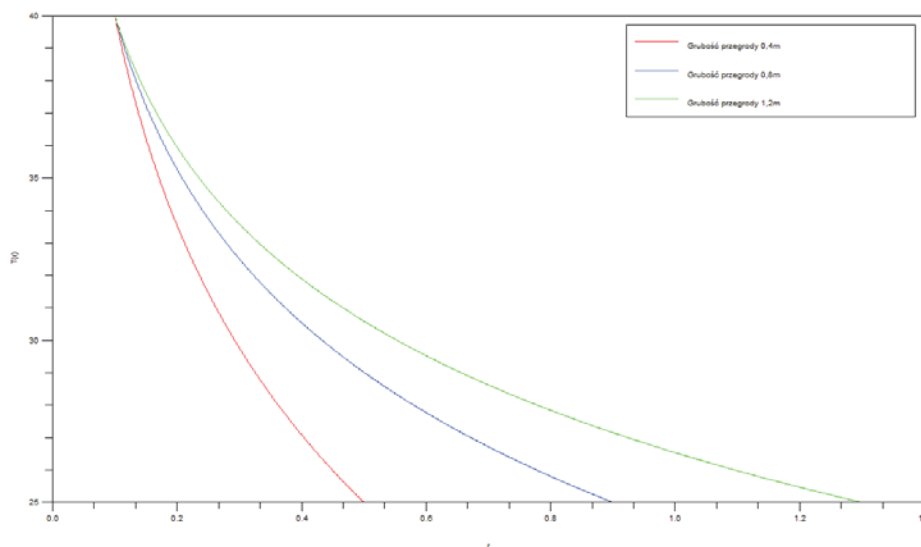


rys. 5. Przegroda sferyczna wielowarstwowa

3. Przykłady obliczeń

Obliczenia wykonywano w programie Scilab, co pozwoliło między innymi na zbadanie wpływu współczynnika przewodzenia ciepła, rodzaju przegrody (płaskiej, cylindrycznej i sferycznej), grubości ścianki oraz ilości warstw na pole temperatury przegrody oraz ilość przepływającego przez nie ciepła. Należy podkreślić, że przeprowadzono obliczenia również dla warunków brzegowych Neumanna i Robina zadawanych na zewnętrznych powierzchniach przegród [4].

Poniżej przedstawiono przykładową analizę. Rozpatrywano przegrody cylindryczne jednowarstwowe o różnych grubościach: 0,4m, 0,8m, 1,2m wykonane z miedzi ($\lambda=384\text{W/mK}$), na wewnętrznej powierzchni przyjęto temperaturę $T_w=40^\circ\text{C}$, a na zewnętrznej $T_z=25^\circ\text{C}$, promień wewnętrzny przegród był równy 0,1m. Uzyskane pola temperatury dla przegród o różnych grubościach przedstawiono na rysunku.



Rys. 1. Pole temperatury w trzech cylindrycznych przegrodach o różnej grubościach

4. Wnioski

Ilość ciepła przepływającego przez przegrodę jest zależna od materiału z jakiego jest wykonana oraz jej grubości i rodzaju (płaska, cylindryczna lub sferyczna). Razem ze wzrostem współczynnika przewodzenia ciepła zwiększa się ilość ciepła przepływającego przez przegrodę, z kolei zwiększenie grubości przegrody powoduje zmniejszenie ilości ciepła, które przez nią płynie.

Literatura

- 1. Ostowski J., Przepływ ciepła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
- 2. Zaręba J. Termodynamika Płazm Warszawa (2004).
- 3. Maćchrzak J., wykłady z przedmiotu „Przepływ ciepła” (2004).
- 4. Piłkuła J. Przewodzenie ciepła przez przegrody płaskie, cylindryczne i sferyczne. Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2004).

MODELOWANIE GEOMETRII WYBRANYCH ELEMENTÓW MECHATRONICZNYCH ZA POMOCĄ B-KRZYWYCH SKLEJANYCH

inż. RAFAŁ PSOTA

Mechatronika, ME3, 1 rok, 2 stopień

Ośrodek Inżynierii na Wydziale Inżynierii Mechanicznej
prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
dr inż. Mirosław Dziewoński



Streszczenie. Tematem artykułu jest przedstawienie programu komputerowego mającego na celu rysowanie krzywych B-sklejanych oraz NURBS na podstawie podanych przez użytkownika danych. Do napisania programu zostało użyte środowisko Borland C++ Builder 6. Użytkownik może wczytać wcześniej zapisane dane lub podać nowe wpisując wartości w odpowiednie komórki tabel.

1. Wprowadzenie

Elementy w otaczającym nas świecie składają się nie tylko z prostych kształtów, które zamodelowania których wystarczą linie proste. Do stworzenia modelu bardziej skomplikowanego kształtu można użyć krzywych. Przykładem takiego skomplikowanego kształtu jest kadłub statku i karoseria samochodu. Historia tytułowych krzywych zaczęła się około połowy lat 60. XX wieku. Pojawiło się zapotrzebowanie na matematyczną reprezentację powierzchni o dowolnych kształtach. Powierzchnie te musiały być odtwarzalne. W latach 60. XX wieku rozpoczęły się prace dwóch niezależnych inżynierów – Pierre’a Béziera pracującego dla Renault oraz Paula de Casteljeu pracującego dla firmy Citroën. Bézier pierwszy opublikował wyniki swoich badań dlatego opracowana krzywa została nazwana jego nazwiskiem. Niedługo później pojawiły się definicje krzywych B-sklejanych oraz NURBS. Szybko pojawiły się programy CAD wykorzystujące powyższe krzywe. Obecnie niemal każdy program graficzny pozwala na wykorzystanie zalet wymienionych krzywych.

2. Zadanie interpolacyjne Lagrange’a

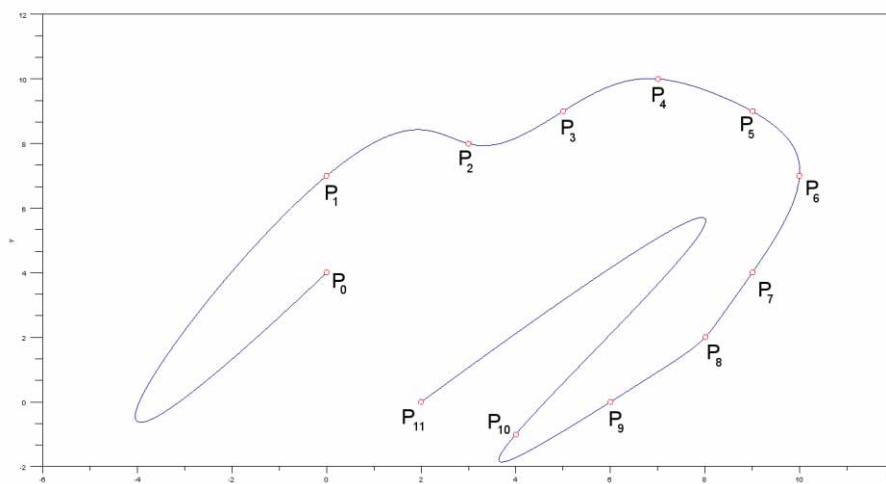
Zadaniem interpolacji jest stworzenie funkcji interpolacyjnej, która przyjmuje ustalone wartości w określonych punktach. Stosując interpolację wielomianową otrzymamy krzywą przechodzącą przez podane przez nas punkty. Mając zadany rosnący ciąg liczb zwanych węzłami interpolacji T oraz zbiór punktów kontrolnych P należy wyznaczyć wielomianową krzywą $C(t)$ stopnia nie wyższego niż $n-1$ spełniającą warunek

$$C(t_i) = P_i \quad i = 0, 1, \dots, n-1 \quad (1)$$

Poprawnie sformułowane zadanie interpolacyjne Lagrange’a posiada tylko jedno rozwiązanie. Po zastosowaniu wzoru interpolacyjnego Lagrange’a otrzymamy

$$C(t) = \sum_{i=0}^{n-1} P_i \left(\prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^{n-1} \frac{t - t_j}{t_i - t_j} \right) \quad (2)$$

Krzywa interpolacyjna niskiego stopnia „zachowuje” się zgodnie z oczekiwaniami. Niestety wraz ze wzrostem stopnia krzywej rośnie też prawdopodobieństwo wystąpienia „zafalowań”, które są niepożądane.



Rys. 1. Przykładowa krzywa interpolacyjna dla $n = 11$

Zwykle wielomianowe i wymierne krzywe, pomimo swoich zalet, mają także kilka poważnych wad, które ograniczają ich zastosowanie

- Niemożliwe jest wprowadzenie lokalnych zmian. Zmiana położenia jednego punktu kontrolnego zmienia kształt całej krzywej. Jest to poważna wada, która znacznie utrudnia pracę z krzywymi.
- Niemożność modelowania złożonych kształtów za pomocą krzywych niskiego stopnia. Przy bardzo skomplikowanych kształtach trzeba sięgać po krzywe bardzo wysokiego stopnia. Aby otrzymać żądany kształt trzeba przesuwając punkty kontrolne na duże odległości i zmiana kształtu krzywej staje się niewygodna. Wysoki poziom krzywej wydłuża czas obliczeń, a czasem wręcz je uniemożliwia. Możliwa jest sytuacja, w której zakres poszczególnych zmiennych całkowitych zostanie przekroczony. Obejście tego problemu jest możliwe, ale wydłuża proces tworzenia oprogramowania i może zmniejszyć wydajność.
- Zadanie interpolacji Lagrange’a stosunkowo łatwo rozwiązać. Problem pojawia się przy stosujemy krzywe wysokiego stopnia. Pojawiają się wtedy zafalowania (przykład na rys. 1). Problem można minimalizować umiejętnie dobierając punkty kontrolne oraz węzły. Wyklucza to zastosowanie tych krzywe w przyrządkach, w których niemożliwe jest przesuwanie punktów kontrolnych (np. wyniki pomiarów).

Wymienionych wad pozbawione są krzywe zwane potocznie splajnami (ang. spline) – czyli krzywe złożone z wielu krzywych stosunkowo niskiego stopnia. Możliwa jest modyfikacja wybranych fragmentów krzywej bez zmiany pozostałych jej części. Za pomocą krzywych sklepanych możliwe jest modelowanie skomplikowanych kształtów przy użyciu dowolnej liczby łuków dobranej zależnie od potrzeb. Konstruowana krzywa sklejana ma kształt zgodny z intuicyjnymi oczekiwaniami. Najczęściej stosowanymi krzywymi sklejanymi są krzywe złożone z łuków wielomianowych trzeciego stopnia (tzw. kubiczne)

3. Krzywe B-sklejane oraz NURBS

Wielomiany B-sklejane stanowią podstawę krzywych B-sklejanych oraz krzywych NURBS definiowane są za pomocą wzoru Mansfielda – de Boora – Coxa, który przedstawia się następująco

$$N_{i,p}(t) = \begin{cases} 1 & t_i \leq t \leq t_{i+p} \\ 0 & \text{w pozostałych przypadkach} \end{cases}$$

$$N_{i,p}(t) = \frac{t - t_i}{t_{i+p} - t_i} N_{i,p-1}(t) + \frac{t_{i+p+1} - t}{t_{i+p+1} - t_{i+1}} N_{i+1,p-1}(t) \quad (3.1)$$

$$p = 1, 2, \dots, n.$$

Powyższa definicja wymaga przyjęcia stopnia wielomianów oraz zbioru węzłów T, który jest niemalejący.

Definicja krzywej B-sklejanej jest następująca

$$C(t) = \sum_{j=0}^r N_{j,n}(t) P_j \quad a \leq t \leq b \quad (3.2)$$

w której P_j oznacza punkty kontrolne $N_{j,n}(t)$ to wielomiany B-sklejane stopnia n dla zbioru węzłów

$$T = \{a, t_1, \dots, t_n, t_{n+1}, \dots, t_m, b\} \quad (3.3)$$

Wartości a i b występują $n+1$ razy. Zachodzi również zależność $r = m - (n+1)$ gdzie $m+1$ jest równe liczbie węzłów, a $r+1$ stanowi liczbę punktów kontrolnych.

W przypadku krzywej NURBS, węzły użyte do jej utworzenia nie muszą być rozmieszczone równomiernie. W dodatku krzywa ta używa współczynników wagowych dla poszczególnych punktów. Daje to większą kontrolę nad lokalnymi zmianami kształtu krzywej. W przypadku krzywej NURBS wszystkie waży są sobie równe (i różne od zera) otrzymujemy zwykłą krzywą B-sklejaną. Wzór definiujący krzywą NURBS przedstawia się następująco:

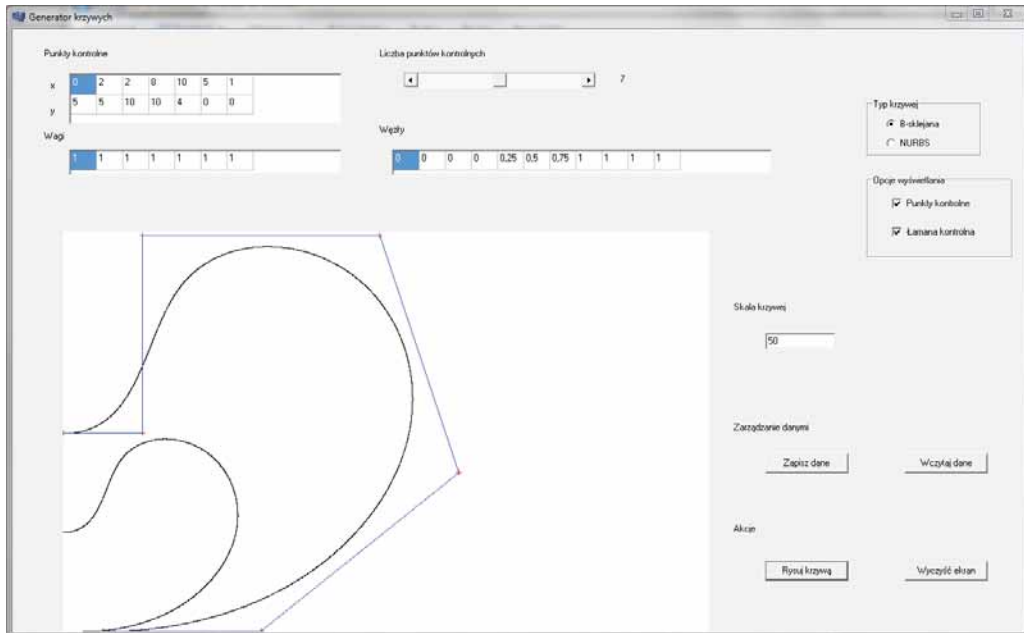
$$C(t) = \frac{\sum_{j=0}^r w_j N_{j,n}(t) P_j}{\sum_{j=0}^r w_j N_{j,n}(t)} \quad (3.4)$$

gdzie P_j oznacza kolejne punkty kontrolne $N_{j,n}(t)$ – wielomiany B-sklejane stopnia n dla zbioru węzłów T, a w_j kolejne współczynniki wagowe.

4. Program komputerowy

Program komputerowy do tworzenia krzywych B-sklejanych oraz NURBS został napisany w języku C++ przy użyciu środowiska Borland C++ Builder 6. W programie zostały zaimplementowane wcześniej opisane zależności. Umożliwia on wygenerowanie krzywej na podstawie podanych przez użytkownika parametrów. Wartości te są przechowywane w tablicach, a następnie przekazane do pętli, które są odpowiedzialne za rysowanie poszczególnych pikseli składających się na krzywą. Użytkownik może wybrać liczbę

punktów kontrolnych za pomocą paska przewijania. Zmiana pozycji paska powodują zmianę liczby komórek w poszczególnych tabelach, w których użytkownik może wpisać dane. Wpisane dane można zapisać w pliku tekstowym i użyć ich później. Oprócz wygenerowania samej krzywej jest też możliwość zaznaczenia punktów kontrolnych oraz narysowania łamanej kontrolnej. Gdy wszystkie komórki są wypełnione odpowiednimi danymi, użytkownik może wygenerować krzywą przez naciśnięcie odpowiedniego przycisku. Możliwe jest wyczyszczenie ekranu lub dalsze rysowanie na istniejących obrazach.



rys. 1. Interfejs omawianej aplikacji komputerowej

5. Podsumowanie

Krzywe B-sklejane oraz NURBS są dobrym sposobem na utworzenie krzywizny zgodnej z oczekiwaniami. Łatwo wprowadzać lokalne zmiany i kontrolować ich przebieg. Trzeci stopień krzywych to dobry kompromis między czasem wykonywania obliczeń, a uzyskaniem satysfakcjonującego kształtu. Wyższy stopień znacznie wydłuża czas obliczeń, a zmiana kształtu krzywej jest niewielka. Algorytmy są łatwe do zaimplementowania oraz nie zachodzi potrzeba obsługiwanie wielkich liczb (przekraczających zakres typów wbudowanych). W przypadku rysowania krzywych piksel po pikselu (jak w opisywanym programie) ważnym elementem wpływającym na wygląd krzywej jest wartość kroku z jakim zmienia się parametr t . Gdy jest zbyt duży uzyskamy tylko zbiór punktów, które nie są ze sobą połączone. Natomiast zbyt mały krok spowoduje znaczne wydłużenie obliczeń.

Literatura

- [1] Piciak P. Podstawy modelowania krzywych i powierzchni zastosowania w grafice komputerowej (Warszawa 2004).
- [2] Chałczak J., Chochnacki J., Chętyński M. Wzrosty n-wymiarowe. Podstawy teoretyczne i aspekty praktyczne i algorytmy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
- [3] Peters J., van Dam A. Introduction to Computer Graphics with Historical Perspectives Morgan Kaufmann Publishers (2001).

NOWOCZESNE ROZWIĄZANIA W KONSTRUKCJI □□□ □□□ □□□□ □□□□ PROJEKT WŁASNY

inż. PIOTR SŁOMKA

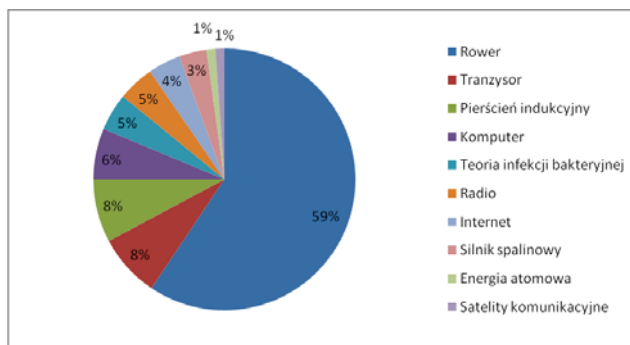
mechanika i maszynowa inżynier, 2 stopień,
Opracowanie na konferencji prof. dr hab. inż. Tadeusz Burczyński,
inż. Mirosław Szczepanik



Wprowadzenie. W artykule przedstawiono projekt ramy rowerowej, która została zaprojektowana zgodnie z obowiązującymi normami i jest kompatybilna z większością komponentów dostępnych na rynku. Dla potrzeb projektu została opracowana kompletna geometria ramy, zastosowane wymiary osoby przedstawione w tabeli (rys. 1). Projekt ramy jest dość złożonym zagadnieniem, który łączy w sobie wiele obszarów inżynierii począwszy od nauki o materiałach a kończąc na biomechanice.

1. Wprowadzenie

Branża rowerowa ciągle się rozwija. Zwiększa się liczba osób, które wykorzystują rower do codziennej komunikacji i uprawiają różne odmiany kolarstwa. W naszym życiu coraz większą rolę odgrywa potrzeba zachowania dobrej kondycji i zdrowo wyglądającej sylwetki. W plebiscytcie na najważniejszy wynalazek człowieka od 1800 roku. Uzyskał 59,4% głosów, niemal osiem razy więcej niż zdobywca drugiego miejsca - tranzystor (rys. 1).



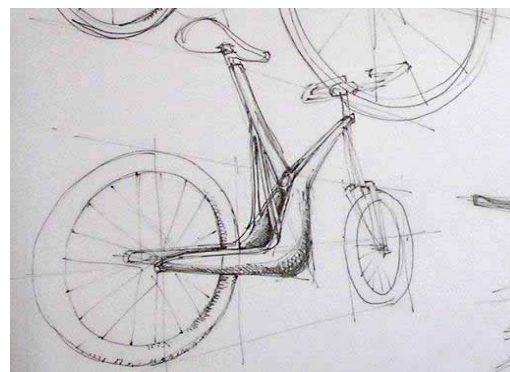
rys. 1 Wyniki plebiscytu na najważniejszy wynalazek człowieka od 1800 roku

Tabela 1 Wymiary rowerzysty

Oznaczenie	A	B	C	D	E	F
Wymiar [mm]	□□□□	□□□□	□□□□	□□□□	□□□□	□□□□

2. Projekt i konstrukcja ramy

Konstrukcja ramy na obszarze trzech rodzajów cech. Pierwszymi z nich są cechy geometryczne, opisujące kształt m.in.: wzajemne ułożenie i dopasowanie elementów konstrukcji oraz wymiary poszczególnych części składowych. Kolejnymi są cechy materiałowe, czyli rodzaj materiału, z jakiego wykonane zostaną elementy. Ostatnią z nich to cechy wytrzymałościowe, które opisują stan naprężeń w konstrukcyjnie wyznaczonych działaniach różnego rodzaju sił.



rys. 2 Projektowa konstrukcja ramy

Założenia projektowe:

- główne przeznaczenie projektowanej ramy to odmiana MTB – enduro;
- geometria ramy zostanie dopasowana indywidualnie pod wymiary konkretnej osoby;
- rama powinna współpracować z amortyzatorami przeznaczonymi do enduro, o skoku do 160 mm i wysokości do 540 mm;
- do napędu zostanie wykorzystana przekładnia znajdująca się w miejscu suportu;
- rama musi być kompatybilna z komponentami ogólnie dostępnymi na rynku;
- konstrukcja ramy będzie zrywać z tradycyjną postacią, czyli konstrukcją opartą na złożeniu dwóch trójkątnych części ramy;
- materiał ramy to stop aluminium: 7075 T6 [1].

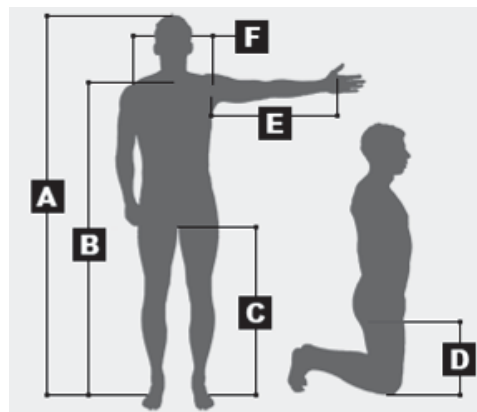
3. Opracowanie geometrii

Odpowiedni rozmiar i geometria ramy rowerowej gwarantują dostosowanie roweru do wymiarów rowerzysty. Odpowiednie dopasowanie ramy owocuje uzyskaniem odpowiedniej ergonomii i daje możliwość pełnego wykorzystania potencjału kolarza.

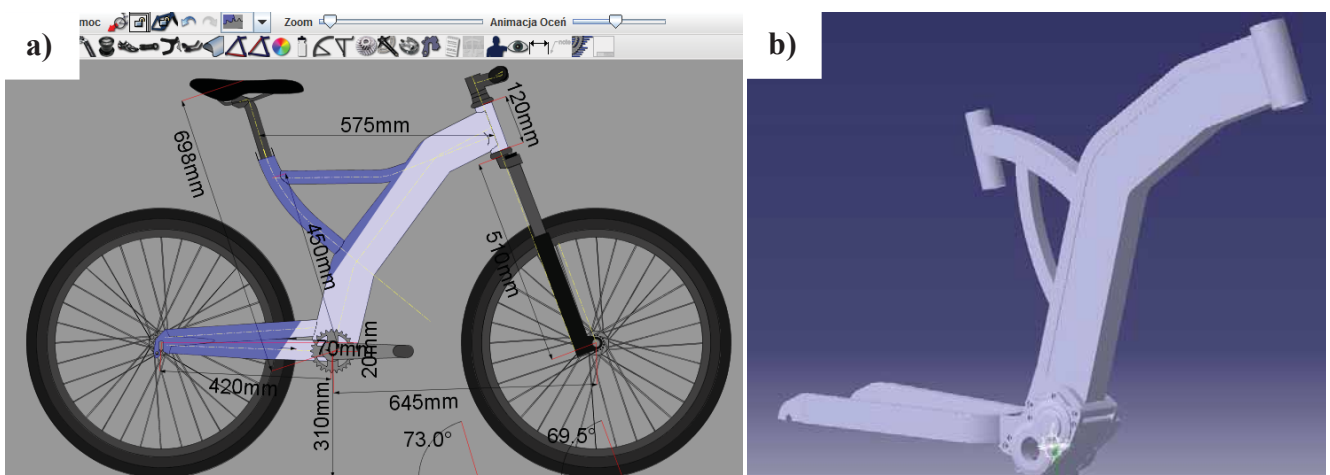
Geometrię wyznaczają punkty podparcia rowerzysty, czyli: oś suportu (pedały), kierownica, siodełko i obie osie kół. Zmiana jednego parametru ramy wpływa na kolejne. Umiejętny dobór kątów i odległości zawartych między tymi punktami jest bardzo ważny gdyż od tych parametrów zależy, w jaki sposób będzie zachowywał się rower podczas jazdy, w przypadku zakrętu, podjazdu, zjazdu [1].

Przy opracowaniu geometrii zostały wykorzystane dwa programy:

- Bicycle Geometry 101 v. 8.00,
- BikeCAD (rys. 4a).



Rys. 3. Wymiary rowerzysty wykorzystywane przy projektowaniu geometrii



Rys. 4. Model ramy wykonany: a) w programie BikeCAD wraz z podstawowymi wymiarami, b) w programie CATIA v5

3.1. Modelowanie mechaniczne ramy

Model ramy został opracowany przy pomocy oprogramowania CATIA[®]v5, wszystkie elementy powstały w module Part Design. Gotowy model ramy wraz z przekładną zostały przedstawione na rysunku 4b. Masa ramy wynosi 1,867 kg

3.2. Analiza wytrzymałościowa

Weryfikacja wytrzymałościowa ramy została przeprowadzona za pomocą modułu Generative Structural Analysis. Badania zostały przeprowadzone zgodnie z normą PN-14781:2007 Rowery wyścigowe - Wymagania bezpieczeństwa i metody badań. Materiałem, z którego ma zostać wykonana rama jest stop aluminium 7075 T6 o właściwościach przedstawionych w tabeli 3

Do obliczeń przyjęto, że materiał jest:

- liniowo-sprężysty;
- jednorodny;
- izotropowy.

Tabela 3. Właściwości materiałowe aluminium 7075 T6

Własności	Wartości
Moduł Younga	70 000 MPa
Współczynnik Poissona	0,33
Gęstość	2,81 g/cm ³
Granica plastyczności	503 MPa
Wytrzymałość na rozciąganie	570 MPa

W obliczeniach wytrzymałościowych ramy przyjęto współczynnik bezpieczeństwa 3. Naprężenia dopuszczalne wynoszą $\sigma_{dop} = 156$ MPa. Rama została dyskretyzowana za pomocą czworobocznych elementów skończonych maksymalnej długości krawędzi równej 4 mm. Dodatkowo w niektórych miejscach siatka została zagęszczona elementami maksymalnej długości krawędzi równej 1 mm.

Warunki brzegowe w analizie numerycznej:

Pierwszy wariant warunków brzegowych:

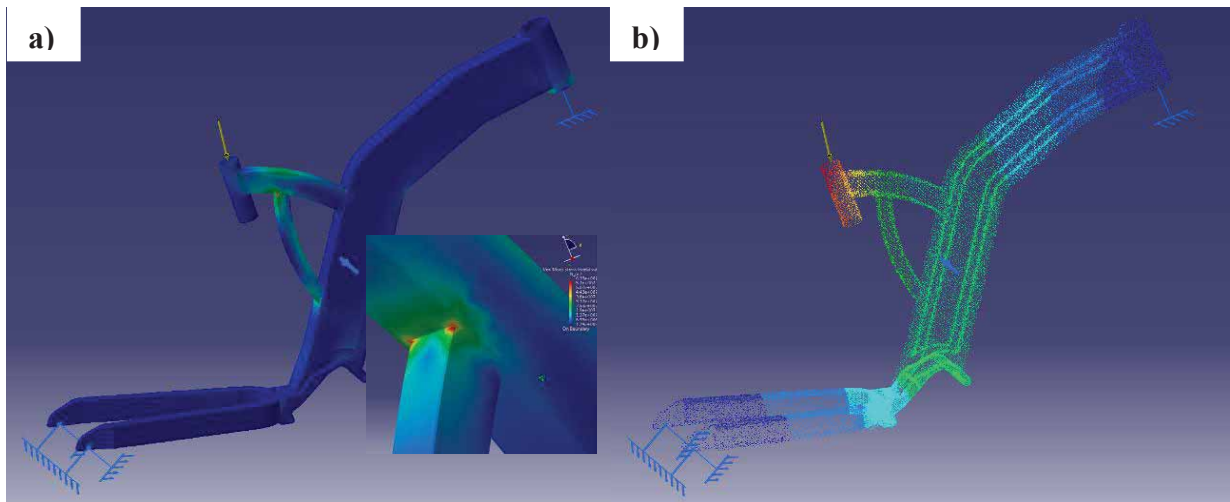
-siła o wartości 700N działa wzdłuż rury pod-siodłowej, utwierdzenia rozmieszczone są w przednim i tylnym koła oraz przy główce ramy (rys.5).

Drugi wariant warunków brzegowych:

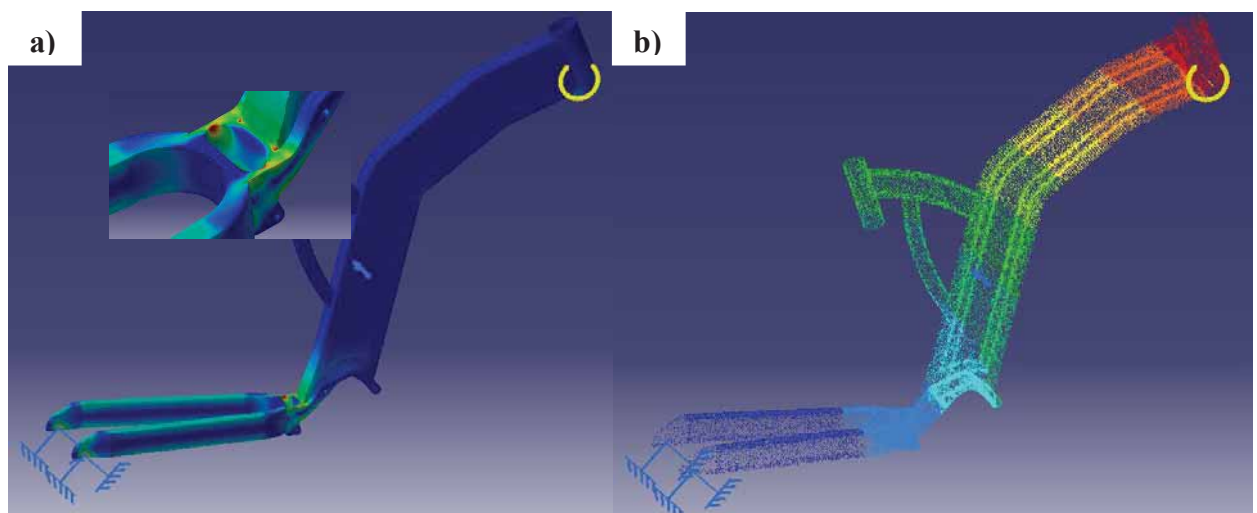
-moment o wartości 115 Nm przyłożony jest na główce ramy. Utwierdzenie umieszczone w przednim i tylnym koła (rys. 6) [1].

Tabela 3. Wyniki analizy numerycznej

	σ_{red} [MPa]	Przemieszczenia [mm]
Wariant 1	156	3,3
Wariant 2	156	3,3



Rys. 5. Wyniki dla pierwszego wariantu warunków brzegowych: a) mapa naprężeń redukowanych, b) mapa przemieszczeń



Rys. 6. Wyniki dla drugiego wariantu warunków brzegowych: a) mapa naprężeń redukowanych, b) mapa przemieszczeń

2. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono wstępny projekt ramy rowerowej, wyniki pracy będą stanowić podstawę do dalszych rozważań na temat konstrukcji nowoczesnych ram rowerowych. W przyszłości planuje się stworzenie dokładniejszego modelu ramy wraz z wszystkimi detalami, opracowanie alternatywnych wariantów konstrukcji oraz zastosowanie kompozytu z włókna węglowego. Ponadto zostanie przeprowadzona szczegółowa analiza numeryczna.

3. Literatura

1. Słomka P., Praca przejściowa, Nowoczesne rozwiązania w konstrukcji ram rowerowych, projekt własny, Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny (2011).
2. PN-EN 14781:2007 Rowery wyścigowe -- Wymagania bezpieczeństwa i metody badań.
3. <http://www.bbc.co.uk/radio4/youandyours/technology/launch.shtml>: z dnia 08.11.2011

ANALIZA SKUTECZNOŚCI IZOLACJI TERMICZNEJ CIEPŁOCIĄGU

inż. KRZYSZTOF SZŁAPA

Mechatronika, M3, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie nauki: prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak,
dr inż. Marek Paruch



Wstępek. W artykule przedstawiono sposób opracowania programu komputerowego służącego do określania pola temperatury wewnątrz izolacji ciepłociągu. W tym celu określono model matematyczny dla ciepłociągu traktowanego jako rura trzywarstwowa z uwzględnieniem strat ciepła powstających podczas przepływu medium przez ciepłociąg. Następnie omówiono program komputerowy wraz z metodą graficznego przedstawiania pola temperatury izolacji ciepłociągu stworzony na podstawie danego modelu matematycznego oraz wyniki obliczeń.

1. Wprowadzenie

Istnieją dwa rodzaje technologii budowy ciepłociągów: sieci kanałowe i preizolowane. Technologia sieci kanałowych polega na zbudowaniu kanału, w którym umieszcza się izolowany ciepłociąg. Jest to metoda analogiczna do budowy sieci telekomunikacyjnych. Należy dodać, że początkowo ciepłociągi były wykonywane właśnie w tej technologii i nie posiadały żadnej izolacji lub była ona mało efektywna. Technologia sieci preizolowanych polega na łączeniu wykonanych fabrycznie elementów z gotową izolacją i zakopaniu ich bezpośrednio w ziemi. Fabrycznie przygotowany rurociąg składa się z rury przewodowej, warstwy izolacyjnej oraz warstwy osłonowej. Typowymi materiałami izolacyjnymi powszechnie stosowanymi w sieciach ciepłociągowych są: wełna mineralna, wata szklana, pianka poliuretanowa, szkło piankowe. Ciepłociągi służą do transportu ciepła na znacznych odległościach. Wykorzystywane są w przypadkach, gdy źródło ciepła (kocioł) znajduje się poza ogrzewanym budynkiem. Ma to miejsce głównie w miastach, gdy odległości pomiędzy odbiorcami są tak małe, że straty ciepła w trakcie transportu są niewielkie i opłacalne jest tworzenie sieci centralnego ogrzewania z centralnym kotłem w (elektro)ciepłowni [1, 4].

2. Model matematyczny

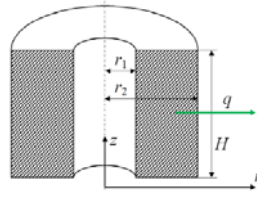
Przepływ ciepła w stanie ustalonym dla zadania trójwymiarowego i obszaru zorientowanego w układzie współrzędnych cylindrycznych opisuje równanie Poissona [1]

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q = 0 \quad (1)$$

gdzie λ to współczynnik przewodzenia ciepła, Q to ciepło przepływające przez ścianę rury, które można przedstawić jako

$$-\lambda A \frac{\partial T}{\partial r} = Q \quad (2)$$

gdzie A to pole powierzchni ścianki rury, jest ono określone dla kolejnych wartości promienia.



Rys. 1. Fragment rury [□]

Ilość ciepła przepływającego przez rurę jednowarstwową (rozpatruje się zadanie jednowymiarowe, czyli przepływ ciepła w kierunku promieniowym) wyznacza się ze wzoru:

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R} \quad (3)$$

gdzie R to opór cieplny

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda H} \quad (4)$$

Dla rur wielowarstwowych wykorzystuje się własność sumowania oporów cieplnych

$$R_s = \sum R_i \quad (5)$$

Wzór (3) przekształca się uwzględniając zależność (5) i otrzymuje się zależność na temperaturę zewnętrznej powierzchni ciepłociągu

$$T_n = T_1 - QR_s \quad (6)$$

gdzie T_n to temperatura powierzchni zewnętrznej ciepłociągu. Następnie określa się stratę ciepła wynikającą z konwekcji

$$Q = A \alpha (T_o - T_n) \quad (7)$$

gdzie α to współczynnik wymiany ciepła, T_o to temperatura otoczenia.

Przekształcając zależność (7) uzyskuje się

$$T_n = T_o - \frac{Q}{A\alpha} \quad (8)$$

Porównując (6) i (8) otrzymujemy równanie, z którego wyznaczamy stratę ciepła danego odcinka ciepłociągu

$$-Q = \frac{T_o - T_1}{\left(R_s + \frac{1}{A\alpha}\right)} \quad (\square)$$

Można zauważyć, że we wzorze (9) pojawia się dodawanie zamiast odejmowania, wynika to z faktu, że ciepło przez obliczane dla konwekcji (8) jest stratą ciepła, T_n jest większe od T_o , więc Q będzie ujemne. Powyższy model przedstawiony jest dla dowolnej długości ciepłociągu. W programie założono stałą długość pojedynczego elementu ciepłociągu, dla którego po obliczeniu straty energii cieplnej we wcześniejszym elemencie uwzględnia się jego stratę

$$\Delta T = \frac{Q(H/v)}{mC_w} \quad (10)$$

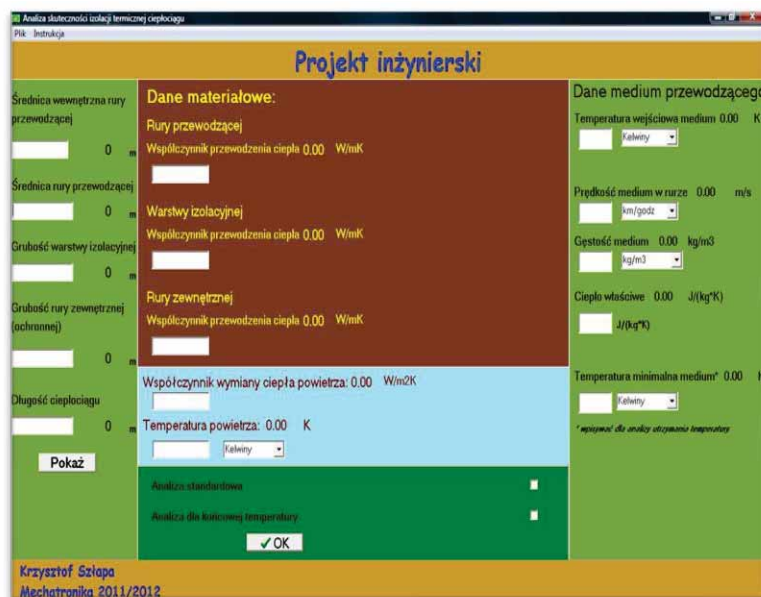
gdzie H to długość rozważanego odcinka (krok dyskretyzacji), m to masa określana jako iloczyn objętości i gęstości medium, C_w to ciepło właściwe medium, v to prędkość medium w ciepłociągu. Ponadto

$$T_{1_2} = T_{1_1} - \Delta T \quad (11)$$

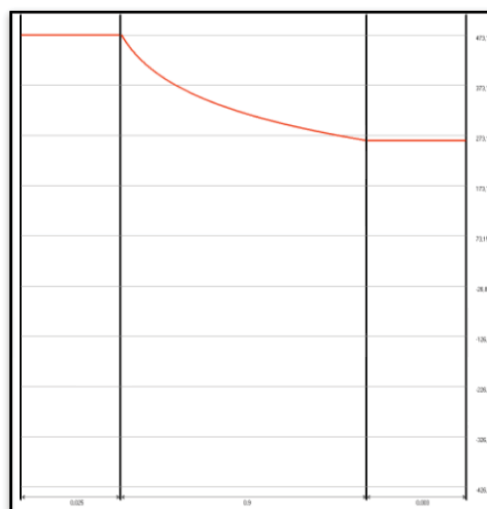
gdzie T_{1_2} to temperatura medium w □ elemencie a T_{1_1} to temperatura medium w 1 elemencie. Wzór (11) przedstawia sposób obliczania temperatury medium w następnym elemencie, z uwzględnieniem straty ciepła w elemencie poprzednim [4].

3. Program komputerowy

Głównym celem programu jest wykonanie obliczeń i wykreślenie wykresu pola temperatury. Program w zależności od wybranej analizy wykonuje również obliczenia temperatury końcowej medium dla zadanej długości ciepłociągu i jego sprawności (analiza standardowa) oraz oblicza maksymalną długość ciepłociągu dla zadanej końcowej temperatury medium oraz sprawność ciepłociągu o tej długości (analiza dla końcowej temperatury). Do programu wprowadzane są wymiary geometryczne poszczególnych warstw ciepłociągu, współczynniki przewodzenia ciepła, temperatura i z góry założony współczynnik konwekcji oraz dane dotyczące medium i jego przepływu. Należy również wybrać rodzaj analizy, którą chce się wykonać (rys 3). Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy wykres pola temperatury, a rysunek 4 przedstawia wyniki obliczeń programu dla obu analiz [4].



Rys. 3. Główne okno programu



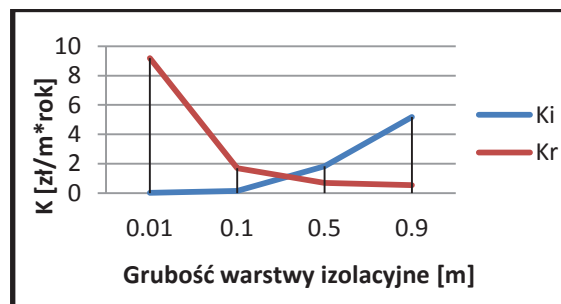
Rys. 3. Przykładowy wykres pola temperatury sporządzony przez program



Rys. 4. Wyniki obliczeń programu dla obu typów analiz

4.2. Podsumowanie

Przedstawiony program pozwala na szybkie symulowanie strat ciepła dla różnych grubości i rodzajów izolacji, co umożliwi swobodne projektowanie grubości izolacji ciepłociągów zarówno dla kryteriów izolacyjnych jak i kryteriów ekonomicznych. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy wykres ekonomicznej warstwy izolacji; przecięcie się linii K_i i K_r jest optymalną ekonomicznie grubością izolacji, opisaną w pozycji literaturowej [3].



Rys. 5. Przykładowy wykres warstwy ekonomicznej izolacji

4.3. Literatura

1. Czargut J., Ziębiak A., Podstawy energetyki cieplnej, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa (1998)
2. Majczak J., Wykłady z przedmiotu „Przepływ ciepła”, Gliwice (2011).
3. Kmieć A., Procesy cieplne i aparaty, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2005).
4. Szłapa J., Analiza skuteczności izolacji termicznej ciepłociągu - projekt inżynierski, WMIM, Politechnika Śląska, Gliwice (2012).

inż. TOMASZ ZADOROŻNY

Mechanika i Budowa Maszyn, MB4, 1 rok, 2 stopień

Opiekunowie naukowci: dr inż. Grzegorz Kokot



Wstępniki. W artykule przedstawiono wyniki przeprowadzonych analiz numerycznych kilku koncepcji felgi wykonanej z kompozytu polimerowego dedykowanej do pojazdu wyścigowego napędzanego energią elektryczną. Na ich podstawie wybrano najlepsze rozwiązanie.

1. Wprowadzenie

W czasach gdy coraz popularniejsze stały się pojazdy samochodowe zasilane ciekłymi paliwami, propagacja alternatywnych środków transportu stała się bardzo ważna. Przygotowując pojazdy elektryczne prowadzone są prace i badania mające na celu zmniejszenie zapotrzebowania na energię. Jednym z czynników wpływających na zmniejszenie zapotrzebowania na energię jest redukcja masy np. poprzez zastosowanie kompozytów polimerowych do budowy pojazdów.

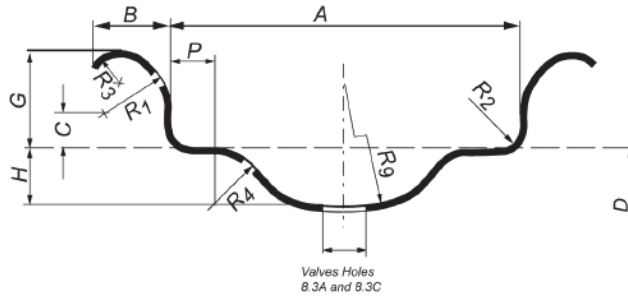
2. Rozważane koncepcje oraz modele geometryczne

Pierwszą koncepcją była jednolita felga w kształcie tarczy z pełnymi bokami posiadająca wewnątrz odpowiednio 4 oraz 8 żeber. Drugim rozważanym przypadkiem w artykule była koncepcja felgi dzielonej złożonej z dwóch części z 4 oraz 8 żebrami. Rozwiązanie to miało na celu minimalizację dużego ryzyka uszkodzenia felgi przy zakładaniu opony, jakie występowało przy felgach niedzielonych.

Model geometryczny został utworzony w programie MSC Patran. Danymi wejściowymi do tworzenia geometrii był zwymiarowany szkic obręczy przeznaczonej do opony firmy Michelin (rys. 1). W tabeli 1 zostały zestawione wymiary wraz z tolerancją.

Tabela 1. Wymiary obręczy dostarczone przez firmę Michelin [1]

WYMIARY												
A	B	B	G	P	H	C	R1	R2	R3	R4	R9	D
+0.15	min.	max.	+0.5	+0.2	+1.0			max.	min.	min.	min.	
34.0	6.5	8.5	10	3.5	7.5	4	6.5	1.5	2	5	7.0	405.6

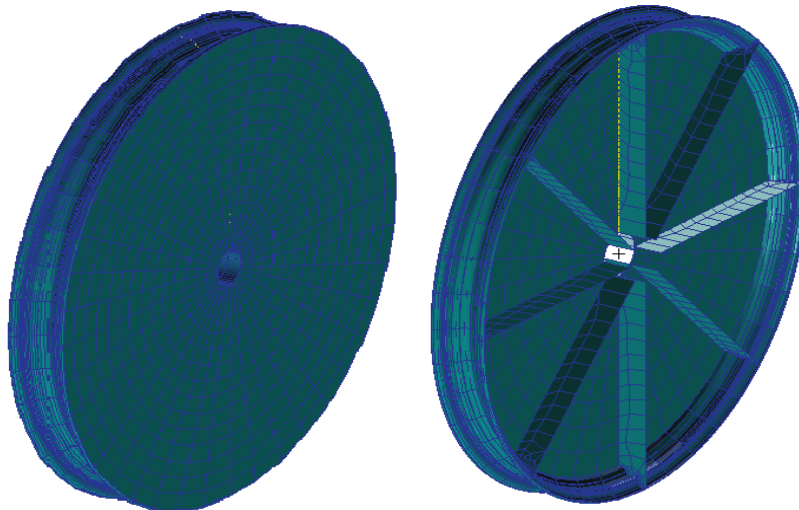


Rys. 1. Szkic obręczy dostarczony przez firmę Michelin [2]

3. Modelowanie

Siatka elementów skończonych została przygotowana w programie MSC Patran, z wykorzystaniem czterowzłowych elementów powłokowych (rys. 2). Zbudowany model numeryczny posiada 3509 węzłów i 2878 elementów dla pierwszej koncepcji oraz 2395 węzłów i 2287 elementów dla drugiej koncepcji. Felgę obciążono siłami imitującymi reakcję podłoża pochodzącą od ciężaru pojazdu oraz od sił bocznych występujących podczas pokonywania zakrętów. Utwierdzenie zadano w przewidywanym miejscu połączenia felgi z piastą.

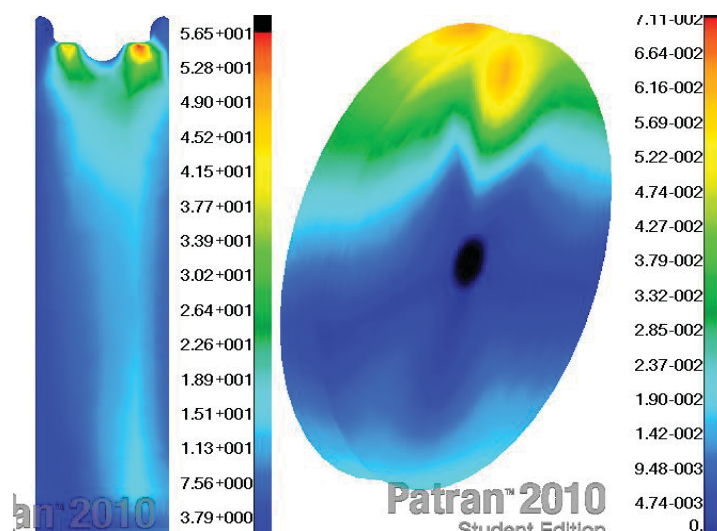
Jako materiał zdefiniowano kompozyt zbrojony włóknem węglowym o orientacji $[\pm 0,45, -\pm 0,45]_s$ z osnową z żywicy epoksydowej. Poszczególne warstwy w modelu numerycznym były definiowane na każdej utworzonej grupie elementów składowych za pomocą przyjętego pomocniczego ortokartezjańskiego układu współrzędnych.



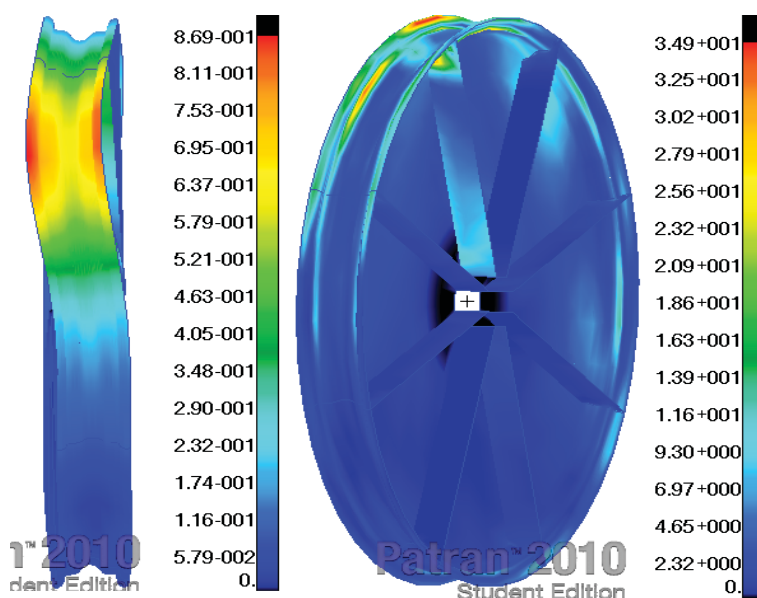
Rys. 2. Zdyskretyzowane modele geometryczne

4. Wyniki

Obliczenia zostały przeprowadzone w programie MSC Nastran, wizualizację wyników otrzymano w programie MSC Patran. Na rys. 3 oraz rys. 4 przedstawiono przykładowe wyniki analiz. W tabeli 1 oraz tabeli 3 zestawiono otrzymane wyniki (naprężenia maksymalne σ_{max} , przemieszczenia maksymalne u_{max}).



Rys. 3. Przykładowe wyniki przemieszczeń oraz naprężeń dla pierwszej koncepcji



Rys. 4. Przykładowe wyniki przemieszczeń oraz naprężeń dla drugiej koncepcji

Tabela 2. Zestawienie wartości przemieszczeń maksymalnych u_{max} i naprężeń maksymalnych σ_{max} występujących w pierwszej koncepcji felgi przy obciążeniu pochodzącym od ciężaru bolidu oraz siły bocznej

felga, liczba zeber	Grubość obwódki [mm]	Grubość zeber [mm]	Grubość ścianek [mm]	u_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	Masa [kg]
8	1.0	0.8	0.8	0.78	73.8	0.531
8	1.0	0.8	1.6	0.408	73.7	0.814
8	1.6	0.8	0.8	0.71	63.1	0.610
4	1.0	0.8	0.8	0.88	76.5	0.401
4	1.0	0.8	1.6	0.67	75.3	0.773
4	1.6	0.8	0.8	0.84	67.0	0.570

Tabela 3. Zestawienie wartości przemieszczeń maksymalnych u_{max} i naprężeń maksymalnych σ_{max} występujących w drugiej koncepcji felgi przy obciążeniu pochodzącym od ciężaru bolidu oraz siły bocznej

felga, liczba żeber	Grubość obręczy [mm]	Grubość żeber [mm]	Grubość ścianki [mm]	u_{max} [mm]	σ_{max} [MPa]	Masa [kg]
8	1.0	0.8	1.6	0.87	103	0.476
8	1.0	1.0	1.6	0.60	77.0	0.504
8	1.6	0.8	0	0.60	113	0.605
8	1.6	1.0	0	0.56	75.0	0.657
4	1.0	0.8	1.6	1.76	165	0.430
4	1.0	1.0	1.6	1.4	86	0.483
4	1.6	0.8	0	1.06	100	0.580
4	1.6	1.0	0	0.80	81	0.630

3.2. Wyniki

Na podstawie zamieszczonych wyników można wywnioskować, że koncepcja z 8 żebrami jest znacznie bardziej sztywna niż koncepcja z 4 żebrami. Dodatkowo 4 żebra korzystnie wpływają na rozkład naprężeń nieznacznie podnosząc masę koła. W pierwszej koncepcji znaczny wpływ na sztywność ma obręcz, łącząc dwie tarcze boczne koła przenosi ona dużą część obciążeń. W tej koncepcji największe naprężenia występują na obręczy, zwiększenie grubości ścianek bocznych nieznacznie poprawia jej sztywność powodując duży przyrost masy koła. W drugiej koncepcji kluczową rolę pełnią żebra, przenoszą największe obciążenia pochodzące głównie od sił bocznych powstających podczas pokonywania zakrętów. Zwiększenie grubości żeber znacznie wpływa na zmniejszenie wartości przemieszczeń oraz naprężeń występujących w feldze przy nieznacznym wzroście masy. Zwiększenie grubości obręczy również wpływa na zmniejszenie przemieszczeń oraz naprężeń jednak powoduje duży przyrost masy koła.

4. Literatura

- Zadorożny T., Analiza numeryczna felgi wykonanej z kompozytu polimerowego – projekt inżynierski, Politechnika Śląska, Gliwice (2011).
- <http://www.micrel.com>
- Hyla I., Śleziona J., Kompozyty, elementy mechaniki i projektowania, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2004).
- Corum M., Battiste R., Liu C., Basic properties of reference crossply carbon-fiber composite, <http://www.ornl.gov/webworks/cpr/v8/v3/rpt1060.pdf>
- Podręcznik użytkownika programu MSC Nastran (ang. MSC Nastran User's Guide), www.mscofware.com.
- PKN 14781:2006. Rowery wyścigowe - Wymagania bezpieczeństwa i metody badania.