

POLITECHNIKA ŚLĄSKA  
WYDZIAŁ MECHANICZNY TECHNOLOGICZNY  
KATEDRA MECHANIKI I INŻYNIERII OBLICZENIOWEJ



Poszerzone Streszczenie Rozprawy Doktorskiej  
mgr inż. Przemysław Sebastjan

OPTIMIZATION OF AUTOMOTIVE SUSPENSION COMPONENTS WITH  
CONSIDERATION OF THEIR UNSTABLE BEHAVIOR

Promotor:  
dr hab. inż. Wacław Kuś, prof. Pol. Śl.

Gliwice, 2023

## Motywacja rozprawy doktorskiej, jej cel oraz zakres

Motywacją do stworzenia niniejszej rozprawy była konieczność sprostania oczekiwaniom rynku motoryzacyjnego odnośnie konstrukcji amortyzatorów samochodowych o zmniejszonej masie, przy jednoczesnym spełnieniu złożonych wymagań wytrzymałościowych, przy użyciu nowych metod, które mogą być również stosowane w innych gałęziach badań i przemysłu. Wśród tych wymogów szczególnym ograniczeniem jest zagadnienie stateczności układu zawieszenia, tj. zdolności układu zawieszenia do przeciwdziałania zewnętrznym siłom ściskającym, przy braku wystąpienia niepożądanych zjawisk, jak pęknięcie materiału lub wyboczenie. Takie zagadnienie związane jest z faktem, iż układ zawieszenia (jakim może być amortyzator samochodowy) może nie być w stanie sprostać wymaganym siłom kompresyjnym, mimo, iż każdy z komponentów składowych poddany działaniu rozpatrywanej sile z osobna jest wystarczająco wytrzymały. W zawieszeniach samochodów osobowych amortyzatory pełnią niejednokrotnie dodatkową funkcję, jaką jest ograniczenie krańcowego przemieszczenia koła, tj. uniknięcia sytuacji, w której dochodzi do kolizji pomiędzy kołem pojazdu a inną częścią podwozia lub nadwoziem. Związane jest z tym występowanie ekstremalnych poziomów sił w układzie zawieszenia, zarówno w kierunku rozciągania jak i ściskania. To właśnie problemy wynikające z ostatnim ze zjawisk są zazwyczaj rozwiązywane przy użyciu liniowej analizy wyboczeniowej przy użyciu Metody Elementów Skończonych (MES), z której otrzymuje się wartości własne związane z odpowiednimi postaciami wyboczenia. Niestety, użycie liniowej analizy wyboczeniowej prowadzi najczęściej do przeszacowania sił powodujących utratę stateczności układu, a co za tym idzie – do niekonserwatywnego podejścia w procesie projektowania. Dlatego aby móc poprawnie zredukować masę konstrukcji, wyznaczenie rzeczywistych limitów nośności konstrukcji jest krytyczne, nawet kosztem zwiększonego nakładu obliczeniowego spowodowanego użyciem nieliniowych analiz MES. Proces optymalizacji (minimalizacji masy) układu musi uwzględniać wymogi produkcyjne, jak konieczność zapewnienia wykonalności finalnej postaci konstrukcji. W przypadku rozpatrywanej rozprawy doktorskiej, przedmiotem optymalizacji są dolne uchwyty amortyzatorów samochodowych, które wytwarzane są poprzez proces kucia. Bazując na przeprowadzonych studiach literaturowych, nie ma gotowej metody pozwalającej na osiągnięcie celu rozprawy, w związku z tym, sformułowana została następująca teza rozprawy:

*Możliwym jest sformułowanie metody oraz algorytmu optymalizacji pozwalających na minimalizację masy amortyzatora samochodowego biorąc pod uwagę konieczność zapewnienia stateczności układu zawieszenia pod działaniem ekstremalnych poziomów sił ściskających oraz uwzględniając konieczność zapewnienia wykonalności optymalizowanych komponentów.*

Aby sprostać celom rozprawy, konieczne jest podjęcie następujących kroków cząstkowych:

1. Wybór odpowiedniej metody analizy numerycznej amortyzatora samochodowego poddanego działaniu obciążenia powodującego utratę

- stateczności układu zawieszenia, uwzględniając efekty dużych deformacji, plastyczności materiału oraz oddziaływań brzegowych (kontaktu)
2. Zdefiniowanie metody modyfikacji kształtu, która pozwala na osiągnięcie dowolnego kształtu optymalizowanych komponentów amortyzatora samochodowego, bez naruszenia więzów dotyczących ich wykonalności (wykorzystując proces kucia), oraz pozbywając się wad metod aktualnie stosowanych
  3. Stworzenie wydajnego algorytmu optymalizacji, który wykorzystuje symulację z kroku pierwszego z aktualną postacią konstrukcji otrzymaną dzięki metodzie z kroku drugiego, bez użycia jakiegokolwiek wcześniejszej wiedzy odnośnie końcowego lub pożądanego kształtu konstrukcji
  4. Ustawienie parametrów algorytmu z kroku trzeciego do takiego poziomu, aby maksymalnie zwiększyć wydajność zaproponowanego algorytmu odnośnie redukcji masy amortyzatora w dostępnym przedziale czasowym (obliczeniowym)
  5. Weryfikacja zaproponowanych metod w oparciu o rzeczywiste, przemysłowe przykłady minimalizacji masy amortyzatorów samochodowych z uwzględnieniem ich stateczności oraz wykonalności

W celu zmniejszenia złożoności projektu wdrożeniowego, zakresem prac zostały objęte klasyczne amortyzatory teleskopowe, wykonane z materiałów metalowych, montowane w zawieszeniach konwencjonalnych (przede wszystkim wielowahaczowych), poddane obciążeniom odzwierciedlającym rzeczywisty plan walidacji amortyzatorów samochodowych poddanych utracie stateczność

## Struktura rozprawy doktorskiej

Rozprawa doktorska składa się z 7 rozdziałów, których zawartość opisano poniżej.

Rozdział pierwszy zawiera wstęp do dysertacji, w którym przedstawiona jest motywacja do przeprowadzenia badań w ramach projektu doktorskiego, zakres prac oraz cel projektu.

Rozdział drugi zawiera opis budowy oraz działania amortyzatora samochodowego, oraz opis problemów związanych z uwzględnieniem stateczności kolumny zawieszenia. Dodatkowo przedstawiono podstawy metody elementów skończonych ze szczególnym uwzględnieniem nieliniowych aspektów symulacji numerycznych użytych w dysertacji do oceny strukturalnego zachowania amortyzatora samochodowego.

Rozdział trzeci zawiera wprowadzenie do teorii i metod optymalizacji, z opisem algorytmów optymalizacyjnych używanych w ramach projektu doktorskiego. Drugą część rozdziału poświęcona jest zagadnieniu metamodelowania.

Rozdział czwarty przedstawia dokładny opis algorytmu hybrydowego, który nawiązuje do metod optymalizacji ewolucyjnej opisanych w rozdziale drugim. Dodatkowo, wprowadzony zostaje opis metody optymalizacji topologicznej (metody zmiany kształtu części), wykorzystującej symulacje MES opisane w rozdziale drugim.

Rozdział piąty przedstawia proces doboru ustawień parametrów algorytmu hybrydowego, którego dokonano używając metod metamodelowania opisanych w rozdziale trzecim. W ramach tego rozdziału skupiono się na poprawie wydajności algorytmu hybrydowego opisanego w rozdziale czwartym.

Rozdział szósty zawiera przykłady implementacji zaproponowanych metod optymalizacji. Opisana jest dokładna weryfikacja rozwiązań optymalnych z naciskiem na zagadnienia stateczności oraz tryby awarii kompletnej kolumny zawieszenia.

Rozdział siódmy zawiera podsumowanie pracy zrealizowanej w ramach projektu doktorskiego z krótkim omówieniem planu przyszłych prac oraz możliwości dalszego rozwoju zaproponowanych metod.

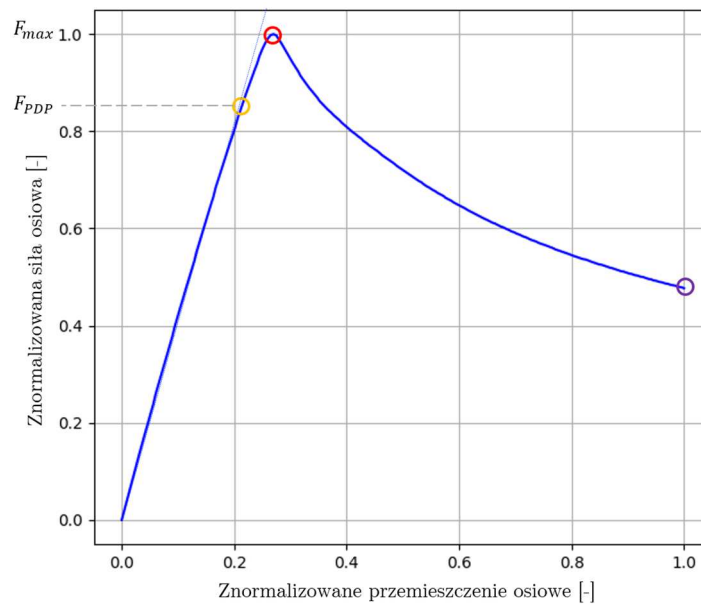
## Wstęp

Rola amortyzatora samochodowego w zawieszeniu jest dość rozległa, jako że sam amortyzator może być złożeniem kilku systemów, a jego postać może być silnie zależna od dostępnej przestrzeni zabudowy. Niemniej jednak, główne wymogi stawiane amortyzatorom samochodowym można przedstawić następująco:

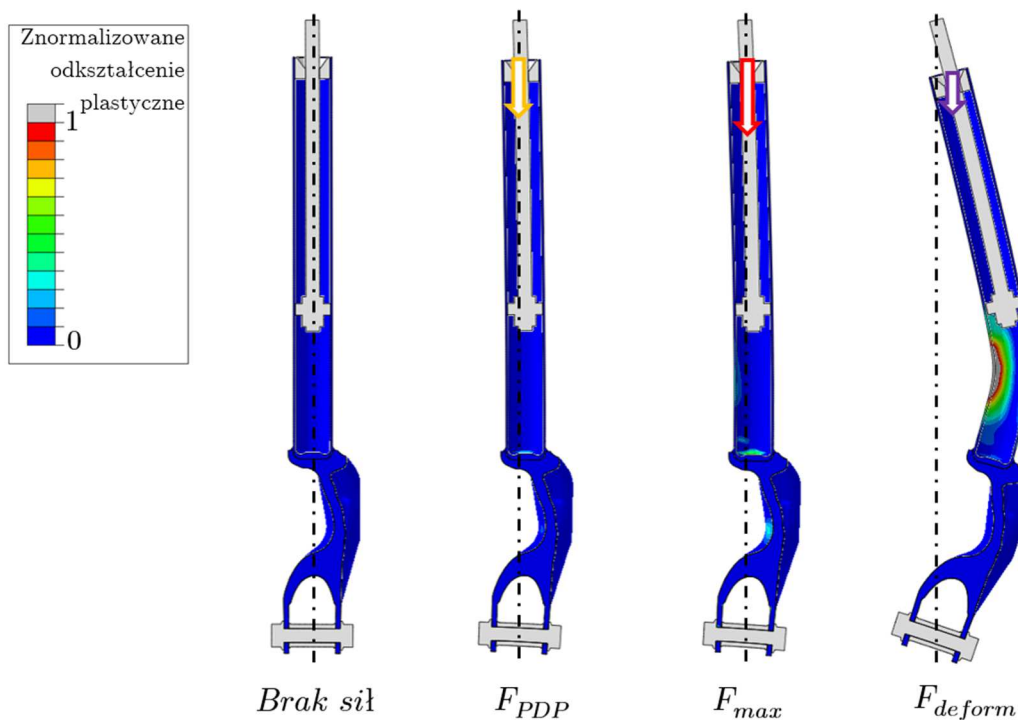
1. Amortyzator powinien tłumić oscylacje oraz wibracje przenoszone z drogi na bryłę pojazdu (samochodu)
2. Amortyzator powinien redukować lub eliminować oscylacje koła i jego wibracje, które są wymuszone przez warunki drogowe, w celu zapewnienia stałego kontaktu pomiędzy oponą pojazdu a nawierzchnią drogi po której się porusza

Dodatkowo, częstym zjawiskiem jest stosowanie amortyzatora samochodowego jako ogranicznika ruchu koła, tj. nadawanie mu funkcji zapobiegania nadmiernemu wysuwowi oraz kompresji. W przypadku ograniczania suwu kompresji zawieszania – w celu uniknięcia kolizji koła z nadwoziem, lub kolizji poszczególnych komponentów układu zawieszenia oraz układów sąsiadujących – amortyzator zostaje poddany działaniu sił znacznie przewyższających podstawowe zakresy obciążeń związanych z tłumieniem i resorowaniem. Powoduje to sytuację, w której możliwe jest, że w rozpatrywanym amortyzatorze nastąpi pęknięcie lub wyboczenie pod działaniem nadmiarowych sił, przy czym drugie z wymienionych zjawisk jest znacznie częściej obserwowane, z uwagi na smukłość amortyzatorów samochodowych. Zależność siły reakcji amortyzatora na zadane przemieszczenie podczas obciążania osiowego (wynikającego głównie z siły resorowania pochodzącej od sprężyny oraz od ogranicznika dobiecia) przedstawiono na rysunku 1. Zachowanie amortyzatora (jego odkształcenie podczas narastającego przemieszczenia) pokazano na rysunku 2. Można zauważyć, że

przejście ze stanu liniowego ( $F_{PDP}$ ) do stanu granicznego, w którym następuje nagle utrata stateczności ( $F_{max}$ ) odbywa się w sposób nagły, co sprawia dodatkową trudność w zakresie optymalizacji topologicznej układu zawieszenia.



Rysunek 1. Przykładowa charakterystyka siła-przemieszczenie dla amortyzatora

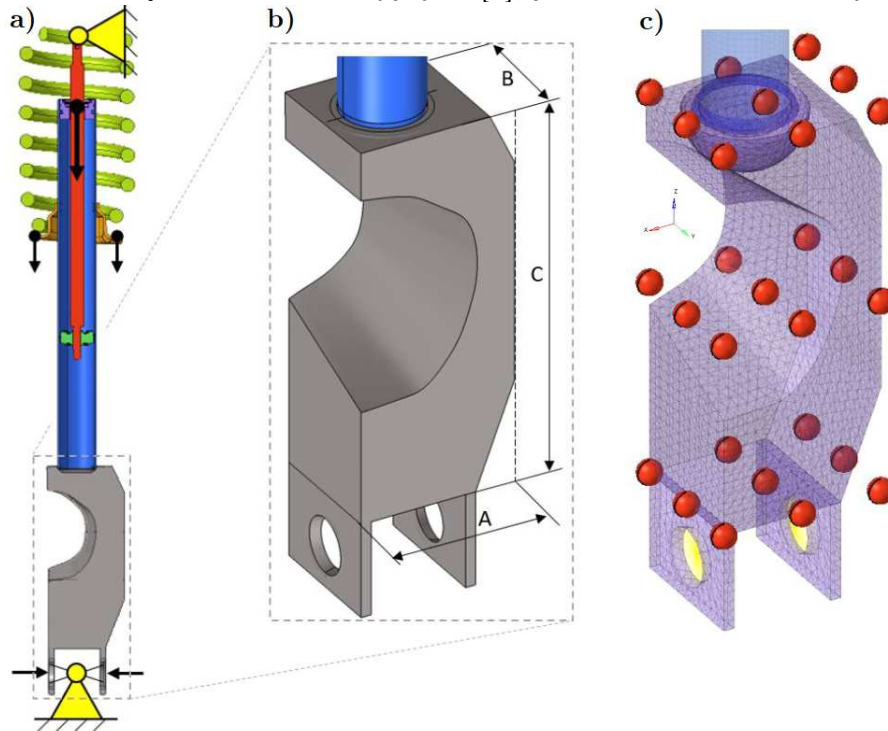


Rysunek 2. Deformacja amortyzatora samochodowego

## Metoda modyfikacji topologii kutego uchwytu amortyzatora

Optymalna alokacja materiału wewnątrz dopuszczalnej przestrzeni zabudowy odbywa się iteracyjnie, tj. modyfikacja kształtu jest wynikiem działania algorytmu, który bierze pod uwagę wcześniejsze formy modyfikacji topologii oraz parametry z nimi związane – masę układu  $Mass$  oraz siłę powodująca utratę stateczności  $F_{max}$ .

Aby zapewnić dowolną i możliwie wszechstronną modyfikację kształtu części, posłużono się zmodyfikowaną metodą poziomicy (z ang. *Level-Set Method (LSM)*). Użyto globalnych funkcji interpolacyjnych, opartych o radialne funkcje bazowe, określonych na 27 węzłach interpolacyjnych [5], jak przedstawiono na rys 3.



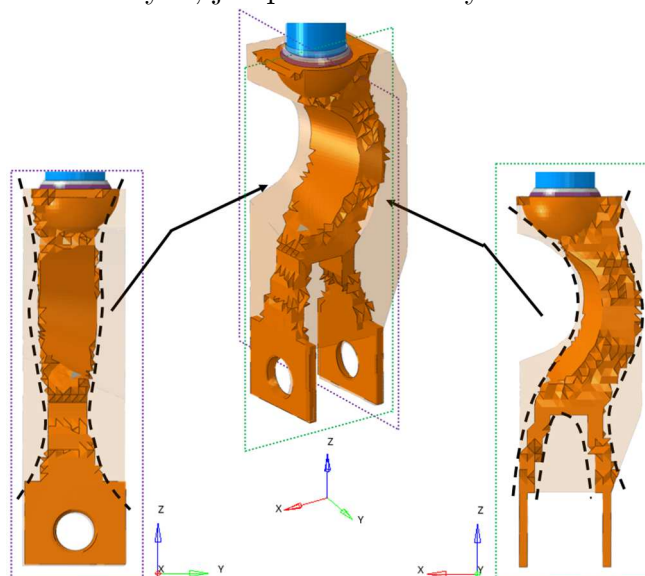
Rysunek 3. Optymalizacja topologiczna kutego uchwytu amortyzatora:  
 a) warunki brzegowe analizy MES, b) część poddana optymalizacji (przestrzeń zabudowy), c) schemat rozmieszczenia węzłów interpolacyjnych do metody LSM

Sposób modyfikacji kształtu części odbywa się poprzez obliczenie sumy funkcji interpolacyjnych, gdzie każda z funkcji jest niezależnie skalowana za pomocą zmiennych  $s_i$ . Wspomniana suma tworzy w każdym punkcie układu dodatkowe pole skalarne  $\phi$ , którego wartość obliczana jest dla każdego ze środków ciężkości elementów skończonych stanowiących dostępną przestrzeń zabudowy, jak pokazano w (1):

$$\begin{cases} \phi(\mathbf{X}) > t_{LSM} & \rightarrow \mathbf{X} \in \Omega \text{ (material)} \\ \phi(\mathbf{X}) < t_{LSM} & \rightarrow \mathbf{X} \in (D \setminus \Omega) \text{ (pustka)} \end{cases} \quad (1)$$

gdzie  $t_{LSM}$  jest przyjętą wartością progową pola skalarne. W celu zapewnienia wykonalności części optymalizowanej za pomocą procesu kucia, rozwinięty został algorytm filtrujący, dostosowujący uzyskaną z optymalizacji postać uchwytu amortyzatora do wymogów procesowych. Jego działanie przebiega iteracyjnie, wzdłuż wiodącego wymiaru części (wymiar C z rys. 3b). W każdym z tak dobranych przekrojów, analizowany jest kontur prostopadły do kierunku kucia. Jeżeli stwierdza się nieciągłość materiału pomiędzy górnym i dolnym zarysem konturu, nieciągłość ta jest usuwana i zastępowana materiałem (modyfikowane jest pole skalarne  $\phi$ ). W dysertacji doktorskiej zaproponowaną metodę uzyskiwania dowolnych, wykonalnych technologicznie kształtów uchwytu amortyzatora nazwano *przestrzenną metodą LSM*.

Drugą z zaproponowanych metod jest *metoda rzutowania*, która bazuje na pokrewnej idei interpolacji z użyciem radialnych funkcji bazowych, jednak jest wynikiem nałożenia na siebie dwóch niezależnych, prostopadle określonych dwuwymiarowych pól skalarnych, jak pokazano na rys. 4.



Rysunek 4. Istota *metody rzutowania*

Definicja pól skalarnych odbywa się osobno dla każdego z skrajnych obrysów rozpatrywanego konturu, przy użyciu równań (2) oraz (3):

$$\phi(\mathbf{X}, \mathbf{s}) = \sum_{i=1}^n \phi_i(\mathbf{X}, s_i) + O_{pm} \quad (2)$$

$$\phi_i(\mathbf{X}, s_i) = C_{pm} * s_i * e^{-\frac{\|x-x_i\|^2}{d_i^2}} \quad (3)$$

gdzie  $O_{pm}$  oraz  $C_{pm}$  są stałymi skalującymi oraz pozycjonującymi funkcje bazowe. W przeciwieństwie do *przestrzennej metody LSM* definiowanej przez 27 parametrów, *metoda projekcji* definiowana jest przez 22 parametry: 20 służących do kontroli konturów powierzchni rzutowania, 1 określającego wysokość wycięcia dolnej części uchwytu oraz 1 określającego odsunięcie krzywych konturowych.

## Hybrydowy algorytm optymalizacji

Optymalizacja kształtu uchwytu amortyzatora samochodowego przeprowadzana jest pod kątem minimalizacji jego masy, z uwzględnieniem ograniczeń dotyczących stateczności układu. Zadanie optymalizacyjne można sformułować w następujący sposób (4)-(5):

$$\min f = \left[ \rho \sum_{i=1}^N V_i \right] \quad (4)$$

biorąc pod uwagę ograniczenie:

$$q(s_i) > 0, \quad q(s_i) = F_{max}(s_i) - F_{limit}, \quad (5)$$

gdzie  $\rho$  to gęstość materiału (stała), a  $V_i$  to objętość  $i$ -tego elementu skończonego.

Do rozwiązania tak postawionego zagadnienia, zaproponowano użycie algorytmów hybrydowych [4][5]. W rozpatrywanej wersji, algorytm składał się z wykonywanych kolejno: algorytmu genetycznego oraz strategii ewolucyjnej  $(1+\lambda)$ . Jako, iż dostępny czas optymalizacji ogranicza ilość symulacji (wywołań funkcji celu), algorytm hybrydowy został podzielony pod kątem ilości dostępnych iteracji w stosunku 1600 do 400 (80% to działanie algorytmu genetycznego, a 20% strategii ewolucyjnej)

Algorytm genetyczny rozpatrywany jest w dwóch wersjach: podstawowej, jedno populacyjnej, oraz wielowypowej (zwanej też rozproszoną). Strategia ewolucyjna natomiast, w celu zrównoleżenia obliczeń, zakłada występowanie  $\lambda=4$  mutantów (potomków) w każdym z pokoleń algorytmu. W sytuacji, w której siła powodująca utratę stateczności  $F_{max}$  jest niższa, niż wymagana siła  $F_{limit}$ , do funkcji celu dolicza się karę zewnętrzną. Zaproponowany algorytm hybrydowy posiada w sumie 9 parametrów: 7 operatorów genetycznych, oraz 2 parametry funkcji kary zewnętrznej opisanej równaniem (6), których wielkość należy dostosować do maksymalnej wydajności optymalizacji, tj. osiągnięcia możliwe najlepiej przystosowanego osobnika przy założonym koszcie obliczeniowym.

$$S(\mathbf{x}) = P_b + P_m * v_p^{P_e} \quad (6)$$

gdzie  $P_m$  to mnożnik, a  $P_e$  to wykładnik kary  $v_p = \max(0, g(\mathbf{x}))$ .

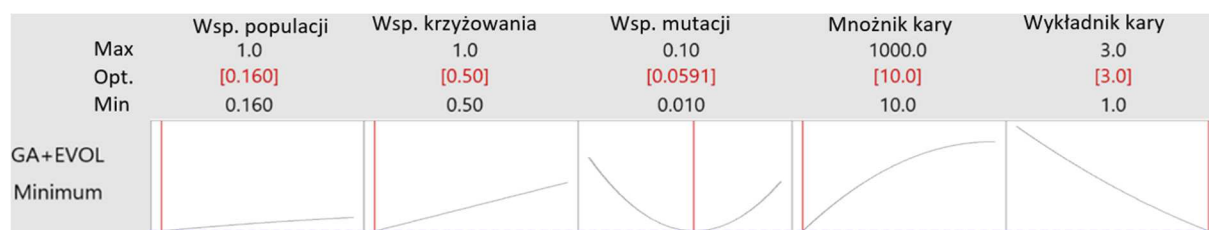
Operatory genetyczne oraz parametry funkcji kary poddano badaniu, którego celem jest weryfikacja każdego z parametrów, jak i interakcji między parametrami, na wydajność optymalizacji. Badanie podzielono na dwie części: pierwsza – dotycząca operatorów genetycznych wspólnych dla obu wersji algorytmu genetycznego wraz z parametrami funkcji kary, oraz druga – dotycząca tylko parametrów wielowypowego (rozproszonego) algorytmu genetycznego.

W celu znalezienia powiązania pomiędzy wymienionymi parametrami (tabele 1 oraz 2) a minimalną masą finalnego osobnika po optymalizacji, posłużono się metodą powierzchni odpowiedzi (ang. *Response Surface Method – RSM*). Sumarycznie, oba plany testowe (dla jedno- i wielopopulacyjnego algorytmu genetycznego) zawierały 73 kombinacje parametrów. Biorąc pod uwagę konieczność powtórzenia każdej z kombinacji 10x (w celu uwzględnienia losowości związanej z rozpatrywanymi algorytmami) oraz całkowitą ilość wywołań funkcji celu równą 2000, całkowita ilość analiz niezbędnych do przeprowadzenia sięgnęła około 1 500 000. Aby wykonać tak obszerne studium, zdecydowano się na zastąpienie kosztownej obliczeniowo analizy MES za pomocą metamodelu, dla którego obliczenie wartości funkcji celu zajmuje ułamek sekundy. W tym celu przetestowano dwa typy metamodeli: sztuczne sieci neuronowe (SSN) oraz Krigingi. Sieci neuronowe poddano uczeniu dla wielu różnych topologii, funkcji aktywacji, metod normalizacji i regularyzacji. Z kolei Krigingi zastosowano w wersji anizotropowej. Użyto dwóch wielkości danych trenujących i walidujących, celem weryfikacji wpływu liczebności planu próbkowania na dokładność metamodeli. Najlepszą konfiguracją sztucznej sieci neuronowej dla odpowiedzi  $F_{max}$  okazała się być dwuwarstwowa sieć o strukturze 27-9-39-1, oraz prostej, liniowej funkcji

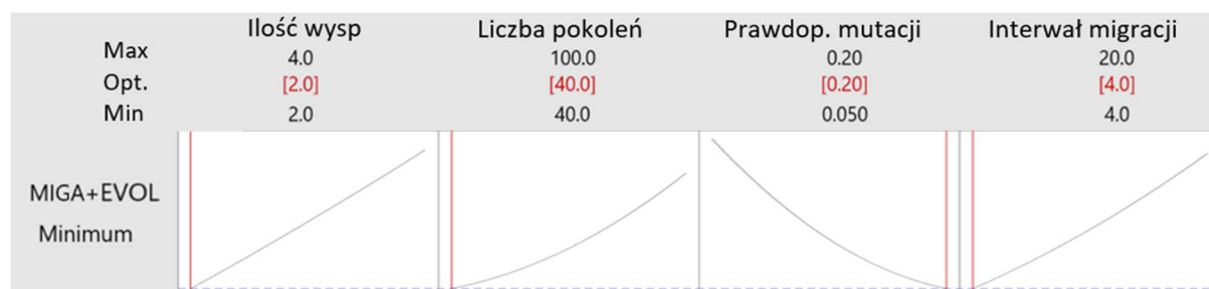


aktywacji (ReLU) bez regularyzacji i normalizacji, uczonej przy użyciu algorytmu quasi-Newtonowskiego L-BFGS. Podobne wyniki dopasowania osiągnięto dla znacznie bardziej skomplikowanej (rozbudowanej) sieci o strukturze 27-216-216-1 z regularyzacją (losowym usuwaniem neuronów podczas uczenia, ang. *dropout*), jednak z uwagi na czas uczenia oraz czas obliczenia pojedynczej odpowiedzi, użyto pierwszej z wymienionych sieci.

Proces analizy wpływu operatorów genetycznych oraz parametrów funkcji kary na zdolność algorytmu do osiągnięcia możliwie najlepszego rozwiązania przeprowadzono z użyciem metamodeli oznaczonych w tabeli 3. Określenie najbardziej wydajnej kombinacji wymienionych parametrów zostało przeprowadzone na dopasowanym równaniu wielomianowym RSM. Osiągnięto następujące kombinacje parametrów algorytmu dla wersji jednopopulacyjnej (rys. 5) oraz wielowyspowej (rys. 6):



Rysunek 5. Wartości optymalne parametrów dla algorytmu jednopopulacyjnego [5]



Rysunek 6. Wartości optymalne parametrów dla algorytmu wielowyspowego [5]

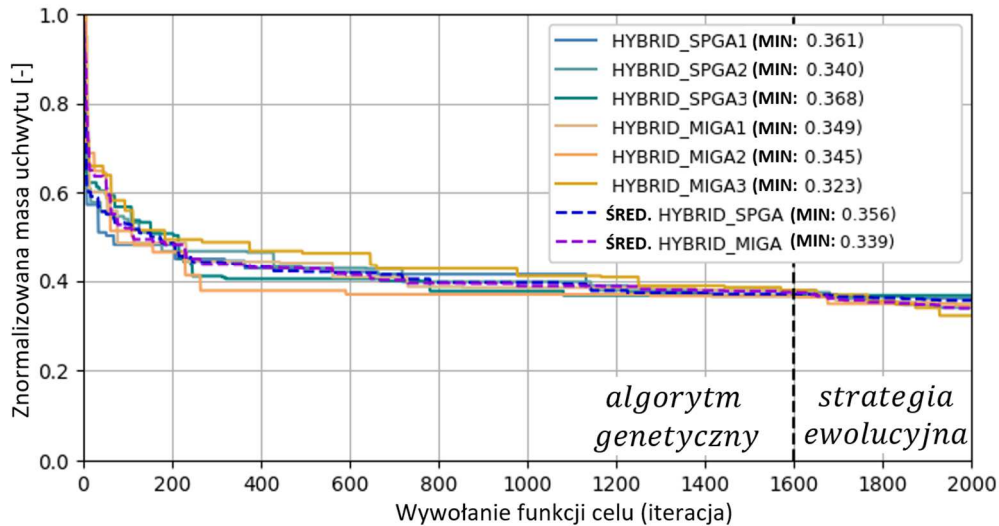
Zbieżność algorytmów hybrydowych w obu wersjach została porównana z działaniem pojedynczego algorytmu genetycznego, ze zwiększonym limitem ilości wywołań funkcji celu (z 1600 do 2000, kompensując brak 400 iteracji strategii ewolucyjnej). Porównanie zobrazowano w tabeli 1:

Tabela 1. Porównanie średnich najlepszych osobników z 10 przebiegów [5]

Strategia	GA				EVOL	Średni najlepszy osobnik
	Populacje	Osobniki	Pokolenia	Iteracje	Iteracje	
Hybrydowa - 1 populacja	1	16	100	1 600	400	0.284
Hybrydowa - wielowyspowa	2	20	40	1 600	400	0.285
GA 1pop. - więcej pokoleń	1	16	125	2 000	0	0.326
GA 1pop. - więcej osobników	1	20	100	2 000	0	0.310
GA 2pop. - więcej pokoleń	2	20	50	2 000	0	0.314
GA 2pop. - więcej osobników	2	25	40	2 000	0	0.320

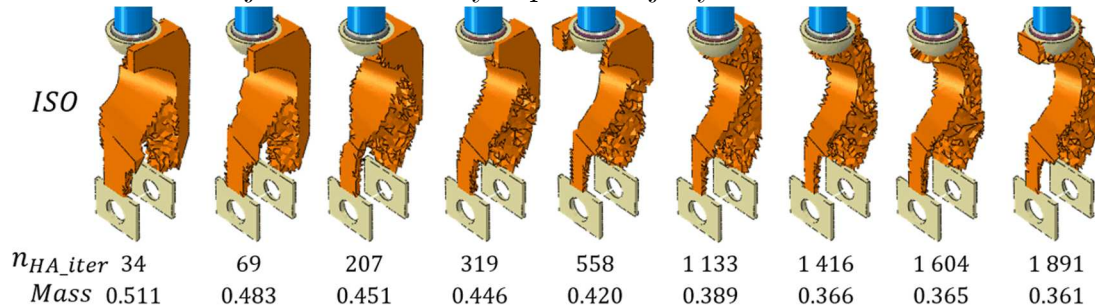
## Przykłady wdrożenia, weryfikacja działania zaproponowanych metod

W celu weryfikacji działania zaproponowanych metod posłużono się dwoma przemysłowymi przykładami optymalizacji kutech uchwytów amortyzatorów – pierwszym z nich jest przykład dotyczący pasywnego amortyzatora jednorurowego, drugim natomiast amortyzator półaktywny. Modele materiałowe części strukturalnych mają charakter sprężysto plastyczny ze wzmocnieniem liniowym [1]. Przykładowa zbieżność zaproponowanego algorytmu hybrydowego dla *przestrzennej metody LSM* pokazana jest na rys. 7:



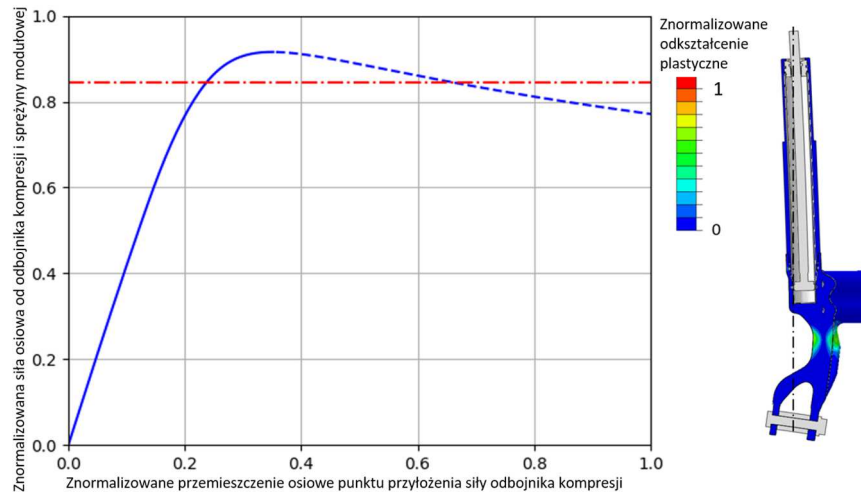
Rysunek 7. Zbieżność zaproponowanego algorytmu hybrydowego – *metoda LSM*

Proces ewolucji kształtu uchwytu prezentuje rys. 8:



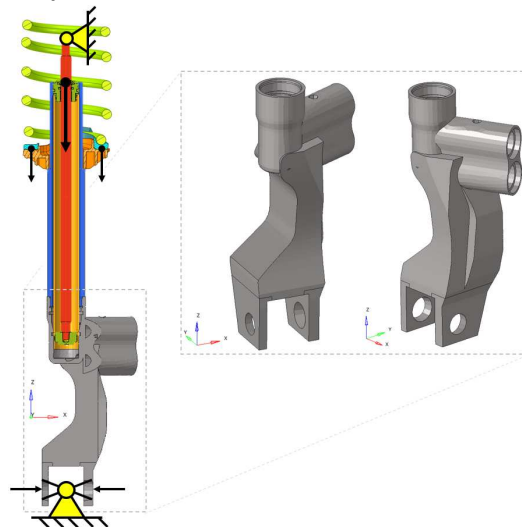
Rysunek 8. Ewolucja kształtu dla algorytmu hybrydowego *Hybrid\_SPGA1*

Podobnie przeprowadzono optymalizację używając *metody rzutowania*, tym razem jednak, zamiast używać symulacji MES posłużono się metamodeliem typu Kriging, z uwagi na dobre dopasowanie przy niewielkim nakładzie obliczeniowym potrzebnym do poprawnego dopasowania modelu. Weryfikację wynikowej postaci uchwytu przeprowadzono używając nieliniowej analizy MES, bazującej na modelu geometrycznym zbudowanym na podstawie finalnej wersji uchwytu z optymalizacji *metodą przestrzenną LSM*. Tak dostosowany uchwyt został użyty w analizie całego amortyzatora poddanego działaniu sił montażowych oraz kompresyjnych, co obrazuje rysunek 9. Uzyskana siła  $F_{max}$  jest wyższa, niż ograniczenie  $F_{limit}$ , a odkształcenie plastyczne pod siłą  $F_{max}$  nie przekracza odkształcenia dopuszczalnego.

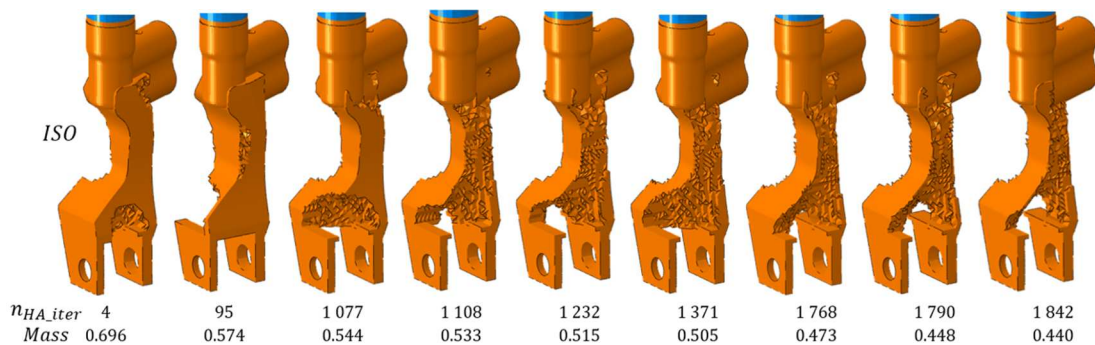


Rysunek 9. Charakterystyka siła-przemieszczenie oraz postać utraty stateczności

Drugim rozważanym przykładem jest amortyzator półaktywny. Schemat obciążenia wraz z wyszczególnioną przestrzenią zabudowy przedstawia rysunek 10. Amortyzator półaktywny wykonany jest z lżejszych materiałów, przy jednocześnie niższej granicy plastyczności w porównaniu do swojego pasywnego odpowiednika. Kompensowane jest to zwiększonymi polami oraz momentami bezwładności przekrojów części. Również inny jest sposób łączenia uchwytu i rury (połączenie gwintowe zamiast spawanego). Proces ewolucji jego kształtu w kolejnych iteracjach algorytmu hybrydowego przedstawia rysunek 11.



Rysunek 10. Analiza numeryczna amortyzatora półaktywnego



Rysunek 11. Ewolucja kształtu dla algorytmu hybrydowego *Hybrid\_MIGA1*

To samo zadanie zostało również rozwiązane z pomocą metamodelowania przy użyciu *metody projekcji*. Ponownie użyto Krigingów anizotropowych w celu zastąpienia kosztownej analizy MES podczas optymalizacji.

Podsumowując weryfikację działania zaproponowanych metod oraz algorytmów optymalizacji, można zauważyć, że najlepsze efekty redukcji masy daje *metoda przestrzenna LSM*. Niemniej jednak niewątpliwą zaletą *metody rzutowania* jest możliwość połączenia jej z wydajnymi obliczeniowo metodami metamodelowania. Podsumowanie wszystkich kombinacji metod i algorytmów obrazuje tabela 2:

Tabela 2. Podsumowanie otrzymanych wyników optymalizacji

Algorytm	<i>Przestrzenna metoda LSM</i>				<i>Metoda rzutowania</i>			
	Jednopopulacyjny		Wielowyspowy		Jednopopulacyjny		Wielowyspowy	
Osobnik	Najlepszy	Średni	Najlepszy	Średni	Najlepszy	Średni	Najlepszy	Średni
A. pasywny	0.340	0.356	<b>0.323</b>	<b>0.339</b>	0.345	0.349	0.338	0.344
A. półaktywny	<b>0.399</b>	<b>0.418</b>	0.424	0.438	0.415	0.425	0.423	0.429

## Podsumowanie oraz wnioski

Zakres prac przedstawionych w rozprawie doktorskiej dotyczy problemu optymalizacji masy komponentów amortyzatorów samochodowych z uwzględnieniem stateczności układu zawieszenia. Jako że problem nie jest trywialny, potrzebne było wykonanie kilku etapów prac aby finalnie uzyskać efektywną metodę optymalizacji.

Pierwszym krokiem było zaproponowanie metody analizy numerycznej pozwalającej na uchwycenie wszystkich zjawisk nieliniowości związanych z analizą amortyzatora poddanego działaniu ekstremalnych sił ściskających. Użyto metody elementów skończonych wykorzystującej metodę Newtona-Raphsona z iteracyjnym przyrostem siły ściskającej. Tego typu podejście pozwala na uchwycenie szczytu krzywej siła-przemieszczenie rozpatrywanego układu zawieszenia z bardzo dużą dokładnością.

Kolejnym krokiem było zaproponowanie dwóch niezależnych metod modyfikacji kształtu uchwyty amortyzatora. Pierwszą z metod była *przestrzenna metoda LSM*, mogąca stworzyć dowolny kształt części przy założonej dokładności (zależnej od ilości węzłów interpolacyjnych). Jednym z kluczowych etapów było znalezienie odpowiedniej równowagi pomiędzy skomplikowaniem metody (ilością zmiennych optymalizacyjnych) a oczekiwaną złożonością finalnego kształtu części. Wynikowa postać metody zawierała 27 zmiennych, z których wszystkie dotyczyły parametrów skalujących radialne funkcje bazowe z których wyliczano pole skalarne określające jednoznacznie topologię części. Opracowano dedykowaną procedurę filtracji pola skalarne, pozwalającą uniknąć niewykonalności części w procesie kucia. Druga z zaproponowanych metod wykorzystuje część wspólną dwóch brył powstałych przez rzuty prostopadłe (stąd nazwa *metoda rzutowania*). Ponownie użyto interpolacji za pomocą radialnych funkcji bazowych do sterowania kształtem części. Tym razem całkowita ilość zmiennych

została ograniczona do 22, z czego 20 odpowiadało bezpośrednio za obrys części, a 2 za kształt wycięcia w dolnej części uchwytu. Metoda zapewnia wykonalność uchwytu procesem kucia, a finalny kontur części może być bardziej złożony niż w *metodzie przestrzennej LSM*.

Kolejnym krokiem było opracowanie hybrydowego algorytmu optymalizacji, który składa się z algorytmu genetycznego oraz strategii. Oba z użytych algorytmów dobrze sprawdziły się do funkcji niegładkich, tj. skokowo zależnych od wartości ciągłych parametrów wejściowych (jest to związane z zero-jedynkowym podejściem do usuwania elementów skończonych podczas optymalizacji). Taka grupa funkcji jest trudna do optymalizacji metodami klasycznymi. Proponowana wersja algorytmu hybrydowego dodatkowo pokazała lepsze zdolności do minimalizacji masy niż sam algorytm genetyczny przy tej samej całkowitej liczbie wywołań funkcji celu.

Następnie, ów algorytm poddany został procesowi znalezienia optymalnego ustawienia parametrów związanych z operatorami genetycznymi oraz funkcją kary. W tym celu posłużono się metamodelowaniem, z uwagi na znaczną ilość analiz do wykonania (mających zweryfikować zależności między rozpatrywanymi parametrami a wydajnością procesu optymalizacji), niemożliwą do przeprowadzenia w dostępnym czasie używając kosztownej obliczeniowo metody elementów skończonych. Dwa typy metamodeli zostały wzięte pod uwagę: aproksymujące sztuczne sieci neuronowe oraz interpolujące Krigingi. Oba z modeli zostały stworzone i dopracowane przez doktoranta w języku programowania Python, używając stowarzyszonych (darmowych) bibliotek. Obie grupy modeli wykazały inne mocne strony, tj. sztuczne sieci neuronowe były w stanie szybko uczyć się trendów rozpatrywanych funkcji [3], kosztem wydłużonego procesu poszukiwania optymalnej topologii sieci oraz jej hiperparametrów. Z drugiej strony Krigingi okazały się być łatwiejsze w uczeniu, jednak podatne na niedoskonałości planów próbkowania, stąd konieczne było zastosowanie kosztowniejszych obliczeniowo optymalnych łacińskich hipersześcianów (zamiast np. metod Monte-Carlo) do przygotowywania planów testowych. Badania metamodeli dotyczyły również wpływu ilości próbek na jakość uzyskanych metamodeli. Masa układu była za każdym razem przybliżana z dużą dokładnością, niezależnie od wielkości planu próbkowania, natomiast siła powodująca utratę stateczności ( $F_{max}$ ) okazała się być silnie zależna od ilości dostępnych próbek uczących, niezależnie od użytego metamodelu. W rezultacie otrzymano algorytm wydajny o 5-12% bardziej niż średnia z wszystkich rozpatrywanych wersji. Zaproponowano dwie wersje algorytmu hybrydowego: pierwszą wykorzystującą jednopopulacyjny algorytm genetyczny o niewielkiej liczbie osobników i dużej liczbie pokoleń, oraz drugą wykorzystującą wielowyspowy algorytm genetyczny o dwóch niezależnych (wciąż stosunkowo niewielkich) populacjach i ograniczonej ilości pokoleń, jednak z cykliczną wymianą osobników pomiędzy populacjami. Mimo, iż obie wersje algorytmów dochodziły do znalezienia rozwiązania quasi-optymalnego innym sposobem, użycie strategii ewolucyjnej za każdym razem pomagało poprawić funkcję dostosowania najlepszego z osobników. Obie wersje algorytmu hybrydowego dały bardzo podobne rezultaty, jednak ta wykorzystująca wielowyspowy algorytm miała

średnio mniejszy rozrzut między kolejnymi najlepiej dostosowanymi osobnikami (pod kątem finalnej masy).

Ostatnim krokiem było przeprowadzenie weryfikacji zaproponowanych metod i algorytmów (po ich usprawnieniu) na dwóch rzeczywistych, przemysłowych przykładach optymalizacji uchwytów amortyzatorów. W obu przypadkach najlepsze rezultaty (najniższą masę uchwytu spełniającego warunki stateczności całego układu zawieszenia) uzyskano przy pomocy *metody przestrzennej LSM*. Dzięki rozwiniętym procedurom filtracyjnym, kształty części uzyskiwanej w tej metodzie (pozwalającej na generowanie dowolnych kształtów) były zawsze wykonalne pod kątem procesu kucia. Z kolei *metodę rzutowania* udało się wydajnie połączyć z metamodelowaniem, jednak z uwagi na prostotę metody finalne postacie konstrukcji były nieznacznie cięższe od tych uzyskanych za pomocą *metody przestrzennej LSM*. W przypadku amortyzatora pasywnego, gdzie sztywność uchwytu (a nie jego wytrzymałość jako taka) miała kluczowy wpływ na siłę powodującą utratę stateczności, nawet niewielka ilość danych uczących pozwoliła na skonstruowanie wydajnych metamodeli opartych o Krigingi interpolujące. W przypadku amortyzatora półaktywnego, gdzie nie tylko sztywność, ale też zachowanie elastyczno-plastyczne (płynięcie materiału) uchwytu były kluczowe dla wynikowej siły  $F_{max}$ , metamodlowanie wymagało znacznie większej ilości próbek uczących do osiągnięcia akceptowalnego poziomu współczynnika determinacji  $R^2$ . Niestety, nawet taka wartość nie zapewniła, że osobniki po optymalizacji spełniały wymogi dotyczące stateczności, stąd konieczne było znalezienie rozwiązania spełniającego warunek stateczności za pomocą symulacji MES. Wynikowe postacie konstrukcji uzyskane z pomocą *metody przestrzennej LSM* posłużyły do stworzenia nowych, wygładzonych modeli geometrycznych uchwytów dla amortyzatora pasywnego oraz dla półaktywnego. Następnie przeprowadzone zostały nieliniowe analizy metodą elementów skończonych, bez uproszczeń towarzyszących analizom używanym na potrzeby optymalizacji. Przeprowadzone analizy potwierdziły, iż uzyskane kształty uchwytów istotnie zapewniają spełnienie warunków dot. stateczności układu oraz brak wprowadzenia dodatkowych trybów awarii do systemu (związanych z wykorzystaniem lekkich, zoptymalizowanych kształtów uchwytów).

Zaproponowany algorytm hybrydowy w wersji wielowyspowy spisywał się lepiej w sytuacji, w której kluczowy był wpływ uchwytu na sąsiadujące komponenty strukturalne (jak rura amortyzatora), niezależnie od zastosowanej metody modyfikacji kształtu. Można więc wysnuć wniosek, iż ten typ algorytmu należałoby stosować do amortyzatorów smukłych, gdzie trybem awarii nie jest optymalizowany komponent, a inna część układu zawieszenia (co typowo ma miejsce w amortyzatorach pasywnych z komponentami cienkościennymi). Z drugiej strony, algorytm hybrydowy wykorzystujący jednopopulacyjny algorytm genetyczny dawał lepsze wyniki w optymalizacji amortyzatorów półaktywnych, gdzie uchwyt jest najslabszym ogniwem całego układu (z uwagi na zwiększone pola i momenty bezwładności przekrojów pozostałych komponentów strukturalnych).

Podsumowując, wszystkie cele rozprawy zostały spełnione, a przedstawiona rozprawa zawiera oryginalny wkład w wybrane aspekty zagadnień optymalizacji, jak:

1. Wydajna, nieliniowa, sterowana siłą numeryczna analiza MES zdolna poprawnie przewidzieć wartość graniczną siły powodującej utratę stateczności amortyzatora samochodowego (lub innego typu kolumnowej konstrukcji) pod działaniem ekstremalnych sił ściskających
2. Połączenie symulacji MES z jedną z dwóch zaproponowanych metod modyfikacji kształtu, pozwalających na uzyskanie złożonej wynikowej postaci konstrukcji
3. Dwie metody zmiany kształtu używające niejawniej reprezentacji geometrii oraz radialnych funkcji bazowych, które można dowolnie połączyć z istniejącymi metodami optymalizacji matematycznej, a jednocześnie zapewniające wykonalność uzyskanych kształtów w procesie kucia, dzięki użyciu dedykowanych procedur filtrujących pola skalarne sterujące postacią geometryczną części
4. Hybrydowy algorytm optymalizacji który łączy działanie algorytmów genetycznych i strategii ewolucyjnej, którego działanie można łatwo zrównoleglić w celu zwiększenia wydajności obliczeniowej. Dodatkowo, algorytm nadaje się do optymalizacji układów o skokowo-zmiennej funkcji odpowiedzi
5. Metoda optymalizacji parametrów algorytmu hybrydowego (lub algorytmów genetycznych) wykorzystująca metamodelowanie, w tym metodę powierzchni odpowiedzi, sztuczne sieci neuronowe oraz Krigingi.

Wymienione powyżej wnioski można traktować jako potwierdzające tezę rozprawy. Poza przedstawionymi działaniami, stworzono liczne skrypty, algorytmy oraz programy do przygotowania danych, przeprowadzenia optymalizacji, oraz przetwarzania wyników, wykorzystując przede wszystkim język programowania Python. Opracowane metody zostały wdrożone w przedsiębiorstwie będącym stroną projektu wdrożeniowego z którego finansowana była realizacja doktoratu.

## **Przytoczone publikacje autora**

[1] – P. Sebastjan, “Identyfikacja parametrów heterogenicznego modelu materiałowego tłoczyska amortyzatora samochodowego”, rozdział w: Metody komputerowe – 2020, s. 133-136, ISBN: 978-83-851185-1-7, 2020.

[2] – P. Sebastjan, W. Kuś, “Optimization of material distribution for forged automotive components using hybrid optimization techniques,” Computer Methods in Materials Science, vol. 21, no. 2, 2021.

[3] – P. Sebastjan, “Uczenie sieci neuronowych na bazie wyników analiz MES”, rozdział w: Metody komputerowe – 2022, s. 141-144, ISBN 978-83-951185-3-1, 2022.

[4] – P. Sebastjan, W. Kuś, “Hybrid Shape Optimization of Automotive Spring Seat,” International Journal of Automotive Technology, vol. 23, no. 4, s. 957–965, 2022.

[5] – P. Sebastjan, W. Kuś, “Method for Parameter Tuning of Hybrid Optimization Algorithms for Problems with High Computational Costs of Objective Function Evaluations,” Applied Sciences, vol. 13, no. 10, 2023.