

# Wpływ kształtu elementów konstrukcyjnych nadwozi samochodowych wykonanych z tworzywa sztucznego na ich wytrzymałość

Effect of the shape features on endurance of the car body plastic parts

TOMASZ HINZ  
RYSZARD LEWKOWICZ \*

DOI: 10.17814/mechanik.2015.5-6.199

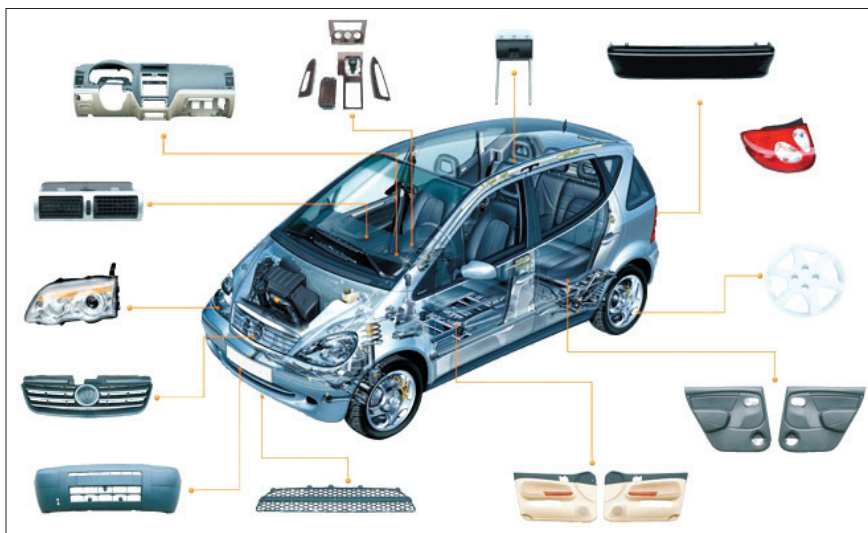
Zademonstrowano metody umożliwiające zwiększenie wytrzymałości elementów wykonanych z tworzywa sztucznego. Bazując na badaniu rynku, opracowano oraz przeanalizowano wybrane struktury wzmacniające. Podkreślono zalety optymalizacji konstrukcji projektowanych na potrzeby przemysłu samochodowego.

**SŁOWA KLUCZOWE:** tworzywa sztuczne, wytrzymałość materiału, struktura elementu

*Methods effecting in improvement of durability of the car body plastic parts are presented. Several structural features of the parts selected with reference to market investigation work were submitted to feasibility review and check procedure. Advantages of optimization procedure applied to design of the parts produced for automotive industry are highlighted.*

**KEYWORDS:** plastics, material strength, element structure

Wzrost zastosowania elementów wykonanych z tworzyw sztucznych w budowie nadwozi samochodowych jest już faktem niepodważalnym (rys.1). Z tworzywa sztucznego produkuje się nie tylko elementy wnętrza, ale również wiele komponentów, które jeszcze kilka czy kilkanaście lat temu formowane były wyłącznie ze stali, np. pedały gazu i sprzęgła czy wzmocnienie ściany przedniej (wszystkie te części mogą też być wykonane z połączenia stali i tworzywa sztucznego [5]).



Rys. 1. Wybrane elementy nadwozia samochodowego wykonywane z tworzywa sztucznego

Bardzo często od elementów wykonanych z tworzywa sztucznego wymaga się nie tylko identycznej, ale i podwyższonej wytrzymałości. Jest to związane niejako z techniką wytwarzania tych części, gdyż daje ona szersze możliwości kształtowania powierzchni funkcyjnych oraz wzmocnień. Szacuje się, że udział tworzywa sztucznego w nowoczesnym nadwoziu samochodowym zawiera się w przedziale 18÷20% masy [10], a kierunek ten ma tendencję wzrostową.

\* Dr inż. Tomasz Hinz (tomekhinz@wp.pl), prof. nadzw. dr hab. inż. Ryszard Lewkowicz (ryszard.lewkowicz@tu.koszalin.pl) – Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej

Jest kilka metod podnoszenia właściwości wytrzymałościowych elementu wykonanego z tworzywa sztucznego. Najczęściej stosuje się nowy rodzaj tworzywa, o wyższym współczynniku sprężystości. Nie zawsze jednak jest to możliwe, choćby ze względów bezpieczeństwa, gdyż materiały zbyt sztywne, ulegając uszkodzeniu, mogą tworzyć niebezpieczne dla użytkowników ostre krawędzie. Materiały takie mogą być również odrzucone ze względu na niewystarczające właściwości dekoracyjne, gdy np. nie są w stanie zagwarantować odpowiedniej jakości połysku.

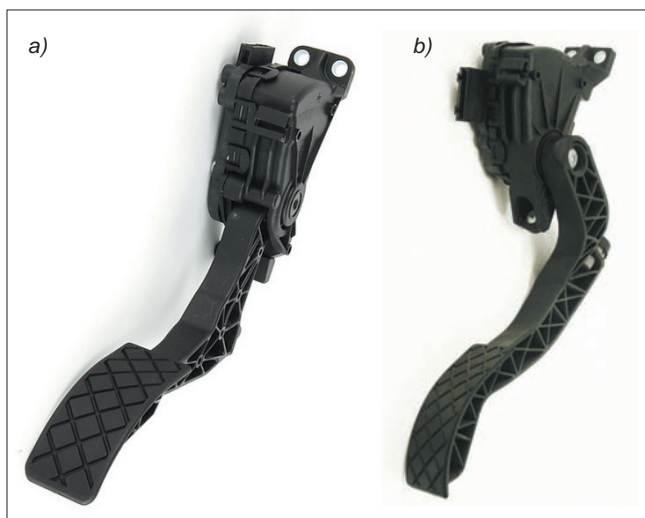
Inną metodą poprawy właściwości elementów wykonanych z tworzyw sztucznych jest opracowanie odpowiedniej struktury uźebrowania wzmacniającego. Na podstawie analizy kształtu elementów pochodzących od różnych producentów nasuwa się wniosek, że większość z udokumentowanych wzmocnień (nieważne czy umieszczanych na elementach wnętrza, czy typowo mechanicznych) jest opracowywana w sposób schematyczny. Świadczą o tym choćby różne – aczkolwiek jednorodne dla pojedynczego elementu – kształty. Takiemu zachowawczemu projektowaniu zapobiec mogą prawdopodobnie tylko odpowiednie analizy wytrzymałościowe, które pomogą w opracowaniu kształtu najbardziej pożądanego z punktu widzenia konstrukcji. Warto też wspomnieć o optymalizacji topologicznej, która w takich przypadkach może bez wątpienia wskazać najkorzystniejsze ukształtowanie modelowanych wzmocnień.

## Analiza rynku

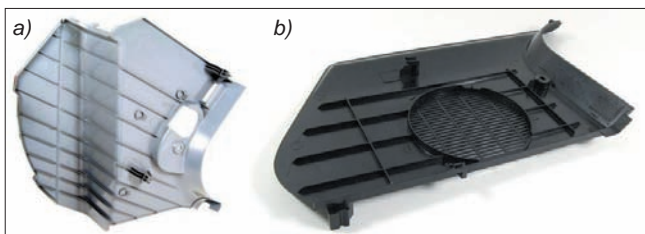
Źródłem wiedzy na temat wzmocnień elementów wykonanych z tworzyw sztucznych są części dostępne aktualnie na rynku. Obserwacje przeprowadzone na kilku wybranych nadwoziach (Volkswagena oraz BMW) pozwoliły na dokonanie ogólnego podziału wzmocnień, w którym jako kryterium obrano ukształtowanie struktury wzmacniającej. Zauważono, że spora grupa elementów z tworzyw sztucznych zawiera wzmocnienia stosunkowo proste, wykonane na kształt jednorodnych żeber (rys. 2–3). Niektóre jednak elementy wyposażone są w kształty teoretycznie bardziej podnoszące ich wytrzymałość (rys. 4). Charakterystyczne uźebrowanie o strukturze mieszanej może zawierać dodatkowo cylindryczne wzmocnienia, które nie tylko powinny mieć wpływ na uzyskaną końcową sztywność elementu, ale również na ograniczenie wad wyrobu końcowego. Inną formą kształtu, mającą na celu wzmocnienie elementu wykonanego z tworzywa sztucznego, jest wzór plastra miodu (rys. 5a). Struktura zaczerpnięta z dziedziny bioniki [8] w niektórych przypadkach nie tylko pełni rolę umocnienia elementu [1, 7, 9], lecz także pozytywnie wpływa na jego wygląd (rys. 5b).

Jak wspomniano na wstępie, w większości przeanalizowanych przypadków stwierdzono dość jednolity (być może przypadkowy) układ zastosowanych wzmocnień. Maksymalna

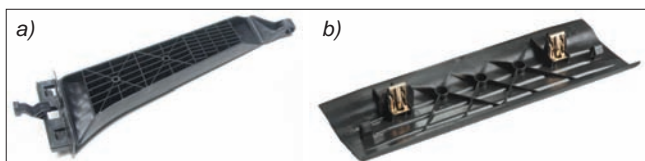




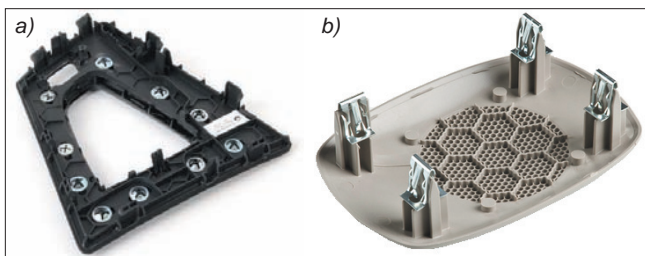
Rys. 2. Pedaly przyspieszenia wykonane z tworzywa sztucznego, wzmacnione żebrami: a) Volkswagen Golf VI, b) Audi A4



Rys. 3. Elementy wykończenia wnętrza nadwozia charakteryzujące się prostymi żebrami wzmacniającymi: a) panel BMW E46, b) panel BMW E36



Rys. 4. Elementy – mechaniczny oraz wykończenia nadwozia – oznaczające się zastosowaniem żeber o strukturze mieszanej: a) pedał gazu BMW E36, b) osłona progu Volkswagena Golfa



Rys. 5. Elementy wykończenia wnętrza nadwozia charakteryzujące się wzmacnieniem wykonanym na wzór plastra miodu: a) panel dźwigni skrzyni biegów BMW M4, b) osłona głośnika Volkswagena Golfa

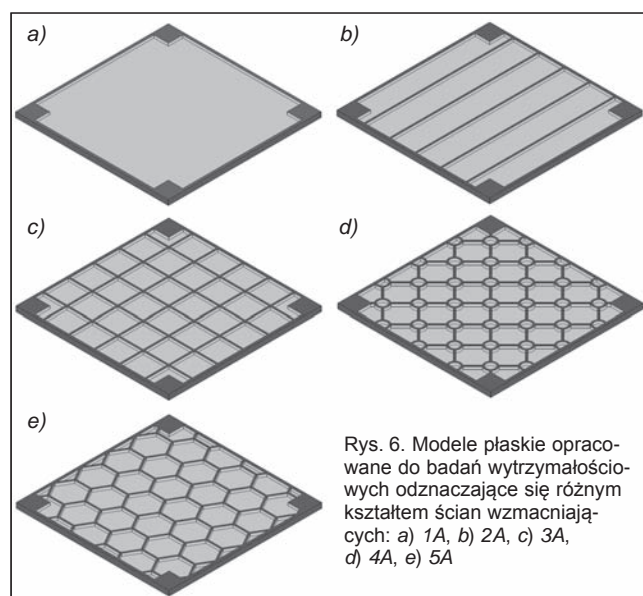
wysokość ścian wzmacniających wynosiła 7 mm, natomiast grubość przy podstawie nie była większa niż 60% grubości powierzchni podstawowej (z pominięciem elementów mechanicznych, których projektowaniem rządzą nieco inne zasady), co jest zgodne z ogólnym trendem modelowania tego typu konstrukcji [2, 3].

### Badania wytrzymałościowe

Na podstawie analizy rynku zamodelowano dwie grupy elementów wykonanych z tworzywa sztucznego w celu poddania ich testom wytrzymałościowym. Pierwsza grupa obejmowała

element płaski, który w każdej swojej następnym wersji charakteryzował się odmiennym ułożeniem ścian wzmacniających (rys. 6). Wyjątkiem był element 1A, bez wzmacnienia, co miało na celu prezentację naprężeń w strukturze podstawowej.

Wzory wykorzystanych umocnień opracowano na podstawie istniejących elementów, stosując żebra proste, żebra o strukturze mieszanej oraz strukturę plastra miodu. Kształt omawianych modeli odpowiadał kwadratowi o boku długości 180 mm. Wysokość ściany podstawowej ustalono na poziomie 3 mm – identycznie jak wysokość wzmacnienia. Nie zastosowano pochylenia ścian w celu uzyskania dokładniejszego modelu numerycznego.



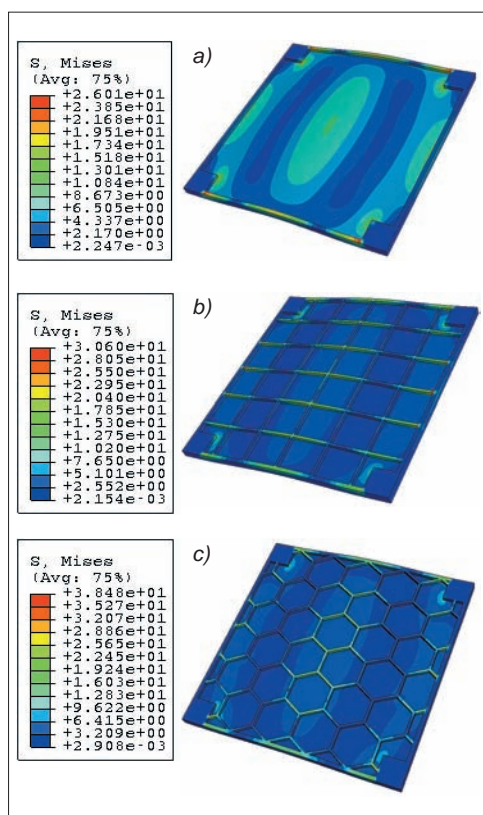
Rys. 6. Modele płaskie opracowane do badań wytrzymałościowych odznaczające się różnym kształtem ścian wzmacniających: a) 1A, b) 2A, c) 3A, d) 4A, e) 5A

TABLICA I. Wyniki badań wytrzymałościowych uzyskane dla elementów płaskich

Numer próbki	Obciążenie MPa	Naprężenie zredukowane w warstwie wierzchniej wg hipotezy Misesa MPa	Naprężenie zredukowane na żebrach wzmacniających wg hipotezy Misesa MPa	Przemieszczenie mm
1A	0,01388	3,81	–	3,42
	0,02777	7,70	–	6,85
	0,03472	9,64	–	8,57
	0,04166	11,55	–	10,30
	0,04861	13,42	–	11,97
2A	0,01388	2,86	7,51	2,30
	0,02777	5,74	14,95	4,61
	0,03472	7,20	18,80	5,76
	0,04166	8,62	22,58	6,92
	0,04861	10,05	26,33	8,07
3A	0,01388	2,71	7,52	2,18
	0,02777	5,52	14,97	4,37
	0,03472	6,85	18,50	5,46
	0,04166	8,22	22,15	6,55
4A	0,01388	2,42	4,98	1,92
	0,02777	5,12	9,97	3,85
	0,03472	6,50	12,47	4,82
	0,04166	7,55	14,96	5,78
	0,04861	9,12	16,98	6,74
5A	0,01388	3,05	6,42	2,33
	0,02777	5,91	12,01	4,67
	0,03472	7,11	15,03	5,84
	0,04166	8,82	18,09	7,00
	0,04861	10,35	21,12	8,17



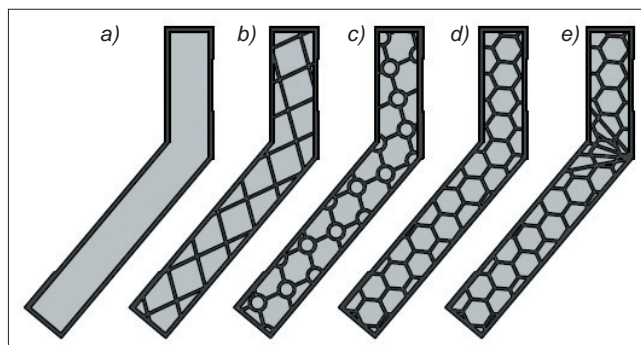
Warto odnotować objętość materiału wykorzystanego do utworzenia wzmocnienia. W próbce 1A było to 0 cm<sup>3</sup>, 2A – 5,22 cm<sup>3</sup>, 3A – 10,14 cm<sup>3</sup>, 4A – 13,17 cm<sup>3</sup>, 5A – 11,02 cm<sup>3</sup>. Aby zaadaptować próbki do programu wykorzystującego metodę elementów skończonych, podparto je w narożach, odbierając im w tych miejscach wszystkie stopnie swobody. Obciążenie ciśnieniem przyłożono w części środkowej. Powierzchnia obciążana ograniczona była wymiarami 40×180 mm. W zależności od struktury wzmocnień modele podzielono na elementy skończone typu Hex (opcjonalnie: Hex-dominated) w liczbie od 110 000 do 180 000. Zastosowano model materiałowy opisany modułem sprężystości  $E=1470$  MPa oraz liczbą Poissona  $\nu=0,39$ . Badania wytrzymałościowe przeprowadzono w zakresie sprężysto-liniowym z uwzględnieniem pięciu różnych wartości przyłożonego ciśnienia o wartości 0,01388±0,04861 MPa (tabl. I). W podsumowaniu skupiono się na odnotowaniu wartości przemieszczenia, naprężenia zredukowanego w warstwie wierzchniej oraz naprężenia zredukowanego zaobserwowanego na żebrach w obciążanym miejscu (rys. 7).



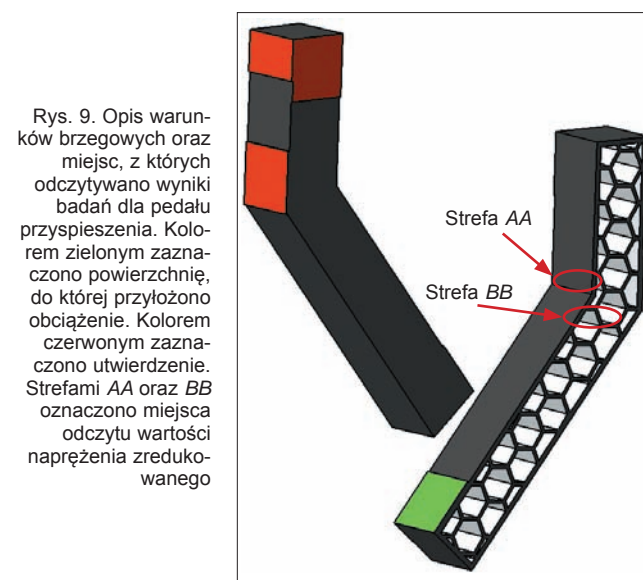
Drugą grupę badanych modeli stanowiły elementy o formie zbliżonej do zaprezentowanych w analizie rynku pedałów przyspieszenia (rys. 2). Każdy z pięciu opracowanych modeli różnił się od innych rodzajem uźebrowania wewnętrznego, które miało na celu wzmocnienie konstrukcji (rys. 8). Wyjątkiem był model 1B, z którego takie wzmocnienie usunięto, co pozwoliło traktować go jako model bazowy.

Przekrój poprzeczny elementów odpowiadał kwadratowi o długości boku 36 mm. Natomiast całkowita długość każdego elementu wyniosła 251 mm. Objętość materiału wykorzystanego do utworzenia wzmocnienia dla próbki 1B wyniosła 0 cm<sup>3</sup>, 2B – 41,56 cm<sup>3</sup>, 3B – 51,67 cm<sup>3</sup>, 4B – 50,85 cm<sup>3</sup>, 5B – 59,94 cm<sup>3</sup>. Aby otrzymać jak najdokładniejszy model numeryczny, nie zastosowano pochylenia ścian bocznych. Modele CAD zastąpiono siatką elementów skończonych w liczbie od 100 000 dla modelu 1B do 312 000 dla modelu 3B (zastosowano element skończony typu Hex-dominated). Model materiałowy był taki sam, jaki zastosowano w poprzednich badaniach. Analiza została opracowana w zakresie sprężysto-liniowym przy czterech różnych warto-

ściach przyłożonego ciśnienia, zawierających się w zakresie 0,03858±0,09645 MPa (tabl. II). Sposób opisu warunków brzegowych oraz miejsca, z których odczytano wyniki badania, zademonstrowano na rys. 9.



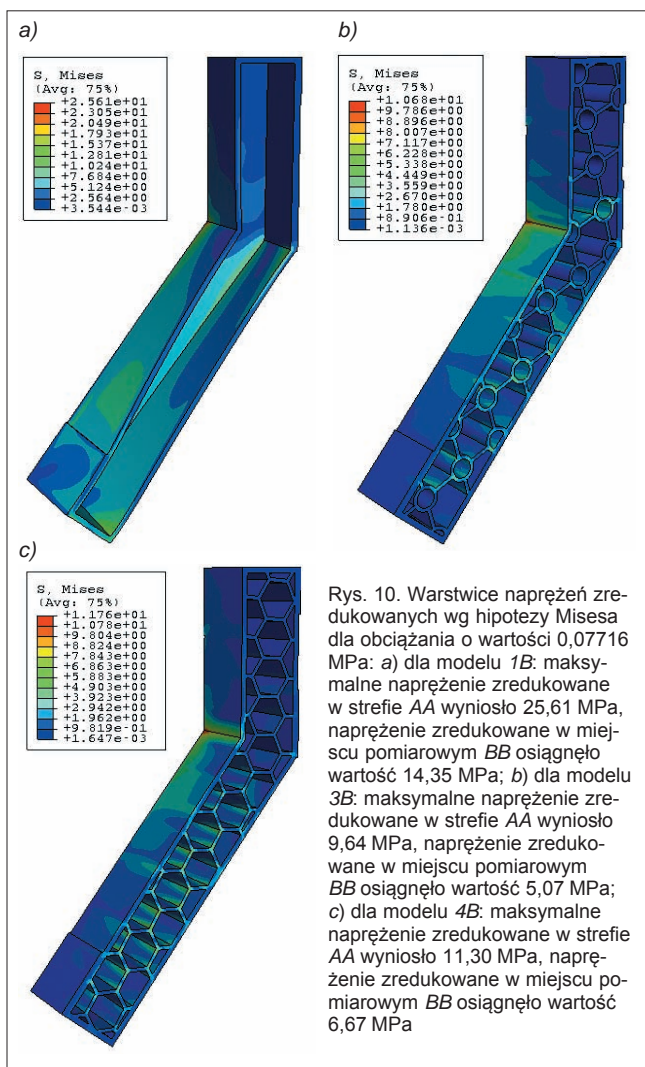
Rys. 8. Modele pedału przyspieszenia opracowane do badań wytrzymałościowych, odznaczające się różnym kształtem ścian wzmocniających: a) 1B, b) 2B, c) 3B, d) 4B, e) 5B



Rys. 9. Opis warunków brzegowych oraz miejsc, z których odczytano wyniki badań dla pedału przyspieszenia. Kolorem zielonym zaznaczono powierzchnię, do której przyłożono obciążenie. Kolorem czerwonym zaznaczono utwierdzenie. Strefami AA oraz BB oznaczono miejsca odczytu wartości naprężenia zredukowanego

TABLICA II. Wyniki badań wytrzymałościowych uzyskane dla pedałów przyspieszenia

Numer próbki	Obciążenie MPa	Naprężenie zredukowane wg hipotezy Misesa (strefa BB) MPa	Naprężenie zredukowane wg hipotezy Misesa (strefa AA) MPa	Przemieszczenie mm
1B	0,03858	7,20	12,80	10,74
	0,05787	10,67	19,20	16,11
	0,07716	14,35	25,61	21,48
	0,09645	18,50	32,01	26,85
2B	0,03858	2,95	4,76	1,48
	0,05787	4,11	7,31	2,22
	0,07716	6,15	9,52	2,96
	0,09645	7,38	12,19	3,70
3B	0,03858	2,38	4,90	1,43
	0,05787	3,46	7,20	2,15
	0,07716	5,07	9,64	2,87
	0,09645	6,52	12,35	3,59
4B	0,03858	3,19	5,33	1,91
	0,05787	5,00	8,42	2,87
	0,07716	6,67	11,30	3,83
	0,09645	8,09	14,32	4,79
5B	0,03858	2,58	6,18	1,79
	0,05787	3,87	9,62	2,69
	0,07716	5,22	14,02	3,58
	0,09645	6,65	17,44	4,48



Rys. 10. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Misesa dla obciążenia o wartości 0,07716 MPa: a) dla modelu 1B: maksymalne naprężenie zredukowane w strefie AA wyniosło 25,61 MPa, naprężenie zredukowane w miejscu pomiarowym BB osiągnęło wartość 14,35 MPa; b) dla modelu 3B: maksymalne naprężenie zredukowane w strefie AA wyniosło 9,64 MPa, naprężenie zredukowane w miejscu pomiarowym BB osiągnęło wartość 5,07 MPa; c) dla modelu 4B: maksymalne naprężenie zredukowane w strefie AA wyniosło 11,30 MPa, naprężenie zredukowane w miejscu pomiarowym BB osiągnęło wartość 6,67 MPa

## Wnioski z badań

Aby poprawnie zinterpretować wyniki badań naprężeń oraz przemieszczeń, należało odnieść je do ilości materiału użytego do zamodelowania określonego wzmocnienia. W dalszych rozważaniach nie brano już pod uwagę modeli bez wzmocnienia, gdyż miały one posłużyć tylko jako dowód, że wzmocnianie tworzyw sztucznych poprzez modyfikację kształtu przynosi dobre rezultaty, co zresztą zostało udowodnione.

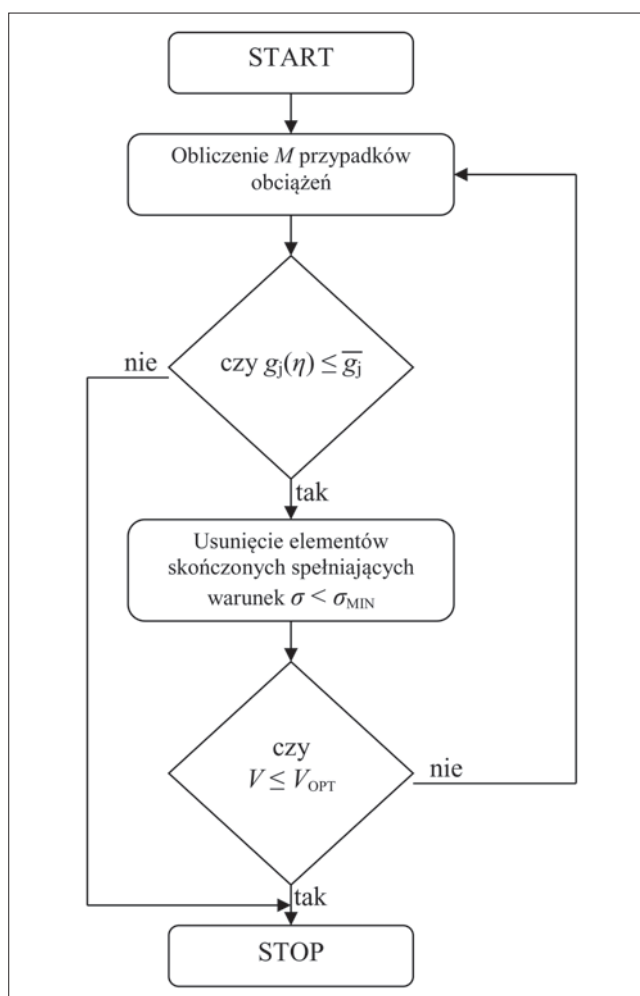
Najlepszą formą umocnienia konstrukcji elementów płaskich okazały się proste żebra wzmacniające. Użyto w nich około 50% materiału w porównaniu z pozostałymi próbkami, a maksymalne naprężenia w materiale oraz przemieszczenia w najgorszym razie były wyższe o nie więcej niż 15%. Stąd wniosek, że jest to najbardziej ekonomiczna forma wzmocnienia tego elementu. Trzeba jednak zaznaczyć, że w przypadku elementu 2A wyniki mogłyby być znacznie mniej korzystne, gdyby zastosowano inny kierunek obciążenia. Zmiana kierunku obciążenia nie miałaby natomiast wpływu na wyniki w konstrukcjach 3A, 4A oraz 5A, gdyż ich wzmocnienia są symetryczne. Mała wrażliwość na zmianę kierunku obciążenia jest z pewnością dużym atutem tych konstrukcji. Porównując wymienione elementy, z uwzględnieniem objętości dodatkowego materiału, można zauważyć, że zaobserwowane różnice w wynikach są niewielkie. Prowadzi to do wniosku, że wytrzymałość wzmocnienia jednorodnego i symetrycznego zależy głównie od ilości zastosowanego materiału, a jego układ ma niewielkie znaczenie. Trzeba jednak zaznaczyć, że dotyczy to struktur o charakterze otwartym.

Badania przeprowadzone na modelu pedału przyspieszenia w pierwszej kolejności pokazują, jak różny jest rozkład naprężeń na żebrach wzmacniających. Na tej podstawie można stwierdzić, że struktury jednorodne w takich elementach nie są efektywne, gdyż część wykorzystanego materiału bierze minimalny udział w podniesieniu wytrzymałości konstrukcji. To głównie ten fakt przemawia za stosowaniem w takich przypadkach metod odpowiadających optymalizacji topologicznej.

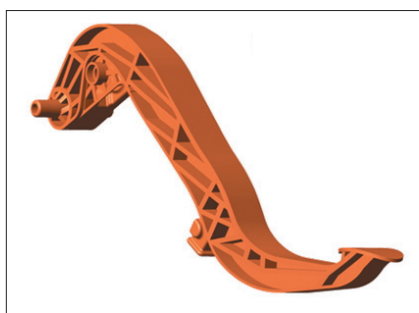
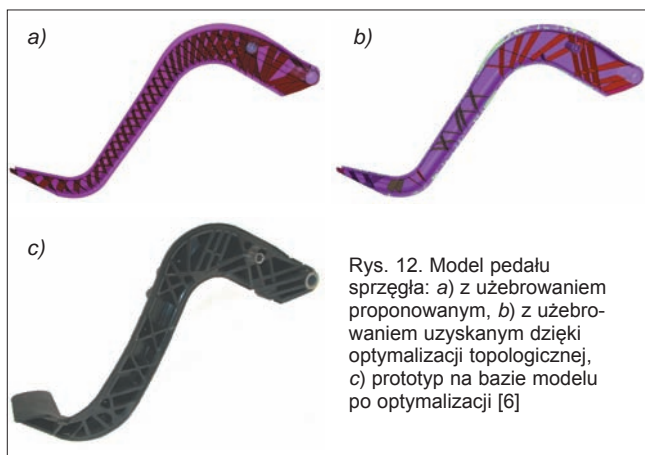
W przeciwieństwie do elementów płaskich w profilu półzamkniętym łatwiej dostrzec zalety zastosowanych wzmocnień, wciąż odnosząc je do ilości użytego materiału. Najbardziej efektywna okazała się struktura modelu 2B. Uzyskano tutaj względnie niskie naprężenia, którym towarzyszy stosunkowo małe ugięcie. Porównanie modelu 2B z 5B ilustruje wady zbyt sztywnej miejscowo konstrukcji, gdzie pomimo zastosowania o prawie 50% więcej materiału, uzyskano gorszy wynik w zakresie naprężeń maksymalnych oraz przemieszczenia. Różnice pomiędzy modelami 3B oraz 4B, w których użyto zbliżonej objętości materiału, są niewielkie, świadczą one jednak na niekorzyść struktury wykonanej na wzór plastra miodu.

## Optymalizacja topologiczna oraz elementy hybrydowe

Bez wątpienia jedną z najlepszych metod projektowania wzmocnień elementów konstrukcyjnych jest optymalizacja topologiczna (rys. 11). Pozwala ona na uzyskanie struktur najbardziej korzystnych pod względem stosunku masy do wytrzymałości (rys. 12). W praktyce stosowana jest nie tylko do elementów wykonanych z jednego rodzaju materiału.



Rys. 11. Przykładowy algorytm optymalizacji topologicznej z ograniczeniem naprężeniowym;  $\eta$  – wektor zmiennych decyzyjnych,  $g_j$  – wybrany parametr stanu,  $\bar{g}_j$  – górna granica wartości parametru stanu,  $\sigma$  – naprężenie,  $V$  – masa elementu [4]



Jak pokazuje jednak przeprowadzone badanie rynku, technika ta wciąż częściej wykorzystywana jest w przemyśle lotniczym niż samochodowym. Nierzadko w nadwoziach spotkać można natomiast elementy hybrydowe (rys. 14).

Rys. 14. Przykład hybrydowej konstrukcji pedału hamulca (źródło: Trelleborg)



#### LITERATURA

1. Caigui Jiang, Jun Wang, Wallner J., Pottmann H. "Freeform Honeycomb Structures". *Eurographics Symposium on Geometry Processing*, Vol. 33, (2014) No 5.
2. GE Plastics. "GE Engineering Thermoplastics Design Guide".
3. Maier C. "Design Guides for Plastics". Orpington: Economy Ltd. 2009.
4. Mrzygłód M., Michalik M. „Optymalizacja topologiczna z ograniczeniem naprężeniowym konstrukcji pojazdu”. *PAK*. R. 54, nr 7 (2008).
5. Palmer T., Nelson E. "Plastics in Lightweight and Electric Vehicles". *Lightweight & Electric Vehicles Conference*. Michigan 2011.
6. Pednekar V. "Topology Optimization of PMH Structures". *Hyperworks Technology Conference* 2008.
7. Petras A., Sutcliffe M.P.F. "Failure mode maps for honeycomb sandwich panels". *Composite Structures*. 44 (1999): pp. 237-252.
8. Samek A. „Bionika. Wiedza przyrodnicza dla inżynierów”. Warszawa: Wydawnictwo AGH, 2010.
9. Yuhong Zhang, Wenhua Ye, Sheng Leng, Wenyong Shan. "Bionic Design for Column of Gantry Machining Center Using Honeycomb Structures". Londyn 2012
10. Zawistowski H. „Założenia projektowe dokumentacji technicznej wyprasek z tworzyw sztucznych”. *Mechanik* nr 4/2010. ■