

Mirosław GROCHOWSKI¹

MODEL MECHATRONICZNEGO PRZYRZĄDU Z AKTYWNA KOMPENSACJĄ BŁĘDÓW KSZTAŁTU

Zaproponowano metodą redukcji błędów obróbki przedmiotów o małej sztywności. Opracowana metoda bazuje na pomiarze przemieszczeń przedmiotu wywołanych siłami obróbki i aktywnej kompensacji błędów, realizowanej przez wprowadzanie odkształceń sprężystych przedmiotu obrabianego. Odkształcenie kompensujące realizowane jest za pomocą siłowników, których sterowanie jest niezależne od układu sterowania obrabiarki i nie wymaga wstępnego opracowywania mapy błędów obróbki. Potencjalnym obszarem zastosowania proponowanej metody są przypadki, w których konwencjonalne metody redukcji błędów obróbki, polegające na zastosowaniu podparć czy redukcji parametrów skrawania, są nieefektywne. Przedstawiono ponadto technikę modelowania układów mechatronicznych z wykorzystaniem oprogramowania MES i jej implementację dla przypadku układu *przedmiot-przyrząd-regulator*. Analiza kilku przykładowych układów *przedmiot-przyrząd* dotyczyła przyrządu zbudowanego w układzie 3-2-1, w którym mocowano przedmiot o kształcie podatnej ramki.

1. WPROWADZENIE

Ustalanie położenia, mocowanie oraz obróbka przedmiotu w uchwycie obróbkowym nieuchronnie powoduje jego odkształcenia. Odkształcenia te są zależne od sztywności przedmiotu, sposobu działania uchwytu oraz od oddziaływania szeroko pojętego środowiska wytwarzania rozumianego m.in. jako: siły występujące w procesie obróbki, zmiany temperatury, występowanie płynów obróbkowych, przyspieszenia itp. Szczególnie podatne na odkształcenia są przedmioty cienkościennie, zarówno o prostym jak i złożonym kształcie. W takich przypadkach konieczne jest, aby występujące odkształcenia nie powodowały przekroczenia granicy sprężystości materiału. Jednocześnie siły mocowania i obróbki nie powinny powodować zbyt dużych odkształceń sprężystych, przekraczających odkształcenia dopuszczalne z uwagi na wymaganą dokładność przedmiotu obrabianego. W celu redukcji błędów powstałych w wyniku uginania się przedmiotu stosuje się zabiegi wstępnego przygotowania powierzchni bazowych, minimalizacji sił montażowych i ograniczenie wartości parametrów obróbki. Działania te nie zawsze przynoszą zamierzony efekt, a zwykle powodują zmniejszenie wydajności obróbki. Innym sposobem redukcji odkształceń, wykorzystywanym w praktyce warsztatowej, jest podpieranie elementów prowadzące do zwiększenia sztywności układu OUPN. Jeśli wspomniane działania nie

¹ Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Politechnika Wrocławska, miroslaw.grochowski@pwr.wroc.pl

zapewniają wymaganej dokładności lub prowadzą do znacznego spadku wydajności, błędy obróbki należy kompensować.

Jedną ze spotykanych metod kompensacji błędów obróbki jest korekcja ścieżki narzędzia w trybie off-line, przy czym wartości korekcji są obliczona na podstawie modelu przedmiotu i sił obróbki [8-10]. Wymaga to budowy dokładnego modelu zachowania się przedmiotu w czasie obróbki oraz modyfikacji kodu sterującego procesem. Dokładność korekty jest ściśle związana z dokładnością wcześniej przeprowadzonych obliczeń, przy czym wpływ czynników losowych, takich jak przedwczesne zużycie narzędzia bądź niejednorodność materiału jest w zasadzie niemożliwy do uwzględnienia.

Inną koncepcją zwiększania dokładności obróbki jest kompensacja błędów wyznaczonych na podstawie bezpośrednich pomiarów przedmiotu obrabianego lub pomiarów specjalnie przygotowanego przedmiotu testowego. Pomiar przedmiotu może być wykonywany na maszynie pomiarowej CMM [4] lub bezpośrednio na obrabiarce [3,1]. W takich przypadkach kompensacji podlegają rzeczywiste błędy obróbkowe dowolnego pochodzenia. Konieczne jest wtedy okresowe wykonywanie pomiarów kontrolnych i wprowadzanie poprawek do funkcji korekcyjnych układu sterującego obrabiarki. Głównymi czynnikami zakłócającymi poprawki korekcyjne są czas potrzebny na wykonanie pomiarów i obróbkę przedmiotu testowego – jeśli taki jest obrabiany.

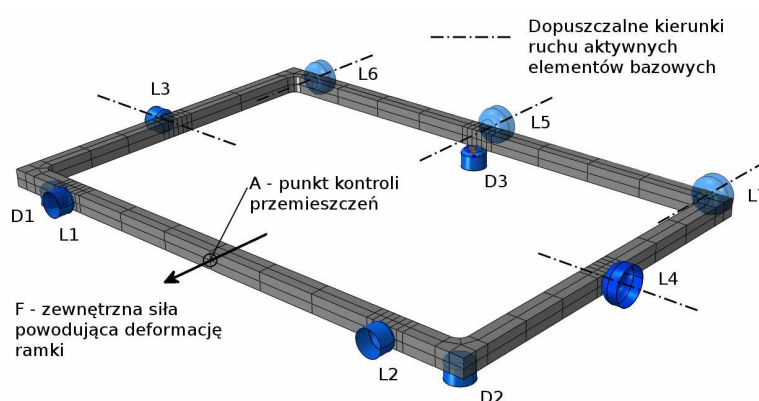
Prowadzone są próby wprowadzenia aktywnej kompensacji błędów realizowanej przez oprzyrządowanie obróbkowe. W tym celu wyposaża się je w czujniki rejestrujące wybrane parametry pracy, aktywne elementy mocujące i ustalające oraz układ sterujący. Du i inni zastosowali czujniki siły i położenia zacisków w automatycznym uchwycie 3-punktowym [5]. Na podstawie zależności *siła/przemieszczenie* uzyskali możliwość identyfikacji zmian sztywności mocowanego przedmiotu podczas obróbki – po każdym przejściu narzędzia sztywność przedmiotu maleje. Identyfikacja sztywności wykonywana w przerwie pracy obrabiarki pozwala identyfikować zmiany geometrii obrabianego przedmiotu i umożliwia dobór dopuszczalnej siły mocowania. Dzięki temu uzyskano możliwość wywierania na przedmiot siły, wystarczającej dla zapewnienia prawidłowego przebiegu procesu skrawania, przy jednoczesnym zabezpieczeniu przedmiotu przed ewentualnym zniszczeniem na skutek przeciążenia.

Nee i inni [7] zaproponowali stosowanie aktywnych zacisków w celu utrzymania stałej siły mocowania podczas frezowania kieszeni w cienkościennym przedmiocie mocowanym w uchwycie o układzie 3-2-1, wyposażonym w dwa zaciski. W tym przypadku regulacja siły zacisku odbywała się w trakcie trwania procesu obróbki. Uzyskano redukcję błędów kształtu obrabianej powierzchni przy jednoczesnym zwiększeniu stabilności procesu obróbki.

Autor proponuje zastosowanie kompensacji opartej o pomiar przemieszczenia wybranego punktu obrabianego przedmiotu. Na podstawie wartości tego przemieszczenia obliczana jest wartość funkcji korekcyjnej, tj. zmiana kształtu przedmiotu realizowana przez zacisk/zaciski przyrządu. W celu przeprowadzenia analizy zachowania się takiego układu *przedmiot-przyrząd* opracowano model numeryczny oparty o Metodę Elementów Skończonych. Model zbudowano przy wykorzystaniu programu Abaqus/Standard 6.9-EF1, w oparciu o technikę modelowania zachowania się struktur mechanicznych przedstawioną przez autora w pracy [6].

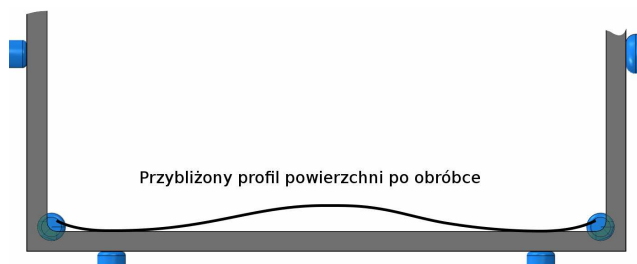
2. OPIS ZAGADNIENIA

Jako obiekt testowy przyjęto przedmiot w postaci podatnej płaskiej ramki mocowanej w przyrządzie zbudowanym w układzie 3-2-1 (rys. 1). Założono, że ramka leży na trzech statycznych elementach bazowych D1, D2, D3, oparta jest o statyczne elementy bazowe L1, L2, L3 a siły mocowania wywierane są za pomocą sterowalnych siłowników, pełniących rolę aktywnych elementów bazowych L4 i L5. Ramka obciążana jest zmienną siłą zewnętrzną (F), reprezentującą w uproszczony sposób siłę wywołaną przez obróbkę odbywającą się w miejscu przyłożenia siły. Możliwość zmiany funkcji elementu bazowego L3 i zadania aktywnych elementów L6 i L7 zostaną omówione w dalszej części artykułu.



Rys. 1. Schematyczny widok analizowanego przedmiotu oraz uchwytu obróbkowego
Fig. 1. Schematic view of workpiece-fixture model

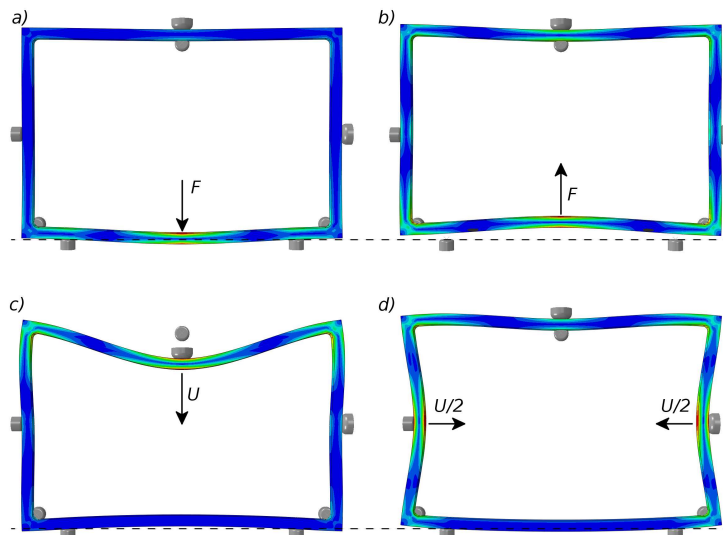
Siła F wywołuje odkształcenie ramki powodując odpychanie cienkościennego przedmiotu od narzędzia, w wyniku czego przekrój warstwy skrawanej ulega zmniejszeniu. Wartość tego zmniejszenia zależy od wartości siły, od sztywności zamocowanego przedmiotu oraz od położenia punktu działania siły. W przypadku prowadzenia obróbki wzdłuż dolnej ściany ramki powstaje błąd kształtu obrabianej powierzchni (rys. 2). W skrajnych przypadkach wartość ugięcia przedmiotu może być bliskie grubości warstwy skrawanej, prowadząc do zaniku procesu skrawania



Rys. 2. Błędy kształtu powstające podczas obróbki wiotkiego przedmiotu
Fig. 2. Machined surface shape error caused by workpiece flexibility

Skutecznym sposobem zapobiegania opisanemu zjawisku jest podparcie przedmiotu obrabianego na dużej powierzchni lub punktowo w miejscach nadmiernego ugięcia. Jak wykazano w pracy [7] po zastosowaniu aktywnego mocowania w miejscach największych ugięć można znacząco zredukować błędy kształtu obrabianego przedmiotu, przy jednoczesnym zmniejszeniu chropowatości jego powierzchni.

Ze względu na ograniczenia geometryczne lub konieczność obrabiania obydwu przeciwległych powierzchni zastosowanie podparcia usztywniającego w optymalnym punkcie nie zawsze jest możliwe. W takim przypadku korzystne może być wprowadzenie odkształceń sprężystych przedmiotu, które spowodują kompensację strzałki ugięcia wywołanej przez proces obróbki. Przykładowo kompensację odkształceń przedstawionych na rys. 3a można uzyskać wprowadzając dodatkowe odkształcenie o postaci z rys. 3c. Podobnie, odkształcenie dolnego pręta ramki z rys. 3b wywołane siłą F , może być skompensowane przemieszczeniem elementów bazowych L3 i L4, co pokazano na rys. 3d. Wymaga to jednak zmiany funkcji elementu bazowego L3 ze statycznej na aktywną.



Rys. 3. Kształt odkształconej ramki: a), b) pod wpływem wyłącznie siły wymuszającej (F);
 c), d) pod wpływem wyłącznie przemieszczenia elementów aktywnych (U)
 Fig. 3. Deformed shape of frame: a), b) caused only by disturbance force (F);
 c), d) caused only by compensating actuators (U)

Dobór miejsca i sposób działania elementów aktywnych odgrywa istotną rolę w procesie projektowania aktywnego przyrządu. W niniejszej pracy przedstawiono wpływ wyboru położenia aktywnych elementów bazowych (siłowników) na statyczne i dynamiczne zachowanie się analizowanego przedmiotu. W części analiz konfiguracja elementów aktywnych jest zmieniana i w takich przypadkach przyrząd odbiega od klasycznego układu 3-2-1.

W warunkach rzeczywistych wartość, kierunek i położenie wektora siły skrawania są zmienne w czasie. W niniejszej pracy rozważana wyłącznie zmienną wartość siły działającej

w kierunku prostopadłym do powierzchni ramki. Ze względu na zmienną wartość tej siły wstępne wprowadzenie odkształceń przed rozpoczęciem obróbki nie spowoduje oczekiwanej redukcji błędu przedmiotu. Z tego powodu rozważano zastosowanie aktywnej zmiany położenia sterowalnych elementów bazowych w celu możliwie szybkiego reagowanie na ugięcia przedmiotu wywołane siłą F . Funkcję sterującą położeniem oparto o regulator Proporcjonalno-Całkująco-Różniczkujący (PID), opisany równaniem (1)

$$u(t) = k_r \left[u_A(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t u_A(\tau) d\tau + T_d \frac{du_A(t)}{dt} \right] \quad (1)$$

gdzie: $u(t)$ – wartość regulacji (przemieszczenie aktywnego elementu bazowego); t, τ – czas; u_A – uchyb (czyli przemieszczenie punktu \mathbf{A}); k_r – wzmacnienie regulatora PID; T_i – czas całkowania; T_d – czas różniczkowania.

3. MODEL MECHATRONICZNEGO UKŁADU PRZEDMIOT-PRYZRĄD-REGULATOR

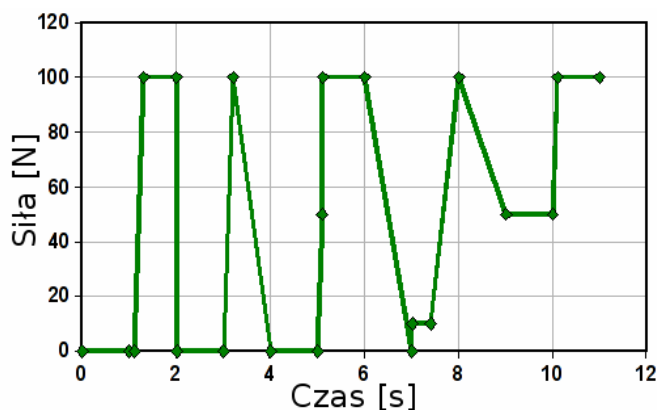
Jak już wspomniano, analizowanym obiektem była aluminiowa ramka zamocowana w przyrządzie obróbkowym (rys. 1). Ramka ma wymiary zewnętrzne 200x300mm, kwadratowy przekrój prętów 10x10mm oraz promień zaokrąglenia między prętami 10mm. Elementy bazowe rozmieszczono symetrycznie, przy czym odległości L1÷L2 i L6÷L7 wynoszą odpowiednio 215 i 270mm. Boczne elementy bazowe L1, L2 oraz dolne elementy bazowe D1÷D3 mają zawsze stałe położenie, natomiast pozostałe są statyczne lub aktywne, zależnie od rozpatrywanej konfiguracji przyrządu. Dyskretny model ramki zbudowany jest z 268 20-węzłowych, ośmiościennych, kwadratowych elementów skończonych – C3D20R. Elementy bazowe modelowano z wykorzystaniem sztywnych, analitycznych powierzchni obrotowych.

W miejscach kontaktu zastosowano metodę dyskretyzacji „powierzchnia do powierzchni”. Generowanie elementów kontaktowych odbywa się z zastosowaniem algorytmu skończonych przemieszczeń. W sprzężeniu pomiędzy powierzchniami kontaktowymi, zarówno w kierunku normalnym jak i stycznym zastosowano funkcję kary. Współczynnik tarcia przyjęto o wartości $\mu=0.3$. W miejscach kontaktu 20-węzłowe elementy skończone C3D20R są automatycznie konwertowane do elementów C3D27R o zmiennej liczbie węzłów [2].

Analizowany obiekt obciążano w punkcie \mathbf{A} pseudolosową siłą F , działającą na ramkę w połowie odległości pomiędzy elementami bazowymi L1 i L2. W zależności od analizowanego przypadku zwrot siły jest skierowany do środka lub na zewnątrz ramki. Przebieg zmienności siły wymuszającej został dobrany w taki sposób, aby uwzględnić różne wartości działającej siły, różne szybkości zmiany wartości siły oraz okresy, w których siła ma stałą wartość (rys. 4).

Zarówno wymiary ramki jak i wartość działającej na nią siły przyjęto w taki sposób,

aby uzyskać stosunkowo duże wartości przemieszczenia punktu kontrolnego **A** i aktywnych elementów bazowych. Ma to na celu uproszczenie implementacji algorytmów w przygotowywanym stanowisku testowym oraz ułatwienie interpretacji wyników planowanego eksperymentu.



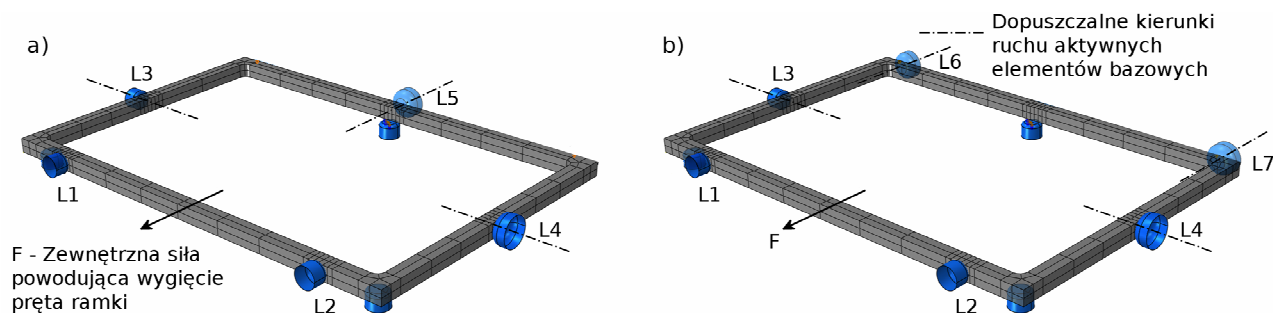
Rys. 4. Przebieg siły pseudolosowej w dziedzinie czasu
Fig. 4. Pseudo-random disturbance force changes in time domain

Analiza prowadzona jest w dwóch statycznych krokach obliczeniowych. W pierwszym (czas trwania=1s) zadane jest obciążenie siłą ciężkości, elementy aktywne wywierają siłę 1N, po czym blokowane jest ich położenie. W drugim kroku (czas trwania=10s) przedmiot poddawany jest działaniu pseudolosowej siły wymuszającej (rys. 4). Obliczenia prowadzono przyrostowo co 0.025s. Deformacja ramki w punkcie przyłożenia siły jest kompensowana za pomocą jednego lub kilku aktywnych elementów bazowych (L3-L7), posiadających sterowalną oś zgodną z ich osią symetrii. W trakcie obliczeń przemieszczenie aktywnych elementów bazowych jest na bieżąco zmieniane przy wykorzystaniu regulatora PID, zaimplementowanego z wykorzystaniem procedur użytkownika programu Abaqus/Standard.

Ze względu na statyczny charakter analizy, wszystkie wartości czasowe należy traktować w sposób umowny. Wartości te mają wpływ wyłącznie na zachowanie się regulatora PID, ponieważ jest on jedynym składnikiem modelu, w którym występuje zmienna czasowa.

3.1. KONFIGURACJE PRZYRZĄDU

Analizy przeprowadzono dla dwóch konfiguracji rozmieszczenia aktywnych elementów bazowych. Konfigurację podstawową przedstawia rys. 5a a rys. 5b konfigurację zmodyfikowaną przez zastąpienie elementu L5 dwoma sprzężonymi elementami L6 i L7. W przypadku wykorzystania więcej niż jednego aktywnego elementu bazowego ich przemieszczenia powiązано za pomocą funkcji liniowych.



Rys. 5. Dwie konfiguracje przyrządu: a) z elementem aktywnym L5; b) wersja zmodyfikowana z dwoma elementami aktywnymi L6 i L7

Fig. 5. Two configurations of the fixture: a) with locator L5; b) modified version with locator L5 replaced by two locators L6 and L7

Analizowano siedem różnych konfiguracji przyrządu zebranych w tabeli 1. Parametry regulatora w każdym przypadku dobierano w taki sposób, aby osiągnięcie stanu bliskiego stanowi równowagi następowało nie później niż w ciągu 1s od czasu pojawienia się wymuszenia skokowego.

Tabela 1. Konfiguracje analizowanego modelu przyrządu
Table 1. Configurations of analysed models

Przypadek	Stałe elementy bazowe	Aktywne elementy bazowe	Siła zewnętrzna
1a	L1, L2, L3, L4, L5	-	-100N
1b	L1, L2, L3, L5	L4	-100N
1c	L1, L2, L5	L3, L4	-100N
2a	L1, L2, L3, L4, L5	-	100N
2b	L1, L2, L3, L4	L5	100N
2c	L1, L2, L3, L4	L6, L7	100N
2d	L1, L2	L3, L4, L6, L7	100N

4. WYNIKI

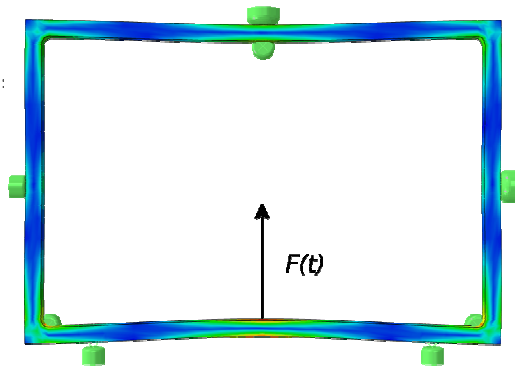
Wynikiem zastosowania kompensacji była redukcja błędu położenia punktu kontrolnego **A** do poziomu $u_A < 0.001 \text{ mm}$. Jednocześnie, w pobliżu działania siły F uzyskano poprawę prostoliniowości dolnego pręta ramki.

4.1. OBCIĄŻENIE SKIEROWANE DO ŚRODKA RAMKI

Przypadki pokazane na rys. 6 przedstawiają odkształconą postać analizowanej ramki przy obciążeniu siłą o wartości 100N, skierowaną do środka ramki. Dane dotyczą chwili $t=11\text{s}$, w której obiekt znajduje się w stanie równowagi. W pierwszym przypadku (rys. 7a)

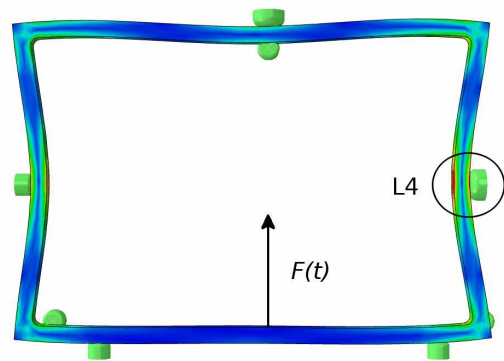
nie jest wywierana siła kompensująca, w pozostałych przypadkach przemieszczenie punktu kontrolnego jest w pełni skompensowane. Deformacje obiektu są przeskalowane ze współczynnikiem 15. Kolory na wykresie reprezentują zredukowane naprężenie obliczone według hipotezy energii właściwej odkształcenia postaciowego T. Hubera.

a) Wszystkie elementy bazowe są statyczne



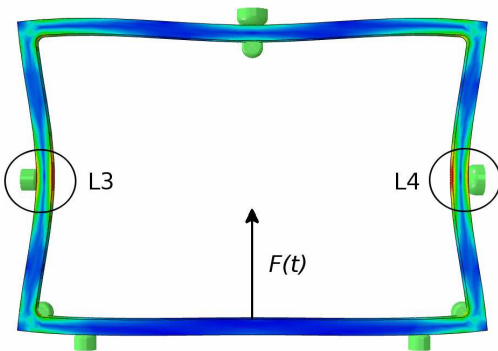
Maksymalne naprężenie zredukowane: 25MPa
Maksymalne przemieszczenie: 0.49mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: 0.49mm

b) Aktywny jest element bazowy: L4



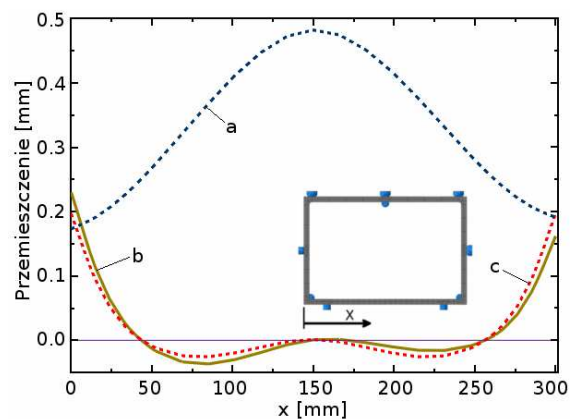
Maksymalne naprężenie zredukowane: 136MPa
Maksymalne przemieszczenie: 1.58mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: <0.001mm

c) Aktywne są elementy bazowe: L3, L4



Maksymalne naprężenie zredukowane: 128MPa
Maksymalne przemieszczenie: 0.80mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: <0.001mm

d) Kształt dolnego pręta ramki w bez (a) i z kompensacją (b i c)



Rys. 6. Postacie odkształcenia ramki pod wpływem siły zewnętrznej F działającej do wewnątrz ramki
Fig. 6. Deformed shape of analysed workpiece under load of disturbance force F directed inside the frame

W pierwszym przypadku (rys. 6a) analizowany przedmiot poddany działaniu siły zewnętrznej F traci kontakt ze statycznymi elementami bazowymi L1 i L2. Zastosowanie

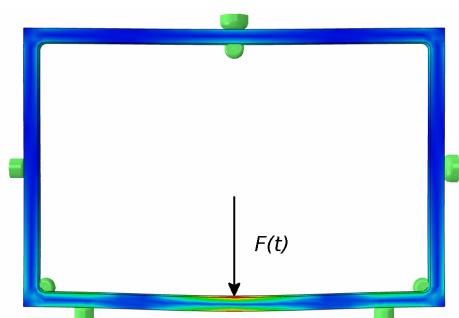
jednego aktywnego elementu powoduje kompensację błędu położenia punktu kontrolnego **A** oraz skasowanie luzów pomiędzy przedmiotem a powierzchniami oporowymi, powoduje jednocześnie przemieszczenie całej ramki w lewo (rys. 6b). Zastosowanie dwu sprzężonych aktywnych elementów bazowych (L3 i L4) niweluje problem przemieszczania ramki (rys. 6c). Zastosowanie elementów aktywnych spowodowało również wzrost siły mocowania na pozostałych elementach oporowych zwiększając pewność mocowania obiektu.

Analiza kształtu dolnego pręta ramki (rys. 6d) wskazuje na redukcję błędu położenia powierzchni, przy jednoczesnym zmniejszeniu błędu kształtu pręta w pobliżu miejsca działania siły F , czyli w obszarze prowadzenia teoretycznej obróbki.

4.2. OBCIĄŻENIE SKIEROWANE OD ŚRODKA RAMKI

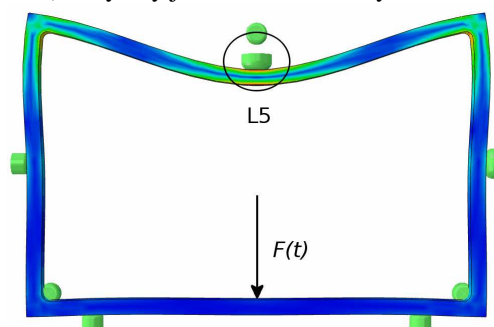
W przypadku obciążenia ramki siłą o wartości 100N, skierowaną od środka, ramka przyjmuje postać przedstawioną na rys. 7. W pierwszym przypadku (rys. 7a) nie jest wywierana siła kompensująca. W pozostałych przypadkach przemieszczenia są kompensowane przy wykorzystaniu odpowiednich, aktywnych elementów bazowych.

a) Wszystkie elementy bazowe są statyczne



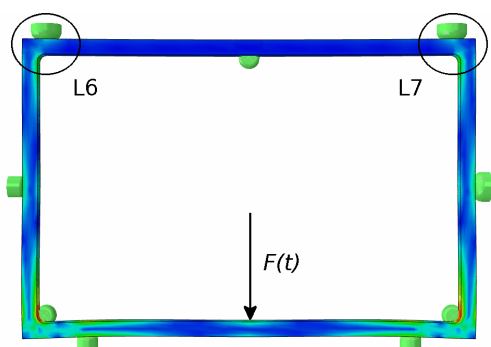
Maksymalne naprężenie zredukowane: 22MPa
Maksymalne przemieszczenie: 0.18mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: 0.18mm

b) Aktywny jest element bazowy: L5



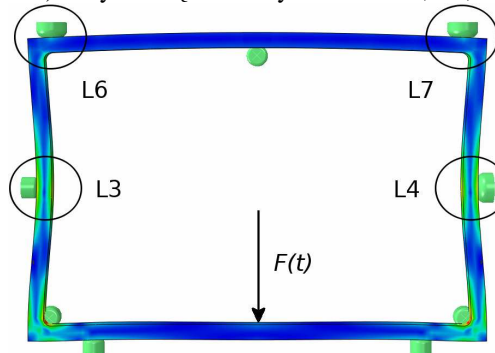
Maksymalne naprężenie zredukowane: 192MPa
Maksymalne przemieszczenie: 2.54mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: <0.001mm

c) Aktywne są elementy bazowe: L6, L7



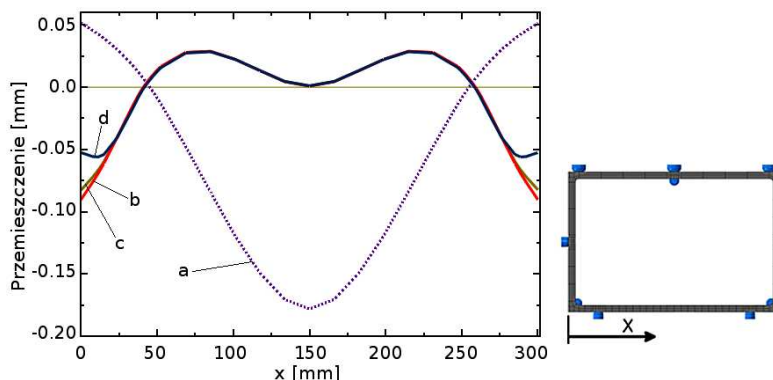
Maksymalne naprężenie zredukowane: 32MPa
Maksymalne przemieszczenie: 0.13mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: <0.001mm

d) Aktywne są elementy bazowe: L3, L4, L6, L7



Maksymalne naprężenie zredukowane: 91MPa
Maksymalne przemieszczenie: 0.38mm
Przemieszczenie punktu kontrolnego: <0.001mm

e) Kształt dolnego pręta ramki w stanach bez kompensacji (a) i z kompensacją (b,c,d)



Rys. 7. Postacie odkształcenia ramki pod wpływem siły zewnętrznej F działającej od środka ramki
 Fig. 7. Deformed shape of analysed workpiece under load of disturbance force F directed outside the frame

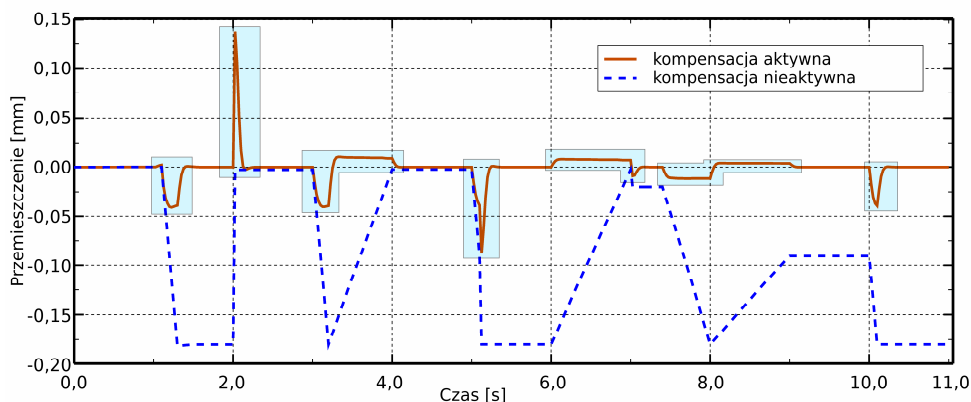
Zastosowanie jednego aktywnego elementu L5 (rys. 7b) do kompensacji przemieszczeń punktu kontrolnego **A** wymaga wywołania znacznych deformacji, z czym wiąże się występowanie dużych naprężeń oraz konieczność zapewnienia zakresu roboczego siłownika wynoszącego min. 2.5mm. Zastąpienie jednego elementu L5 dwoma sprzężonymi L6 i L7 (rys. 7c) prowadzi do 20-to krotnego zmniejszenia wymaganego skoku siłownika oraz 6-cio krotnego zmniejszenia zredukowanych naprężeń występujących w ramce. Zastosowanie dodatkowych elementów aktywnych L3 i L4 (rys. 7d) prowadzi do pewnego zmniejszenia błędu kształtu pręta. Wiąże się to jednak ze zwiększeniem stopnia skomplikowania przyrządu. Podobnie jak w poprzednich przypadkach tak i tutaj odnotowano wzrost wartości sił działania pozostałych elementach bazowych. Odnotowano też zmniejszenie błędu prostoliniowości pręta w pobliżu punktu działania siły wymuszającej.

4.3. ZACHOWANIE SIĘ MODELU REGULATORA W FUNKCJI CZASU

Przeprowadzono analizy czasowych przebiegów błędów położenia punktu kontrolnego **A** dla układów z aktywną kompensacją i bez niej. Na rys. 8 przedstawiono te przebiegi dla przypadków przedstawionych na rys. 7a i 7c. Pewna zwłoka działania kompensacji oraz pewne niedoregulowanie w okresach zmiany wartości siły F zaznaczone na rys. 8 są w tym przypadku zjawiskiem normalnym, a wynikają z natury regulatora PID. Wielkość tej bezwładności zależna jest od szybkości narastania błędu oraz od nastaw regulatora. Szczególnie dobrze jest to widoczne w drugiej sekundzie procesu, gdy siła zakłócająca zostaje gwałtownie zredukowana do zera a dojście układu do stanu równowagi zajmuje około 0.25s. W przypadku powolnej zmiany siły (np. 3-4, 5-6 sekunda procesu) wartość błędu jest dużo mniejsza.

Autor pragnie podkreślić, że przedstawione zachowanie ma głównie charakter poglądowy, ponieważ prezentowany model uwzględnia zachowanie się układu regulacji, natomiast dynamiczne zjawiska procesu skrawania oraz układów napędowych nie zostały

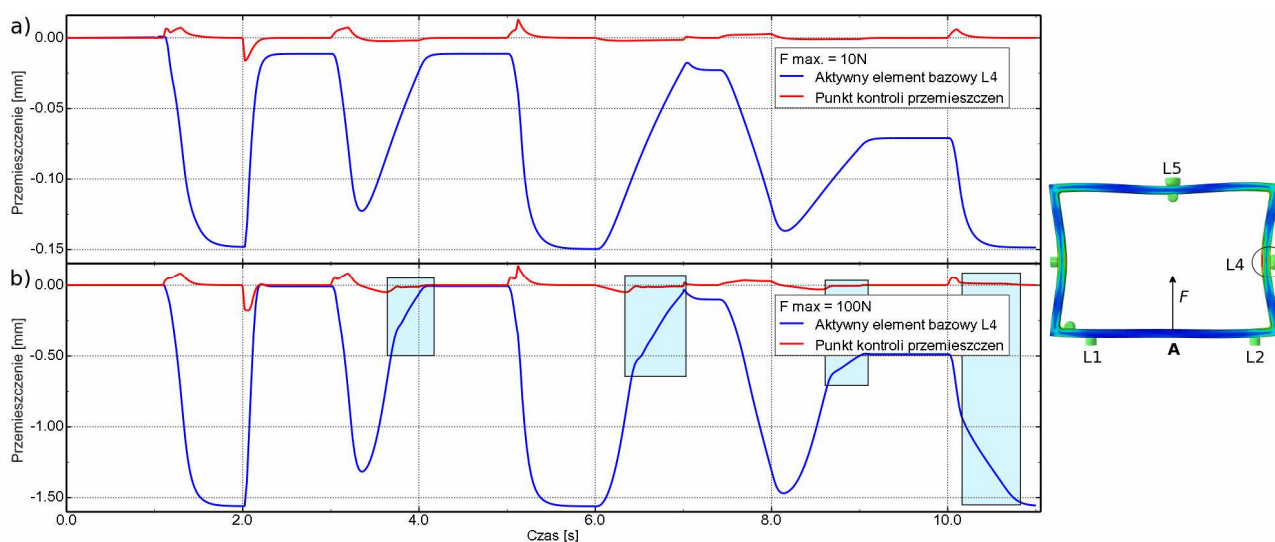
uwzględnione. Sposób ich uwzględnienia wraz z eksperymentalną weryfikacją został przez autora przedstawiony w pracy [6].



Rys. 8. Przemieszczenie punktu kontrolnego **A** pod działaniem siły zewnętrznej bez kompensacji i z kompensacją
Fig. 8. Displacement of a critical point **A** under the influence of external force, with and without compensation

4.4. ZACHOWANIE SIĘ MODELU W PRZYPADKU ZMNIENIENIA WARTOŚĆ SIŁY WYMUSZAJĄCEJ

Kontakt z tarciem powoduje, że prezentowany model stanowi nieliniowe zagadnienie obliczeniowe. W celach porównawczych, zbadano zachowanie się przedstawionych przypadków pod obciążeniem siłą F , o 10-krotnie mniejszej maksymalnej wartości, wynoszącej 10N. Zachowano czasowy przebieg siły. Na rys. 9 przedstawiono przebiegi



Rys. 9. Przemieszczenie punktu kontrolnego **A** oraz aktywnego elementu bazowego **L4** występujące pod wpływem działania siły zewnętrznej o maksymalnej wartości 10 i 100N.

Fig. 9. Displacement of a critical point **A** and active locator **L4** appearing under the influence of external force with maximum values of 10 and 100N

czasowe przemieszczenia punktu kontroli przemieszczeń **A** oraz aktywnego elementu bazowego L4 dla przypadku konfiguracji elementów bazowych przedstawionej na rys. 6b.

Maksymalne obserwowane wartości przemieszczeń są w przybliżeniu liniową funkcją działającej siły, natomiast kształt obserwowanych przebiegów nie jest identyczny. Porównując przebiegi krzywych przedstawionych na rys. 9a i 9b można wnioskować, że w przypadku obciążania siłą $F=100\text{N}$, następuje zmiana stanu tarcia ze statycznego na kinematyczne. Obszary te zaznaczono prostokątami na rys. 9b. Przy obciążaniu siłą $F=10\text{N}$ zjawisko takie nie występuje, co można tłumaczyć występowaniem 10-krotnie mniejszych przemieszczeń.

Przedstawiona konfiguracja przyrządu charakteryzuje się największą, ze wszystkich analizowanych, wrażliwością na zmianę wartości siły wymuszającej F . Mimo występowania pewnej wrażliwości na zmianę wartości tej siły, w obydwu przypadkach obserwuje się tendencję do osiągania stanu pełnej kompensacji po tym samym czasie.

5. PODSUMOWANIE

W artykule zaproponowano metodę kompensacji przemieszczeń, która może się okazać przydatna w przypadku potrzeby redukcji błędów obróbki wiotkich przedmiotów. Głównymi zaletami przedstawionej metody są:

- całkowita niezależność układu kompensacji od układu sterowania obrabiarki, co ułatwia jej implementację w warunkach przemysłowych oraz rozszerza zakres jej stosowania,
- implementacja nie wymaga wcześniejszej dokładnej analizy błędów obróbki, nie wymaga ingerencji w kod sterowania obrabiarki i nie jest wrażliwa na zmiany warunków procesu spowodowane np. zużyciem ostrza czy zmianą parametrów obróbki.

Głównymi wadami metody w prezentowanej wersji są:

- konieczność stosowania aktywnych elementów bazowych,
- konieczność wykonywania pomiarów położenia, co wiąże się z potrzebą zabezpieczenia obszaru pomiarowego przed działaniem czynników zewnętrznych,
- opóźnienie reakcji wynikające z zasady działania zastosowanego regulatora PID, przy czym unikanie gwałtownych zmian siły znacząco redukuje tę wadę.

Mimo zastosowania niezbędnych uproszczeń obliczeniowych, przedstawione analizy pokazują zasadność rozpatrywania proponowanej metody kompensacji błędów obróbki. Na dalszym etapie prac autor planuje zastąpienie przedstawionej ramki obiektem o bardziej skomplikowanym kształcie, zastosowanie ruchomej siły oraz zmianę sposobu mocowania przedmiotu. Prowadzona jest również eksperymentalna weryfikacja przedstawionych wyników.

Praca powstała w ramach projektu AFFIX – „Aligning, Holding and Fixing of Flexible and Difficult to Handle Components” trwającego w latach 2006-2010 przy wsparciu z funduszy w ramach Szóstego Ramowego Programu Badawczego Unii Europejskiej (FP6-2004-NMP-NI4) oraz dzięki wsparciu Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w ramach projektu „Ustalanie, chwytanie i mocowanie elementów elastycznych i trudnych do manipulowania”.

Obliczenia wykonano na komputerach Wrocławskiego Centrum Sieciowo-Superkomputerowego (<http://www.wcss.wroc.pl>), grant obliczeniowy Nr 0109

LITERATURA

- [1] CHEN F.J., YIN S.H., HUANG H., OHMORI H., WANG Y., FAN Y.F., SHU Y.J., Profile error compensation in ultra-precision grinding of aspheric surfaces with on-machine measurement, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50 (2010) 480-486
- [2] Dassault Systemes, Abaqus 6.9-EF Online Documentation; Generated, Tue October 6, 2009.
- [3] DAVUS T. A, CARLSON S., RED, W. E., JENSEN C. G., SIPFLE K., Flexible in-process inspection through direct control, *Measurement* 39 (2006) 57-72
- [4] DEL TAGLIA A., CAMPATELLI G., Development of an on-line test for the accuracy evaluation of a cradle milling machine. *JoME*, 6/2, 2006, 15-26.
- [5] DU H, LIN G.C.I, ZHAO J., GOL O., An approach to enhancing the intelligence of a three-fingered automated flexible fixturing system by using adaptive control theory. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 15, 1999, 101-110.
- [6] GROCHOWSKI M., BUKOWSKI A., Modelling the compensation of mechanical and non-mechanical disturbances in mechatronic systems. *JoME*, 9, 3, 2009.
- [7] NEE A. Y. C., SENTHIL KUMAR A., TAO Z. J., An intelligent fixture with dynamic clamping scheme. *Proc Instn Mech Engrs*, 214, Part B, 2000, 183-196.
- [8] SANCHEZ H. T., ESTREMS M., FAURA F., Analysis and compensation of positional and deformation errors using integrated fixturing analysis in flexible machining parts. *Int J Adv Manuf Technol*, 29, 2006, 239-252.
- [9] RATCHEV S., LIU S., BECKER A. A., Error compensation strategy in milling flexible thin-wall parts. *Journal of Materials Processing Technology*, 162-163, 2005, 673-681.
- [10] RATCHEV S., LIU S., HUANG W., BECKER A. A., An advanced FEA based force induced error compensation strategy in milling. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 46, 2006, 542-551.

MODEL OF MECHATRONIC FIXTURE WITH ACTIVE ERROR COMPENSATION

A method for reduction of errors in machining of thin-walled components is presented. The elaborated method is based on measurement of workpiece displacements caused by cutting forces and active error compensation, realised by means of introducing elastic deformations of the machined workpiece. Compensating deformation is accomplished by actuators which are controlled independently from machine tool control system and does not need a preliminary elaboration of a machining error map. Potential application area of the proposed method are cases when conventional methods of machining error reduction based on the application of additional supports or on reducing cutting parameters are ineffective. Additionally, a technique is presented for modelling mechatronic systems with the use of FEM software and its implementation for the case of *part-device-regulator* system. The analysis of a set of *part-device-regulator* systems was carried out for a device built in a 3-2-1 schematic for fixing a frame-shaped workpiece.