WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN

I LOTNICTWA

# I Krajowa Konferencja Naukowa Szybkie prototypowanie

Modelowanie - Wytwarzanie - Pomiary Rzeszów - Pstrągowa, 16 - 18 września 2015

## Analiza wytrzymałości elementów chwytaka robota wytworzonych z polimeru ABSM30 metodą addytywną

Strength Analysis of the robot gripper elements made of ABSM30 using additive method

## MACIEJ CADER JAKUB SIECZAK GRZEGORZ BUDZIK\*

W artykule przedstawiono wyniki analizy wytrzymałościowej elementów chwytaka robota. Wszystkie elementy były zbudowane z polimeru ABSM30 metodą addytywną FDM. W artykule przedstawiono metodologię badań elementów chwytaka oraz opisano zasadnicze różnice w wynikach wytrzymałościowych elementów zbudowanych metoda tradycyjną i addytywną.

## SŁOWA KLUCZOWE: wytrzymałość geometrii z ABSM30, technologia addytywna, FDM, budowanie przyrostowe prototypów

The article presents the results of strenght analysis of robot gripper elements. All the elements were made of polymers ABSM30 using FDM additive method. The article presents the methodology of diagnosis of the gripper elements and describes the fundamental differences between the results of the mechanical elements built the traditional way and additive.

KEYWORDS: strength of ABSM30 geometry, additive technology, FDM, additive manufacturing of prototypes

### 1. Wstęp

Technologia FDM [1] znajduje coraz większe zastosowanie w produkcji użytkowych części maszyn [2],[3],[4],[5]. Materiały wykorzystywane przez maszyny FDM są coraz bardziej wytrzymałe, odporne na wysokie temperatury, a nawet na chemikalia [6],[7],[8]. Dlatego coraz powszechniej stosuje się technologie FDM i reprezentatywny materiał ABSM30 m.in. do produkcji części robotów. DOI:10.17814/mechanik.2015.12.552

Organizatorzy.

CENTRUM NAUKOWO TECHNICZNE

KLASTER SZYBKIEGO PROTOTYPOWANIA

POLITECHNIKA

RZESZOWSKA

Dzięki zastosowaniu technologii FDM do produkcji wybranych elementów robotów, uzyskano części lżejsze i o ściśle zaprogramowanej geometrii wewnętrznej, odpowiadającej warunkom brzegowym ich pracy. Przedmiotem analizy przedstawionej w niniejszym artykule są elementy chwytaka robota: ramię robota i szczęki chwytaka (rys.1). W konstrukcji chwytaka znajdują się cztery ramiona nośne i dwie szczęki (rys.1).



Rys.1. Przedmiot badań - ramię i szczęka chwytaka robota

Elementy zostały wykonane na przemysłowej drukarce 3D – FORTUS 400mc [9] w Przemysłowym Instytucie Automatyki i Pomiarów PIAP, z materiału ABSM30 [10]. Najważniejsze, charakterystyczne parametry procesu FDM, które mają bezpośredni wpływ na wytrzymałość i jakość wytwarzanych części, to: temperatura upłynnienia materiału modelowego, temperatura upłynnienia materiału podporowego, temperatura w komorze roboczej, średnica dyszy oraz wypełnienie (geometria wewnętrzna).Średnica dyszy dla materiału z którego wykonano części wynosiła 0,204mm. Ułożenie warstw następowało na przemian pod kątem +45° i -45°. Na rysunku poniżej (rys.2) przedstawiono przekrój poprzeczny przez część, na którym zobrazowano charakterystyczne wypełnienie (geometrię wewnętrzną).

<sup>\*</sup> mgr inż. Maciej Cader (mcader@piap.pl), mgr inż. Jakub Sieczak (jakub.sieczak@gmail.com) prof. dr hab. inż. Grzegorz Budzik (gbudzik@prz.edu.pl)

Na czerwono zobrazowano przekrój poprzeczny przez strukturę wspierającą.



Rys. 2. Przekrój poprzeczny przez wytworzony model ramienia

Celem badań było wykonanie analizy wytrzymałościowej MES dla cześci z przeznaczeniem do wytworzenia w technologii FDM. W ramach prac badawczych uzyskano już macierz sztywności dla struktury wewnętrznej, z której zbudowano części. Wyniki pracy opisano w artykule [11]. Pierwszym etapem badań było sprawdzenie modelu przyjętego materiału (opisanego macierzą sztywności [11]), co zrealizowane zostało przez analizę ugięć badanych elementów i porównanie wyników z wynikami obliczeń numerycznych. Po uzyskaniu zadawalającej zgodności wyników model został użyty do obliczeń i wykonano analizę wytrzymałości chwytaka pracującego pod obciążeniem 5kg. Po podziale na elementy skończone, zadaniu obciążeń i przyjęciu warunków brzegowych otrzymano wartości naprężeń zredukowanych i odkształceń sprężystych. Obliczeprzeprowadzono dla dwóch różnych siatek nia obliczeniowych. Maksymalne odkształcenia jakie zarejestrowano wynosiły 1,17% dla siatki przed zagęszczeniem i 1,21% dla siatki po zagęszczeniu. Maksymalne naprężenia zredukowane wyniosły 22,25 MPa dla siatki przed zagęszczeniem i 24,81 MPa dla siatki zagęszczonej.



Rys.3. Ramię chwytaka robota - siatka wyjściowa



Rys.4. Ramię chwytaka robota - siatka zagęszczona

W zestawieniu z danymi materiałowymi [10] producenta, wykazano, że dla przyjętego sposobu wypełnienia części i w przyjętym układzie obciążenia maksymalne naprężenia i odkształcenia nie spowodują zniszczenia konstrukcji dla części wyprodukowanej z materiału ABSM30.W kolejnym kroku określono maksymalną masę przedmiotu, który może przenieść chwytak, nie powodującego zniszczenia konstrukcji. Przyjęto model materiału sprężysto-plastycznego z umocnieniem 3%. Ponownie obliczenia zostały przeprowadzone dla dwóch siatek obliczeniowych. Maksymalne naprężenia zredukowane wyniosły 30,574 MPa dla siatki obliczeniowej przed zagęszczeniem i 31,171 MPa dla siatki po zagęszczeniu. Maksymalne wartości odkształceń sprężystych wyniosły 1,438% dla siatki przed zagęszczeniem i 1,461% dla zagęszczonej siatki. Maksymalne wartości odkształceń plastycznych wyniosły 3,181% dla siatki przed zagęszczeniem i 4,513% dla siatki zagęszczonej. Otrzymano zatem maksymalną masę jaką może przenieść chwytak i wynosiła ona 9,54kg dla siatki przed zagęszczeniem i 1,85kg po zagęszczeniu.

#### 2. Badania laboratoryjne

W celu weryfikacji wyznaczonej macierzy sztywności dla materiału ABSM30 [10] oraz poprawności wyników badań symulacyjnych zbudowano stanowisko pomiarowe umożliwiające zbadanie wyprodukowanych częściach chwytaka. Stanowisko pomiarowe (rys.5) składa się z płyty mocującej(1), elementu pozycjonującego (2), elementu badanego (3), ramienia czujnika(4), czujnika przemieszczeń(5), liny wprowadzania obciążeń (6).



Rys. 5. Stanowisko laboratoryjne do badań części chwytaka wyprodukowanych z ABSM30

Elementy pozycjonujące różnią się w zależności od badanej części na stanowisku. Zostały one zaprojektowane tak odpowiednio pozycjonowały i mocowały badany przedmiot do płyty mocującej. Na stanowisku mierzone były maksymalne ugięcia przedmiotów, wprowadzanie siły odbywało się przez zawieszenie ciężarów na linie o średnicy ¢6 mm (rys.5 pkt.6). Pomiar został dokonany wykorzystując elektroniczny czujnik przemieszczeń o dokładności pomiaru 0,01 mm, został on zamocowany do ramienia i odpowiednio pozycjonowany. Ramię czujnika posiada możliwość regulacji przestrzennej i stopę magnetyczną poprawiającą stabilność. Podczas pomiaru zmierzono ugięcia trzech sztuk każdego z badanych elementów, uśrednione wyniki podano w tabelach poniżej. W przypadku ramienia chwytaka dokonano pomiaru dla czterech obciążeń ze względu na ograniczenia zakresu pomiaru czujnika. W przypadku szczęki chwytaka ugięcia zmierzono w ośmiu przypadkach obciążeń. W obydwu sytuacjach zależność ugięcia elementu w funkcji obciążenia wykazywała charakter liniowy.

Tab. 1. Wyniki pomiaru ugięcia ramienia chwytaka

l.p.	obciążenie [N]	u_max [mm]
1	5,25	2,21
2	10,64	4,62
3	19,33	8,36
4	28,79	12,31

Tab. 2. Wyniki pomiaru ugięcia szczęki chwytaka

l.p.	obciążenie [N]	u_max[mm]
1	4,85	0,52
2	9,62	1,06
3	20,21	2,16
4	14,51	1,55
5	23,69	2,60
6	33,00	3,78
7	38,99	4,57
8	48,85	5,70

Kolejnym badań było odwzorowanie eksperymentu laboratoryjnego w środowisku MES: zamodelowanie stanowiska pomiarowego, wykonanie obliczeń ugięć wykorzystując przyjęty model materiału i porównanie otrzymanych wyników z wynikami doświadczenia (tab.1. i tab.2.).

## 3. Model symulacyjny – korelacja wyników badań

Model CAD (rys.6)stanowiska pomiarowego ramienia chwytaka i szczęk chwytaka wykonano w programie do modelowania 3D, następnie wyeksportowano model do programu obliczeniowego ANSYS w celu przeprowadzenia analogicznych eksperymentów bazujących na wyznaczonej macierzy sztywności [11].



Rys. 6. Model CAD stanowiska laboratoryjnego z zamontowaną szczęką chwytaka. Na rysunku widoczny jest schemat zadanych warunków brzegowych

Model stanowiska został podzielony na elementy skończone typu SOLID185, element tego typu jest stosowany do analiz statycznych trójwymiarowych. Jeden element posiada 8 węzłów, każdy z trzema stopniami swobody(przemieszczenia wzdłuż osi x, y i z). Warunkami ograniczającymi było określenie długości boku elementu w każdym elemencie stanowiska. Obciażenie i sposób zamocowania elementów w programie odzwierciedlał sposób wprowadzania sił i zamocowania zbudowanego stanowiska pomiarowego. Model zamocowano stosując opcję Fix Support, na dolnej powierzchni blachy mocującej, odbiera to wszystkie możliwe stopnie swobody na powierzchni tej płaszczyzny, co odwzorowało sztywne zamocowanie stanowiska laboratoryjnego do stołu. Wprowadzanie obciążenia odbywało się poprzez przyłożenie siły równomiernie na płaszczyznach odpowiadających płaszczyznom wprowadzania obciążeń w rzeczywistości (rys.7.) – obciążenia za pomocą podwieszanego na linie ciężaru.



Rys. 7. Model obciążenia – wektor siły przyłożony do powierzchni "przylegania" liny z obciążnikiem

Dodatkowo zdefiniowane zostały siły wstępnego naciągu śrub. Obliczenia zostały wykonane z włączoną opcją solvera dotyczącą dużych deformacji, Badane były przemieszczenia w zakresie liniowym a przyłożone siły powodujące ugięcia wynosiły 50N. Użyty został solver iteracyjny, wyniki otrzymano dla sześciu kroków obciążeń. Na poniższych rysunkach przedstawiono wykresy przemieszczeń na modelach – wyniki badań symulacyjnych (rys.8 i rys.9).



Rys. 8. Wyniki deformacji ramienia chwytaka pod wypływem obciążenia 50N



Rys. 9. Wyniki deformacji szczęki chwytaka pod wypływem obciążenia 50N

Zarówno w przypadku pomiarów i obliczeń ugięcia badanych elementów w funkcji obciążenia zachowują charakter liniowy. Aproksymacja funkcją liniową wykazuje zadowalające przybliżenie współczynników kierunkowych funkcji liniowej. Dokładność przybliżenia wynosi 1,71 % dla szczeki i 1,73% dla ramienia. Otrzymane wyniki potwierdzają poprawność przyjętego modelu. chwytaka wykonanego zbadanego materiału, a więc maksymalna możliwa masa przenoszonego elementu.

32

#### **MECHANIK NR 12/2015**



Rys. 10. Korelacja wyników badań laboratoryjnych (pomiar) z symulacyjnymi (obliczenia) dla ramienia chwytaka robota



Rys. 11. Korelacja wyników badań laboratoryjnych (pomiar) z symulacyjnymi (obliczenia) dla szczęki chwytaka robota

## 4. BADANIA SYMULACYJNE WYTRZYMAŁOŚCI CHWYTAKA ROBOTA

Badane złożenie (rys.12) podzielono podobnie jak model stanowiska na elementy skończone typu SOLID185. Badano model dla dwóch siatek elementów i następnie porównano wyniki obydwu obliczeń, przez co pokazano wpływ siatki na dokładność uzyskanych wyników. W drugim przypadku zagęszczono siatkę w miejscach gdzie wystąpiły największe naprężenia zredukowane i odkształcenia elementów. Model z siatki bazowej (rys.3) chwytaka posiadał 20702 elementy i 9345 węzły. Model z siatki zagęszczonej (rys.4) chwytaka posiadał zawiera 28170 elementów i 11279węzłów. Do analizy symulacyjnej przyjęto schemat obciążeń odpowiadający obciążeniom działającym w rzeczywistości (rys.12).



Rys. 12. Schemat obciążeń chwytaka robota

Obciążenia pochodzą od przenoszonego elementy i składają się na siłę pochodzącą od masy przedmiotu i siły dociskającej zapewniającą brak przemieszczenia się przedmiotu. Powierzchnia przenoszonego przedmiotu kontaktuje się z powierzchnią szczęki z możliwością przemieszczenia ze współczynnikiem tarcia 0,3. Siła dociskająca powinna być zatem odpowiednio duża tak aby opór kontaktu nie pozwalał na przemieszczenia przedmiotu. Na rys. 12 siły oznaczone jako A i B reprezentują składowe sił obciążenia. Warunkiem brzegowym jest odebranie wszystkich stopni swobody na powierzchni otworu elementu mocującego, oznaczone niebieskim kolorem i literą C. Wartości sił na rys. 12. są przykładowe. W badaniach zostaną rozpatrzone przypadki z różnymi wartościami sił.

Jednym z założeń początkowych dotyczących funkcjonalności chwytaka, była możliwość przenoszenia elementów o masie 5kg. Przyjęto zatem obciążenia odpowiadające masie elementu 5kg, czyli siła B z Rys.12 przyjmuje wartość 25N (ponieważ analizowana jest połowa chwytaka więc wzięto pod uwagę połowę siły) i siła A docisku to 85N. Na poniższych rysunkach zaprezentowano naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego i odkształcenia sprężyste. Uzyskane wyniki są zaprezentowane dla dwóch siatek obliczeniowych przedstawionych na wstępie.



Rys. 13. Naprężenia zredukowane [MPa] dla siatki wyjściowej (niezagęszczonej) i elementów chwytaka wykonanych z materiału ABSM30 (technologia FDM)



Rys. 14. Naprężenia zredukowane [MPa] dla siatki zagęszczonej i elementów chwytaka wykonanych z materiału ABSM30 (technologia FDM)



Rys. 15. Odkształcenia sprężyste dla siatki wyjściowej i elementów chwytaka wykonanych z materiału ABSM30 (technologia FDM)



Rys. 16. Odkształcenia sprężyste dla siatki zagęszczonej i elementów chwytaka wykonanych z materiału ABSM30 (technologia FDM)

Do wyznaczenia maksymalnego obciążenia chwytaka przyjęto model materiału sprężysto-plastycznego czyli takim który wykazuje w pewnym zakresie własności sprężyste, a w innym plastyczne. Przyjęto model sprężysto-plastyczny z umocnieniem liniowym z granicą plastyczności 31MPa i umocnieniem 3%.



Rys. 17. Opis modelu materiału sprężysto-plastyczne z umocnieniem liniowym

Ważnym elementem obliczeń było odpowiednio zdefiniowane ustawienia solvera programu ANSYS: zaznaczenie opcji dużych odkształceń, odpowiednie ustawienia kroku iteracyjnego w metodzie Newtona-Raphsona, tak żeby w wynikach było widoczne odkształcenie plastyczne a ostatni poprawnie obliczony krok był możliwie jak najbliżej granicy zniszczenia. W algorytmie Newtona-Raphsona ustawiono siłowe kryterium zbieżności na 0,5% (wartość zalecana przez program). Obciążenie przykładano w 60 krokach. Obliczenia zatrzymały się po 251 iteracjach dla siatki przed zagęszczeniem i po 156 iteracjach dla siatki po zagęszczeniu. Odpowiadało to 62,4% przyłożonego obciążenia dla siatki przed zagęszczeniem i 77,5% obciążenia dla siatki po zagęszczeniu. Czas obliczeń obydwu przypadku był do siebie zbliżony.

Wyniki przedstawione zostały dla dwóch wcześniej prezentowanych siatek obliczeniowych i widoczne są w poniższej tabeli.

Tab. 3. Wyniki obliczeń mających na celu wyznaczenie maksymalnej masy przenoszonej przez chwytak, dla dwóch przypadków siatki MES.

Siatka obliczeniowa	$\sigma_{red HMH}$	Ee	$\varepsilon_p$	Maksymalna przeniesiona masa
podstawowa	30,574 MPa	1,438 %	3,181 %	9,54 kg
zagęszczona	31,171 MPa	1,461 %	4,513 %	11,85 kg

Eksperyment symulacyjny pokazał, że części chwytaka robota mogą przenieść obciążenie dwa razy większe od założonego na wstępie badań, co potwierdzono w eksperymencie laboratoryjnym, podwieszając 11,5 kg obciążenie.

### Podsumowanie

Celem pracy było zbadanie użyteczności chwytaka robota zbudowanego z lekkiego polimery ABSM30 (technologia FDM), z założeniem że maksymalna masa przenoszonego elementu wynosiła będzie 5kg. Dokonano sprawdzenie poprawności użytego materiału poprzez porównanie ugięć próbek elementów z obliczeniami numerycznymi. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono że model materiału jest wystarczająco poprawny i może zostać użyty do dalszych obliczeń numerycznych. W dalszych obliczeniach wykorzystano model materiału do sprawdzenia wytrzymałości chwytaka przy masie przenoszonego obiektu wynoszącej 5kg, a następnie wyznaczono maksymalną możliwa masę obiektu jaka może być przeniesiona. Z wyników doświadczenia wynika że możliwe jest zastosowanie przedmiotów z materiału ABS M30 i przewidzenie ich zachowania pod wpływem obciążeń. Należy jednak zaznaczyć, że model materiału nie przewiduje ew. defektów powstałych w procesie wytwarzania (np. ubytki materiału przy małych promieniach otworów) a końcowy wynik zależy od wielu czynników (np.: niedokładność w modelach, w siatce obliczeniowej, w przejętych siłach). Z obliczeń wynika, że w konstrukcji chwytaka robota przedstawionego w tej pracy można zastosować elementy wykonane z materiału ABSM30. Elementy te będą lekkie (gęstość 1,04 g/ cm3), funkcjonalne i będzie je można łatwo i szybko zastępować.

#### LITERATURA

- Cader M., Budzik G., Zboiński M. "Technologie wytwarzania przyrostowego w praktyce", *Mechanik*, nr 8-9/2013.
- Cader M., Trojnacki M., Budzik G. "Wytwarzanie wysokowytrzymałych części dla robotów mobilnych, z zastosowaniem technologii FDM", *Mechanik*, nr 7/2013.
- Cader M., Trojnacki M. "Projektowanie konstrukcji mechanicznej robota o zmiennej konfiguracji Cameleon z przeznaczeniem do wytworzenia w technologii FDM", *Mechanik*, nr 7/2012.
- http://www.stratasys.com/resources/case-studies/commercialproducts/reddot-fdm-nylon-12-prototyping
- 5. http://www.stratasys.com/resources/case-studies/automotive/bmw
- http://www.stratasys.com/materials/fdm/~/media/83DA2BBEE7DE4A 669CFEF6B1FCA118AA.ashx
- http://usglobalimages.stratasys.com/Main/Secure/Material%20Specs %20MS/Fortus-Material-Specs/FortusPPSFMaterialSpecSheet-US-1014\_web.pdf
- http://www.protech.se/MediaBinaryLoader.axd?MediaArchive\_FileID =404dbaf9-5ad1-4ee5-bb09-b30bc4c6b2f8&FileName=Nylon12-FAQ-Protech.pdf
- 9. http://rpl.mechse.illinois.edu/img/printers/fdm.pdf
- http://usglobalimages.stratasys.com/Main/Secure/Material%20Specs %20MS/Fortus-Material-Specs/MaterialSS-FDM-ABSM30-03-15-EN-Web.pdf
- Cader M., Kowalik M., Cieślak P. "Estymacja wytrzymałości cześci tworzonych z wykorzystaniem technologii FDM", *Mechanik*, nr 7/2013.