



**POLITECHNIKA KRAKOWSKA im. T.Kościuszki**  
Wydział Mechaniczny  
**Laboratorium Badań Technoklimatycznych  
i Maszyn Roboczych**



Dyscyplina: Inżynieria Mechaniczna

# **ROZPRAWA DOKTORSKA**

**Mgr inż. Mikołaj Czyrnek**

Sterowanie mechanizmów elastycznych w manipulatorach do  
mikroprzemieszczeń.

The control of a flexible mechanism in manipulators  
for micro-movements

Promotor:

Dr hab. inż. **Grzegorz Tora**, Prof. PK

Promotor Pomocniczy:

Dr inż. **Stefan Chwastek**

Kraków, rok akad. 2024/2025

## **Podziękowania**

Pragnę złożyć najserdeczniejsze podziękowania promotorowi mojej pracy, dr. hab. inż. Grzegorzowi Torze oraz promotorowi pomocniczemu, dr inż. Stefanowi Chwastkowi za przekazaną wiedzę, cierpliwość i nieocenioną pomoc w pisaniu rozprawy.

Dziękuję również mojej żonie Klaudii za wsparcie i motywację.

Szczególne podziękowania chciałbym złożyć mojemu przyjacielowi Rafałowi oraz jego żonie Elwirze za bycie inspiracją i pomocą w całym okresie powstawania pracy.

Pracę tę dedykuję moim rodzicom, Beacie i Rafałowi, w podziękowaniu za trud edukacji. Mamo, Tato ... dziękuję.

# Spis Treści

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| Oznaczenia:                                                            | 4  |
| 1. Wstęp                                                               | 6  |
| 2. Mechanizmy elastyczne                                               | 9  |
| 2.1. Przewężenia                                                       | 10 |
| 2.2. Technologie wytwarzania monolitów                                 | 18 |
| 2.3. Napędy stosowane w konstrukcjach mechanizmów elastycznych         | 22 |
| 2.4. Podsumowanie                                                      | 25 |
| 3. Teza i zakres pracy                                                 | 26 |
| 4. Projekt mechanizmu elastycznego                                     | 27 |
| 4.1. Struktura mechanizmu                                              | 27 |
| 4.2. Synteza wymiarowa i pole robocze pozycjonera                      | 29 |
| 4.3. Model kinematyczny mechanizmu pozycjonera                         | 33 |
| 4.4. Zadanie odwrotne położenia i przemieszczeń mechanizmu pozycjonera | 34 |
| 4.5. Modele sterowania pozycjonerem                                    | 37 |
| 5. Pomiar przemieszczenia platformy                                    | 42 |
| 6. Monolit mechanizmu elastycznego                                     | 49 |
| 7. Analiza monolitu metodą elementów skończonych                       | 52 |
| 7.1. Testy zbieżności, siatka                                          | 52 |
| 7.2. Naprężenia                                                        | 54 |
| 8. Analiza obciążeń przewężeń i napędów                                | 57 |
| 8.1. Momenty oporu deformacji przewężeń                                | 57 |
| 9. Sterowanie                                                          | 60 |
| 10. Pomiary                                                            | 63 |
| 10.1. Metodyka pomiarowa                                               | 63 |
| 10.2. Ustawienia początkowe ogniw mechanizmu                           | 64 |
| 10.3. Pomiar długości ogniw                                            | 65 |
| 10.4. Zakres ruchu, przełożenie i rozdzielczość                        | 68 |
| 10.5. Pomiary dokładności sterowania ręcznego                          | 73 |
| 10.6. Krzywa Lissajoux                                                 | 78 |
| 11. Proponowane zmiany                                                 | 88 |
| 11.1. Poprawka początkowego położenia wałka napędu                     | 88 |
| 11.2. Kalibracja mechanizmu manipulatora                               | 91 |
| 12. Wnioski                                                            | 94 |
| 12.1. Ogólne                                                           | 94 |
| 12.2. Dotyczące konstrukcji                                            | 94 |
| 12.3. Dotyczące sterowania                                             | 95 |
| 12.4. Dotyczące pomiarów                                               | 96 |
| 12.5. Podsumowujące badania                                            | 97 |
| 12.6. Dotyczące rozwoju konstrukcji monolitycznych                     | 98 |

## Oznaczenia:

|                                                                                                                            |                                                                            |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| $k$                                                                                                                        | Numer układu dźwigniowego i pomiarowego ( $k=1,2,3$ )                      |
| $\alpha_{ak}$                                                                                                              | Kąt obrotu $k$ -tego wałka napędowego                                      |
| $\alpha_{Ck}^w, \alpha_{Dk}^w, \alpha_{Ek}^w, \alpha_{Fk}^w, \alpha_{Gk}^w, \alpha_{Hk}^w, \alpha_{Ik}^w$                  | Względne przemieszczenia kątowe w przewężeniach                            |
| $\varphi$                                                                                                                  | Kąt obrotu trójkątnej platformy $I_1I_2I_3$                                |
| $\theta$                                                                                                                   | Kąt nachylenia liniowego przemieszczenia środka $O'$                       |
| $\Psi$                                                                                                                     | Macierz przełożenia                                                        |
| $\Psi_1, \Psi_2$                                                                                                           | Czynniki tworzące macierz przełożenia                                      |
| $\omega_k$                                                                                                                 | Częstość kołowa w symulacji dla $k$ -tego napędu.                          |
| $\mathcal{G}_k$                                                                                                            | Przełożenie $k$ -tego napędu                                               |
| $\mathcal{G}_x, \mathcal{G}_y, \mathcal{G}_\varphi$                                                                        | Przełożenie dla ruchu w osi $x$ , w osi $y$ , ruchu kąтового wokół osi $z$ |
| $a_k, b_k, c_k, c'_k, e_k, f_k, h_k, i_k$                                                                                  | Długości i nazwy dźwigni                                                   |
| $\hat{a}_k, \hat{b}_k, \hat{c}_k, \hat{c}'_k, \hat{d}_k, \hat{e}_k, \hat{f}_k, \hat{g}_k, \hat{h}_k, \hat{i}_k, \hat{j}_k$ | Wersory ogniw                                                              |
| $A_k, B_k, C_k, D_k, E_k, F_k, G_k, H_k, I_k$                                                                              | Nazwy par kinematycznych                                                   |
| $A$                                                                                                                        | Macierz przemieszczeń kątowych napędów                                     |
| $\hat{b}_k^p, \hat{c}_k^p, \hat{e}_k^p, \hat{f}_k^p, \hat{h}_k^p, \hat{i}_k^p, \hat{j}_k^p$                                | Wersory ogniw w położeniu początkowym                                      |
| $ds(dx_{O'}, dy_{O'})$                                                                                                     | Wektor przemieszczenia środka platformy $O'$                               |
| $D$                                                                                                                        | Macierz współrzędnych przemieszczenia platformy                            |
| $h$                                                                                                                        | Wysokość przewężenia                                                       |
| $K_h$                                                                                                                      | Sztywność kątowa dla kołowego przewężenia o wysokości $h$                  |
| $l$                                                                                                                        | Długość boku trójkątnej platformy $I_1I_2I_3$                              |
| $M_h$                                                                                                                      | Moment oporu przy deformacji kołowego przewężenia o wysokości $h$          |

|                                                |                                                                                                                                                                                             |
|------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $n(\varphi), n(x_{O'})$ i $n(y_{O'})$          | Niepewności pomiarowe                                                                                                                                                                       |
| $O$                                            | Środek trójkątnej platformy $I_1I_2I_3$ w stanie początkowym                                                                                                                                |
| $O'$                                           | Środek trójkątnej platformy $I_1I_2I_3$ po przemieszczeniu                                                                                                                                  |
| $p_k$                                          | Odległości uzyskane za pomocą czujników laserowych pomiędzy położeniem początkowym i po przemieszczeniu ekranu                                                                              |
| $\hat{p}_k$                                    | Wersory prostych wzdłuż których przebiegają wiązki światła laserów                                                                                                                          |
| $\vec{r}, \vec{r}_a, \vec{r}_b, \vec{r}_{P,P}$ | Wektory kalibracji                                                                                                                                                                          |
| $s(x_{O'}, y_{O'})$                            | Wektor położenia środka platformy $O'$                                                                                                                                                      |
| $u_k$                                          | Odległości punktów przecięć prostych wzdłuż których przebiegają wiązki światła czujników laserowych, z bokami trójkąta od odpowiednich wierzchołków trójkąta ekranu w położeniu początkowym |
| $\hat{u}_k$                                    | Wersory boków trójkątnego ekranu                                                                                                                                                            |
| $\hat{u}'_k$                                   | Wersory boków trójkątnego ekranu w po przemieszczeniu                                                                                                                                       |
| $u'_k$                                         | Odległości punktów przecięć prostych wzdłuż których przebiegają wiązki światła czujników laserowych, z bokami trójkąta od odpowiednich wierzchołków trójkąta ekranu po przemieszczeniu      |
| $w$                                            | Długości boków równobocznego trójkąta ekranu odbijającego wiązki światła lasera                                                                                                             |
| $W$                                            | Praca wydatkowana na odkształcenie pojedynczego przewężenia                                                                                                                                 |
| $\{O, x, y\}$                                  | Nieruchomy, kartezjański układ współrzędnych związany z ramą                                                                                                                                |
| $\{O', x', y'\}$                               | Ruchomy, kartezjański układ współrzędnych, związany z platformą $I_1I_2I_3$                                                                                                                 |

# 1. Wstęp

Rozwój miniaturyzacji powoduje potrzebę tworzenia nowych technologii wytwarzania przedmiotów w skali mikro i nano. Podstawowym narzędziem mikromanipulacji są manipulatory<sup>1</sup> o wysokiej dokładności pozycjonowania. Zwykle urządzenia tego typu współpracują z mikroskopem, pozwalającym na obserwację ich pracy. Podstawowym zadaniem takich manipulatorów jest redukcja makroskopowego ruchu operatora na mikrometryczny ruch efektora.

W wielu konstrukcjach manipulatorów mikroprzemieszczenie jest uzyskiwane przez redukcję ruchu, przy zastosowaniu przekładni ślimakowych, śrubowych lub falowych, gdzie precyzja ruchu osiągana jest przez duże przełożenia przekładni o wysokiej jakości wykonania. W celu uzyskania dużej dokładności ruchu, konwencjonalne manipulatory wymagają w procesie sterowania uwzględnienia luzów, histerezy oraz błędów wykonania.

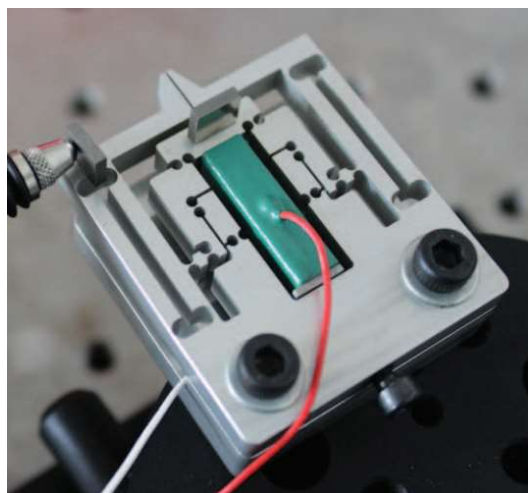


*Rys.1.1. Konwencjonalny manipulator Eppendorf TransferMan 4m [1].*

Alternatywą dla konwencjonalnych konstrukcji jest zastosowanie koncepcji układów, które będzie można wykonać z przeciętną dokładnością, a powstałe w wyniku wykonania i eksploatacji niedokładności są korygowane przez regulację lub kalibrację. Do takich konstrukcji można zaliczyć konstrukcje elastyczne, które znalazły zastosowanie jako manipulatory do prac mikroskopowych. Wycinane z pojedynczego arkusza stalowej blachy, stanowiące jeden element o złożonym zarysie (monolit), są najczęściej spotykanymi konstrukcjami elastycznymi.

---

1) W niniejszej pracy proponuje się używać pojęcie mikromanipulatora dla konstrukcji o mikrometrycznych gabarytach. Natomiast urządzenia o gabarytach makroskopowych, których efektor wykonuje ruch w skali mikroskopowej, to manipulatory realizujące mikroprzemieszczenia.



*Rys.1.2. Przykład elastycznego mechanizmu chwytaka, wyciętego z pojedynczego arkusza blachy, z przewężeniami o profilu półkolistym [2],[3],[4],[5].*

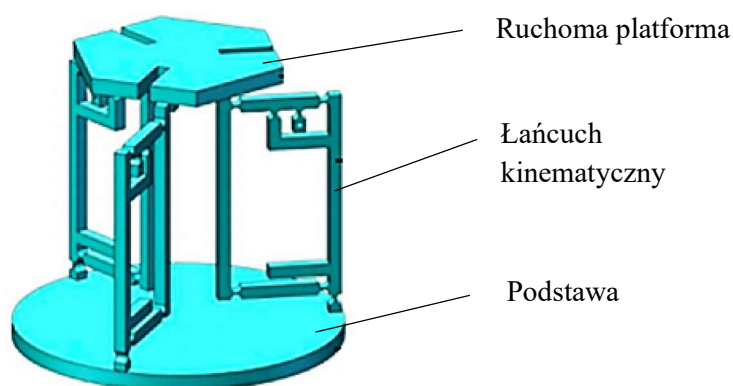
Mechanizmy elastyczne składają się z prętów połączonych przewężeniami o różnych wysokościach i profilach wycięcia, dobieranych zależnie od wymaganego zakresu ruchu kątowego i charakteru naprężeń, jakie będą w nim występować. Cechą przewężeń jest zwiększona odporność materiału na zmęczenie oraz geometryczną powtarzalność deformacji, wynikająca z jego zasady działania, czyli zastąpienia ograniczonego obrotu deformacją w zakresie sprężystym.

Organizmy żywe niejednokrotnie były inspiracją dla inżynierów. Ciekawym przykładem mechanizmu elastycznego są ruchliwe odnóża owadów i pajęczaków. Stawy odnóży znajdują się w miejscach przewężeń chitynowego szkieletu - Rys.1.3. Ruchy odnóży są generowane przez zmiany ciśnienia płynu ustrojowego.



*Rys.1.3. Odnóże pająka funkcjonujące jak mechanizm elastyczny. W miejscach stawu widoczne zwężenie szkieletu chitynowego.*

W konstrukcjach manipulatorów stosuje się struktury równoległe, w których ogniwo wykonawcze – platforma lub efektor, jest ustalane przez równoległe łańcuchy kinematyczne. Struktury równoległe charakteryzuje duża sztywność oraz ograniczone błędy pozycjonowania. Natomiast przestrzeń robocza, w porównaniu do struktur szeregowych, jest ograniczona.



*Rys.1.4. Elastyczny mechanizm platformowy [6],[7].*

Opisane powyżej właściwości mechanizmów elastycznych i platformowych predysponują je do zastosowań w konstrukcjach manipulatorów przeznaczonych do prac mikroskopowych, gdzie precyzyjne przemieszczenia są realizowane w ograniczonym zakresie. Pojawia się więc konieczność zbadania, w warunkach laboratoryjnych, działania mechanizmów elastycznych, ze szczególnym naciskiem na dokładność przemieszczenia. Rozwój technologii mikromanipulacji i pozycjonowania ma zasadnicze znaczenie dla postępu w mikroprodukcji m.in. elementów optycznych mikrokamer, tranzystorów i układów scalonych, elementów półprzewodnikowych [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14], litografii rentgenowskiej, manipulacji komórkami biologicznymi i skaningowej mikroskopii elektronowej. Również w dziedzinie biologii medycyny stosuje się miniaturyzację. Dobrym przykładem jest powszechny dziś proces mikroiniekcji, polegający na wstrzyknięciu, przy pomocy cienkiej kapilary o średnicy 0.5 – 5  $\mu\text{m}$ , różnych materiałów do środka komórki. W trakcie procesu dochodzi do przebicia ściany komórkowej i umieszczeniu materiału DNA w jądrze komórkowym. Do wykonania takiej procedury niezbędny jest manipulator wykonujący przemieszczenia w skali komórki o średnicy 160  $\mu\text{m}$ . Badania takie jak gastroscopia i kolonoskopia stanowią dziś podstawę diagnostyki pacjenta. Miniaturyzacja kamer używanych w tych badaniach, a które wymagają mikromontażu, pozwoli na znaczne zwiększenie komfortu pacjenta. Kolejnymi dziedzinami, gdzie miniaturyzacja jest i będzie coraz bardziej widoczna, są elektronika i mechanika. Zwiększenie możliwości manipulacyjnych i dokładności manipulatorów może poprawić wydajność i obniżyć koszty produkcji w tych dziedzinach. Przykładowo większość prac montażowych w systemach mikroelektromechanicznych musi być wykonywana ręcznie przez wykwalifikowanych operatorów.

## 2. Mechanizmy elastyczne<sup>2</sup>

Mechanizm elastyczny (podatny) przenosi ruch i obciążenia głównie poprzez odkształcenia celowo wyciętych przewężeń. Przewężenia płaskie odpowiadają klasycznym parom obrotowym, a przewężenia osiowo symetryczne odpowiadają parom sferycznym. Największą zaletą mechanizmów elastycznych jest brak luzów i tarcia w wyginanych w trakcie ruchu mechanizmu przewężeniach. Monolityczna struktura nie wymaga smarowania. Zginanie w przewężeniach powoduje pojawianie się momentów oporu, które są zrównoważone momentem lub siłą wymuszającą ruch. Istotną zaletą mechanizmów elastycznych jest prosta konstrukcja i montaż, dzięki temu można liczyć na niskie koszty budowy. Prosta konstrukcja jest również wskazaniem do miniaturyzacji w celu uzyskania mikromanipulatorów.

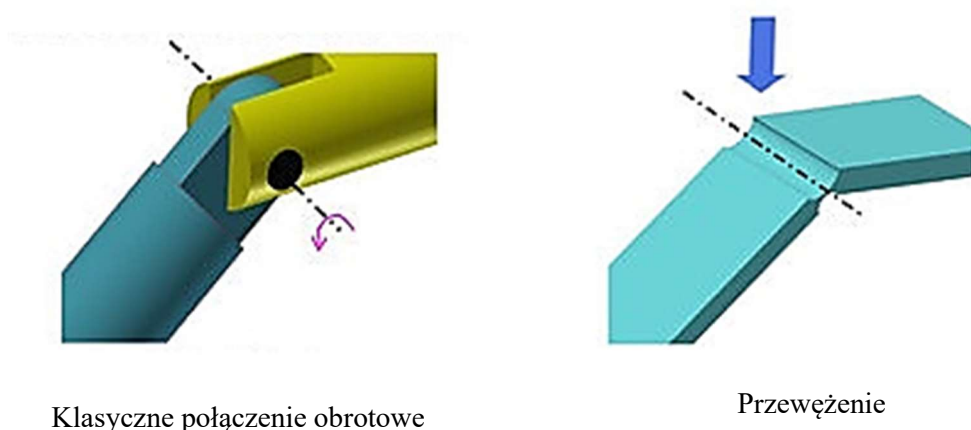
Głównym ograniczeniem mechanizmu elastycznego jest niewielki ruch kątowy w przewężeniach. Wymuszona przez napędy deformacja przewężenia powoduje wzrost naprężeń. Decyzją projektanta jest określenie dopuszczalnych ich wartości, które mogą lub nie, przekroczyć granicę sprężystości materiału. Praca przewężenia w zakresie sprężystym wydłuża eksploatację z punktu widzenia zmęczenia materiału oraz zwiększa geometryczną powtarzalność deformacji. Z wartości granicy sprężystości materiału monolitu, wynika bezpośrednio maksymalna wartość kąta ugięcia, w przewężeniu poniżej którego, pojawiają się tylko naprężenia sprężyste.

Głównym elementem mechanizmu elastycznego jest monolit wycięty z pojedynczego arkusza blachy. Z tego powodu prace montażowe są ograniczone w stosunku do klasycznych konstrukcji. W przypadku jakiegokolwiek łożyska, ryzyko błędu montażowego może wpływać na dokładność ruchu konstrukcji. Ponadto w produkcji urządzeń konwencjonalnych, pracujących w skali mikro, montaż bez wykorzystania kosztownych narzędzi jest praktycznie niemożliwy.

Punktem wyjścia syntezy mechanizmów elastycznych jest przyjęcie struktury klasycznego mechanizmu spełniającego założenia liczby i kierunków stopni swobody ogniwa roboczego, z czego wynika ruchliwość i liczba napędów. Dalej w oparciu o podstawowe założenia zakresu pola roboczego, przełożenia i dokładności ruchu, wyznaczane są wymiary geometryczne mające wpływ na kinematykę mechanizmu. Ostatnim etapem syntezy mechanizmu elastycznego jest, na podstawie badań MES, określenie zarysu monolitu ze szczególnym uwzględnieniem kształtów przewężeń. Ideę zmiany klasycznego mechanizmu na mechanizm elastyczny przedstawiono na Rys.2.1.

---

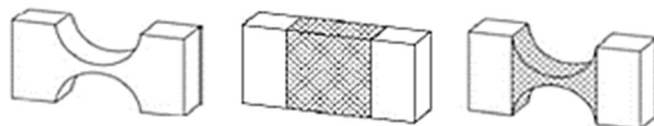
2) W literaturze funkcjonują równoległe określenia mechanizmów elastycznych, podatnych, monolitycznych. W pracy pod pojęciem monolitu rozumie się główną pojedynczą część wyciętą z arkusza blachy.



*Rys.2.1. Klasyczne połączenie obrotowe i jego elastyczny odpowiednik - przewężenie [15],[16],[17].*

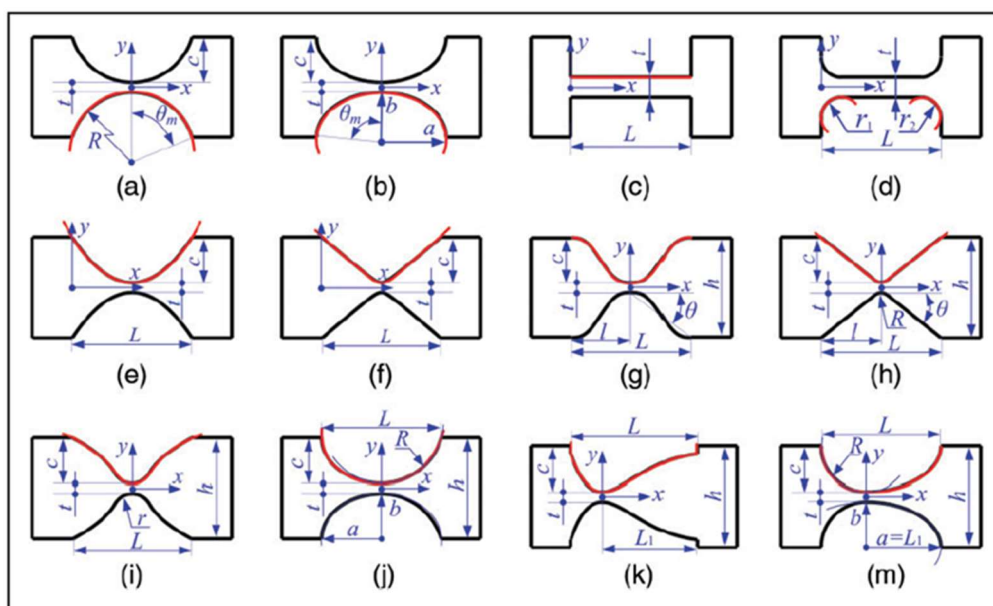
## 2.1. Przewężenia

Konstrukcyjne części mechanizmu elastycznego o zwiększonej podatności na odkształcenia sprężyste traktuje się jako przeguby. Umożliwiają one ruch względny w wyniku odkształcenia, zwykle ograniczonego do lokalnego obszaru. Zwiększenie lokalnej elastyczności można osiągnąć na dwa podstawowe sposoby. Pierwszym z nich jest zmiana geometrii przez zwężenie konstrukcji. Drugim sposobem jest zastosowanie innego materiału w miejscu gdzie pożądane jest zwiększenie elastyczności. Można również połączyć oba sposoby. Przykłady przegubów w mechanizmach elastycznych przedstawiono na Rys.2.2.



*Rys.2.2. Przykłady lokalnego zwiększenia elastyczności mechanizmu – przewężenia utworzone przez zmianę geometrii lub materiału oraz połączenie obu metod [18].*

Najczęściej stosowane przewężenia przedstawiono na Rys.2.3, z których najszersze zastosowanie mają przewężenia półkolisty symetryczne, ze względu na prostotę i łatwość wykonania.



Rys.2.3. Profile przegubów elastycznych a) półkolisty, b) eliptyczny, c) prostopadły, d) prostopadły z wygładzonymi krawędziami, e) paraboliczny, f) w kształcie litery V, g) paraboliczny wygładzony, h) w kształcie litery V wydłużony, i) paraboliczny wygładzony wydłużony, j) eliptyczny wydłużony, k) łączony lub hybrydowy, m) łączony paraboliczno-eliptyczny [19].

Najważniejszymi parametrami opisującymi przewężenie są jego szerokość oraz wysokość [20],[21],[22]. Generalna zasada mówi o odwrotnie proporcjonalnej zależności między szerokością oraz proporcjonalnej zależności między długością przewężenia, a jego maksymalnym zakresem ruchu kąтового. Odształcone przewężenie wytwarza moment przywracający łączone nim ogniwa do położenia wyjściowego. Ugięcie kątowe jest ograniczone przez właściwości materiałowe, czyli przyjęte maksymalne naprężenia, najczęściej nie przekraczające granicznej wartości odkształcenia sprężystego. Środek obrotu każdego przewężenia zmienia swoje położenie w trakcie ruchu i jest zależny od parametrów geometrycznych i obciążenia. Fakt ten uniemożliwia założenie dokładnego obrotu względnego w trakcie procesu projektowania. Prowadzi to do różnic przemieszczeń ogniwa mechanizmu w porównaniu z klasycznym modelem. W zastosowaniach precyzyjnych nie mogą one zostać uznane za nieistotne. Mimo to, istnieje niewiele wytycznych dotyczących sposobu projektowania mechanizmów elastycznych. Wąski jest również zasób wiedzy teoretycznej oraz narzędzi projektowych w zakresie doboru przewężeń. Dokładne przewidywanie złożonego ruchu, w wyniku deformacji oraz rozkładu naprężeń w przewężeniu, jest trudne do przeprowadzenia bez analizy MES [23],[24],[25].

Klasyczne pary obrotowe spełniają swoje funkcje, jednak wiąże się to z niepożądanymi efektami, takimi jak tarcie i luz, pojawiające się na styku powierzchni współpracujących. Przewężenia elastyczne pozwalają na realizowanie precyzyjnego ruchu, ponieważ

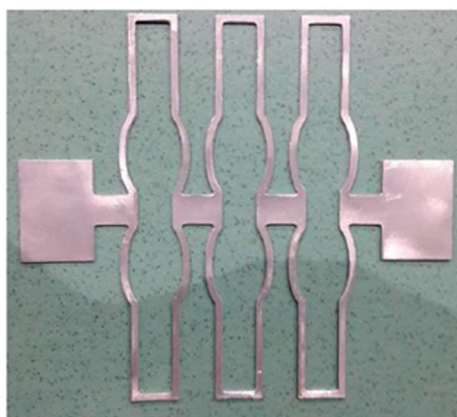
premieszczenie w przewężeniach zachodzi na poziomie molekularnym, a więc zjawisko tarcia i luzu jest całkowicie wyeliminowane. Przykładowo, w klasycznych łożyskach dokładność ruchu poniżej jednego mikrona jest trudna do osiągnięcia [26],[27],[28].

W pracy [29],[30] wykazano, że im węższe jest przewężenie tym większy można zrealizować kąt przegięcia przy naprężeniach sprężystych. Z drugiej strony zbyt wąskie przewężenia zwiększają ryzyko wyboczenia lub odkształcenia, wywołanego prostopadłym obciążeniem do płaszczyzny monolitu. Zwiększenie zakresu ruchu kąтового można uzyskać konstrukcyjnie poprzez szeregowo ustawienie przewężeń, powodując, że kąty przegięcia każdego przewężenia sumują się, zwiększając zakres ruchu kąтового. Innym sposobem na zwiększenie kąta ugięcia, w zakresie sprężystym w przewężeniu, jest zastosowanie złożonego kształtu, tak jak pokazano na Rys.2.4.



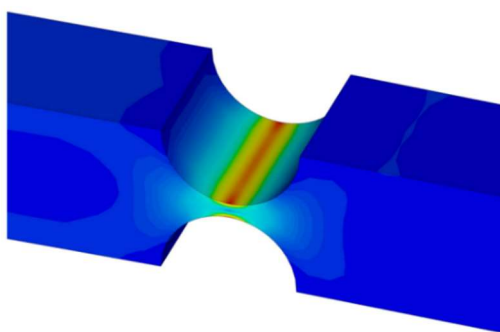
*Rys.2.4. Przykład złożonego kształtu przewężenia zwiększającego kąt ugięcia (materiał własny).*

W celu uzyskania przewężenia, które będzie charakteryzowało się dużym zakresem ruchu kąтового, stosuje się przewężenia typu TLET, wyglądem przypominające sprężynę – przedstawiono na Rys.2.5. Działa ono jednak na podobnej zasadzie, jak standardowe elastyczne przewężenie [31]. Pozwala ono uzyskać zwiększony zakres ruchu kąтового, ale kosztem znacznego zwiększenia gabarytów.



*Rys.2.5. Niestandardowy przegub elastyczny typu TLET [31].*

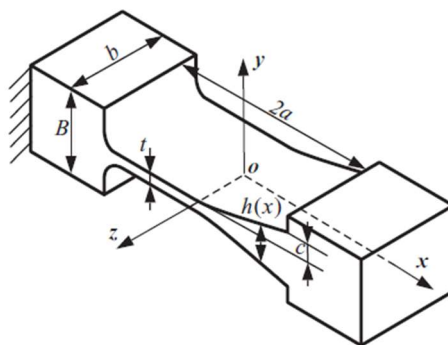
Przy projektowaniu elastycznego przegubu kluczowe są naprężenia pojawiające się w trakcie odkształceń. Przewężenie będzie pracować poprawnie i przewidywalnie tylko w zakresie sprężystym materiału. Profil przewężenia musi dążyć do maksymalnego ujednolicenia naprężeń. Należy wykluczyć miejsca, w których może powstać efekt karbu i koncentracja naprężeń. Dlatego najbardziej uniwersalne profile przewężeń posiadają płynne przejścia. Celem wyeliminowania efektu karbu, zarys przewężenia jest połączony ze sztywną częścią monolitu za pomocą przejściowego kształtu kołowego [32],[33],[34],[35],[36],[37] lub eliptycznego [38],[39],[40],[41],[42].



Rys.2.6. Rozkład naprężeń dla przewężenia o profilu okrągłym dla zginania [43],[44],[45].

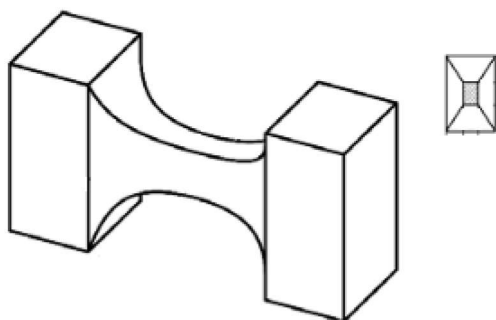
Najczęściej kształty zarysów przewężeń są symetryczne względem osi podłużnej belki. Często wybieranymi są profile półkolisty, eliptyczny, prostokątny, prostokątny z zaokrąglonymi krawędziami, w kształcie litery V czy X. [46]. Przewężenie prostokątne charakteryzuje się najmniejszym zakresem rotacji i precyzją działania, ale może przenosić największe obciążenia. Największymi zakresami ruchu charakteryzują się przewężenia oparte na profilu półkolistym z wydłużonymi częściami skrajnymi.

Aby doprowadzić do maksymalnego wyrównania naprężeń można zastosować przewężenia nazywane hybrydowymi, które nie są symetryczne względem osi poprzecznej belki, na której przewężenie jest zlokalizowane, tak jak pokazano na Rys.2.7.



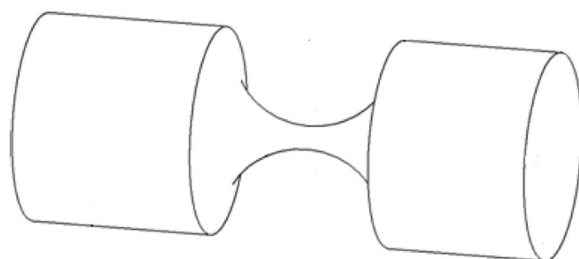
Rys.2.7. Przykład przewężenia niesymetrycznego względem osi belki [47],[48],[49].

Oprócz klasycznych przewężeń pryzmatycznych wyciętych z płaskiego arkusza blachy, spotyka się przewężenia przestrzenne [47],[48],[49]. Tego typu przewężenie projektuje się dla deformacji kątowej w dwóch kierunkach.



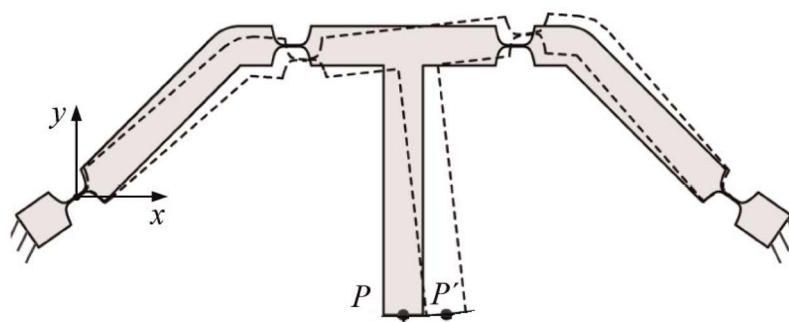
*Rys.2.8. Przykład dwukierunkowego przewężenia przestrzennego, o przekroju prostokątnym [50].*

Innym przykładem przewężenia przestrzennego jest przewężenie osiowo symetryczne przedstawione na Rys.2.9. Taki kształt przewężenia wykorzystywany jest do ograniczonych przemieszczeń kątowych wokół trzech prostopadłych kierunków, czyli może być odpowiednikiem przegubu kulistego.



*Rys.2.9. Przewężenie osiowo-symetryczne zastępujące parę kulistą [51],[52].*

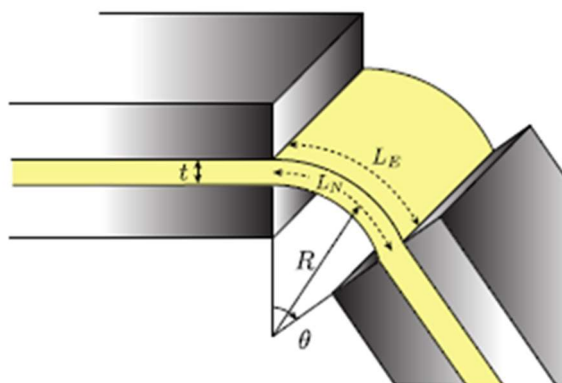
W mechanizmach elastycznych można uzyskać realizacje przemieszczenia w przybliżeniu liniowe. Najprostszym rozwiązaniem jest wykorzystanie akceptowalnie małego łuku koła, który stanowi w przybliżeniu odcinek. Uzyskanie efektu ruchu przesuwne jest możliwe przez zastosowanie monolitów nawiązujących do mechanizmów równoległowodowych, albo użycie przedstawionego na Rys.2.10 mechanizmu Robertsa. Wiąże się to jednak z komplikacją struktury urządzenia.



*Rys.2.10. Przykład zastosowania mechanizmu Roberta w konstrukcji elastycznej, punkt  $P$  porusza się torem zbliżonym do prostej [53],[54],[55].*

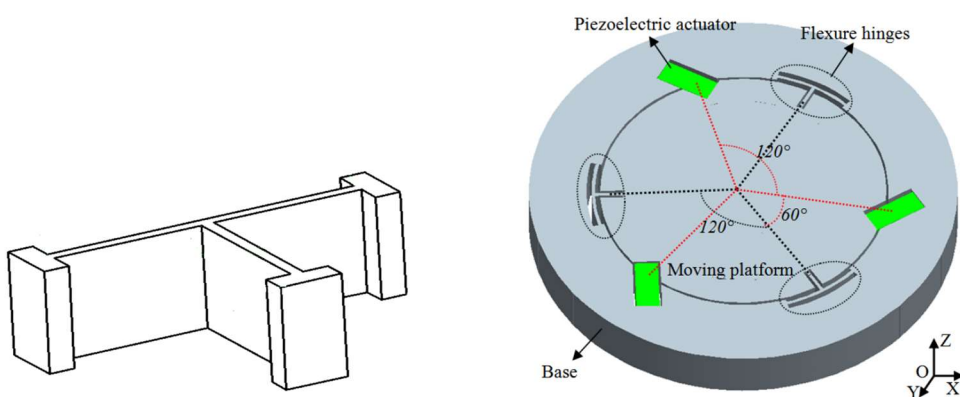
Podstawowym warunkiem poprawnego działania przewężenia jest zachowanie właściwości sprężystych materiału. Przejście w zakres plastyczny może uszkodzić przewężenie, jak i cały monolit. Rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie wkładek spełniających rolę przewężenia [56],[57], wtedy można zróżnicować materiał, z którego wykonany jest monolit, od materiału na przewężenie.

W przypadku napędów piezoelektrycznych, dla monolitu jest zalecany materiał nie przewodzący prądu elektrycznego. Zastosowanie wkładek jako przewężenia umożliwia wykonanie monolitu z tworzywa sztucznego. Ponadto, wkładki pozwalają na dobór materiału o właściwościach jakie są wymagane dla zakresu ruchu kątownego danego przewężenia. Prowadzi to do odwrócenia metodyki projektowanej, stosowanej w przypadku standardowego przewężenia. Zamiast dobierać wysokość przewężenia w oparciu o właściwości materiału i warunki pracy, można ustalić stałą wysokość przewężenia i dobierać odpowiedni materiał dla przewidywanych warunków pracy. Rozwiązanie to nie jest jednak pozbawione wad. Rezygnuje się z najważniejszej zalety konstrukcji elastycznych, czyli braku tarcia i braku luzów, gdyż konstrukcja nie jest już pojedynczym płaskim arkuszem blachy. Kłopotliwe jest wykonanie szczeliny na wkładkę w odpowiedniej tolerancji wymiarowej, jak i sam montaż wkładki, bez jej uplastycznienia. Problemатyczny jest również rozkład naprężeń. W takim rozwiązaniu obecne będą liczne ostre kąty, co prowadzi do koncentracji naprężeń.



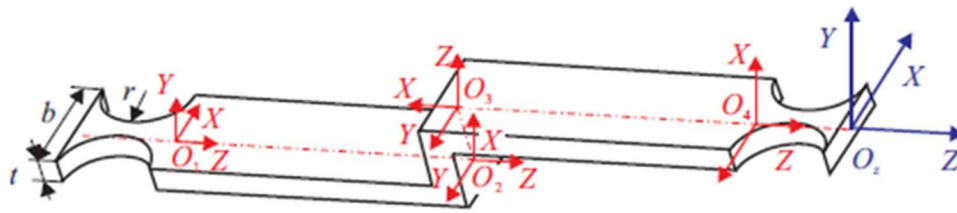
Rys.2.11. Wkładka pełniąca rolę elastycznego przegubu [56],[57].

Istotną zaletą płaskich przewężeń elastycznych jest łatwość wykonania dowolnego przewężenia, co pozwala na dobór właściwości przewężenia. Przykładem jest zastosowanie przewężeń w kształcie litery T dla manipulacji okrągłą platformą, co pozwala na zaoszczędzenie miejsca na platformie, a połączenie tego przewężenia z okrągłym kształtem platformy, pozwala na zwiększenie możliwości ruchu kątownego platformy [58].



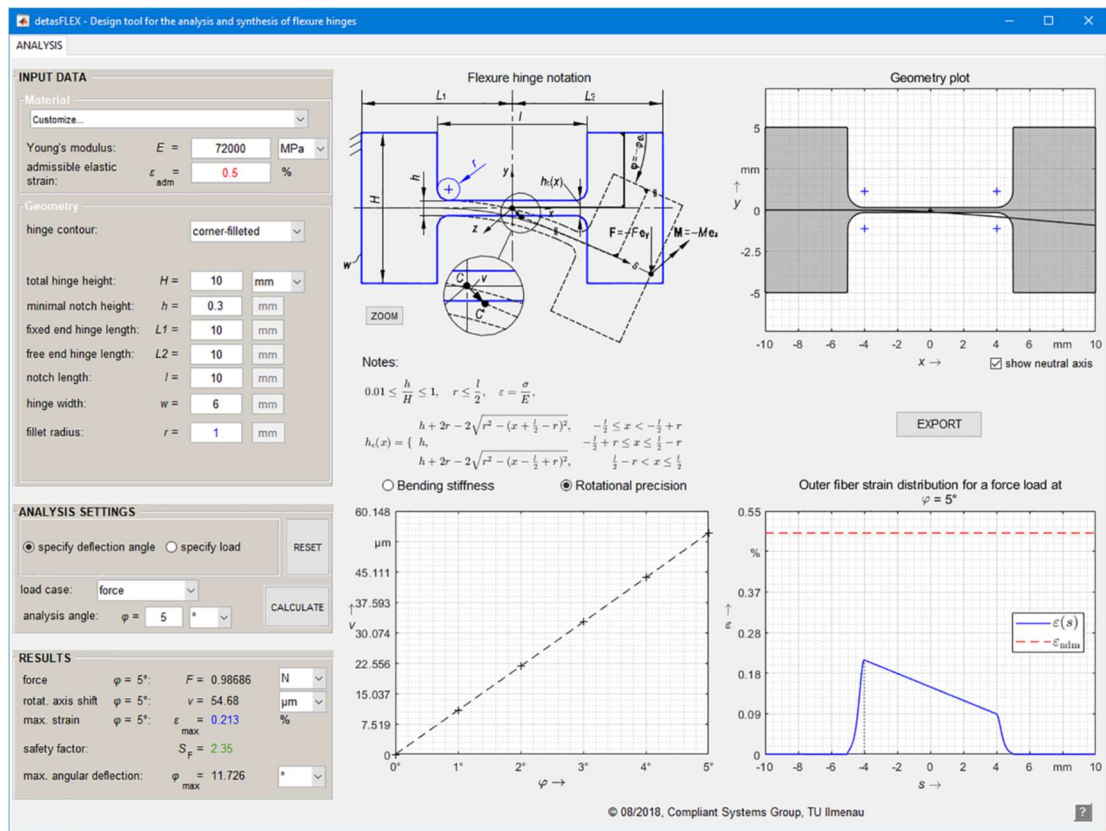
Rys.2.12. Przewężenie w kształcie litery T [58].

Przewężenia można również łączyć w łańcuchy [59],[60],[61]. Jednym z zastosowań takiego rozwiązania jest zastosowanie przewężenia dwukierunkowego dla mechanizmu platformowego poruszającego się w trzech lub więcej stopniach swobody. Jednak sposób wytwarzania przewężenia komplikuje się. Konieczna jest obróbka w trzech kierunkach, co uniemożliwia zastosowanie tradycyjnych metod wycinania z arkusza blachy. Pojawia się również problem w postaci doboru systemu sterowania.



Rys.2.13. Przykład łańcucha przewężeń. Dla ruchu w płaszczyźnie XZ zastosowano przewężenia symetryczne półkoliste [59],[60],[61].

Alternatywą skomplikowanej analizy MES, pozwalającej dobrać przewężenie, jest program detasFlex [62],[63], służący do analizy nieliniowej ugięć przewężenia. Określając podstawowe wymiary przewężenia można poznać jego maksymalny zakres działania, jak i naprężenia, jakie występują w materiale w trakcie deformacji przewężenia. Rys.2.14 przedstawia ekran danych i wyników dla wybranego przewężenia.

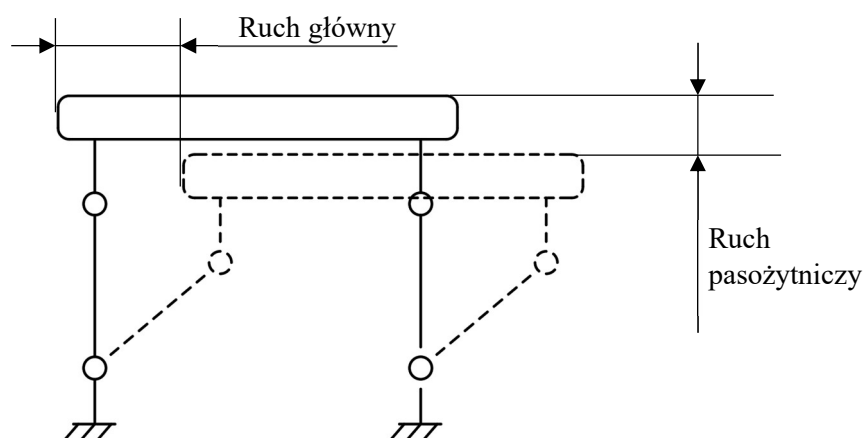


Rys.2.14. Zrzut ekranu z programu detasFlex, służącego do symulacji odkształceń i naprężeń przewężeń elastycznych [62],[63].

Przegląd rozwiązań przewężeń elastycznych pokazuje, że dobór profilu oraz gabarytów przewężenia powinien być wsparty analizą MES. Najczęściej spotykane w literaturze

przewężeń, czyli półkoliste i prostokątne o odpowiednio dobranych wysokościach, sprawdzają się w większości sytuacji.

Mechanizmy elastyczne najczęściej budowane są tam, gdzie jest bardzo ważna dokładność ruchu. Zjawiskiem ubocznym pracy mechanizmu elastycznego są ruchy pasożytnicze, w praktyce występujące w każdym rodzaju przewężeń. Przykład przemieszczenia pasożytniczego przedstawiono na Rys.2.15, gdzie główne przemieszczenie w kierunku poziomym platformy powoduje niepożądane przemieszczenie pasożytnicze – zmianę jej wysokości.



Rys.2.15. Przykład ruchu pasożytniczego – zmiana wysokości platformy.

Dobór odpowiedniej geometrii przewężenia pozwala jedynie zredukować przemieszczenia pasożytnicze do odpowiedniego poziomu dla pożądanej dokładności ruchu. Pasożytnicze przemieszczenia mogą zmniejszać precyzję mechanizmów elastycznych, ponieważ trudno je skompensować. Mechanizm może mieć wiele pasożytniczych przemieszczeń jednocześnie [64]. Przemieszczenie pasożytnicze jest powtarzalne i można je redukować, dobierając empirycznie profil przewężenia lub przez odpowiednie ustawienie ogniw mechanizmu oraz sterowanie napędami.

## 2.2. Technologie wytwarzania monolitów

Monolit stanowiący podstawową część mechanizmu elastycznego, wykonujący ruch w płaszczyźnie, jest wycinany z jednego arkusza blachy. Całość dopełniają napędy, układ sterowania i inne drobne elementy. Ze względu na skomplikowaną geometrię i na konieczność zachowania wysokiej dokładności wycinania elastycznych przewężeń, bardzo ważny jest dobór odpowiedniej metody cięcia.

Metoda cięcia powinna w najlepszym stopniu spełniać:

- Wykonanie zaplanowanego zarysu przewężeń elastycznych,
- Zachowanie zgodności położenia środków przewężeń, zgodnie ze schematem kinematycznym,
- W trakcie cięcia nie powinno dojść do mechanicznego uszkodzenia przewężenia oraz do zmiany struktury materiału, na przykład w wyniku wzrostu temperatury.

Na wstępie rozpatrzono procesy cięcia wodnego, laserowego, plazmowego, elektroerozyjnego i frezowania.

Tab.2.1. Porównanie charakterystyk technologii cięcia wodnego, laserowego, plazmowego, elektroerozyjnego i frezowania.

| Cecha technologiczna                       | Wodne         | Laserowe                          | Plazmowe       | Cięcie elektroerozyjne drutem | Frezowanie    |
|--------------------------------------------|---------------|-----------------------------------|----------------|-------------------------------|---------------|
| Prędkość cięcia                            | Średnia       | Szybka                            | Szybka         | Wolna                         | Średnia       |
| Grubość materiału nadającego się do cięcia | Dowolna       | Niska i średnia                   | Średnia i duża | Dowolna                       | Dowolna       |
| Dokładność wycinania                       | Wysoka        | Średnia dla blach o $g > 10$ [mm] | Niska          | Wysoka                        | Średnia       |
| Utworzenie materiału                       | Nie występuje | Średnie                           | Wysokie        | Nie występuje                 | Średnie       |
| Deformacja materiału                       | Nie występuje | Niska                             | Wysoka         | Nie występuje                 | Średnia       |
| Trudność programowania                     | Niska         | Średnia                           | Średnia        | Średnia                       | Wysoka        |
| Rozproszenie strumienia tnącego            | Średnie       | Niskie                            | Nie występuje  | Nie występuje                 | Nie występuje |
| Odporność na nieciągłość materiału         | Wysoka        | Średnia                           | Niska          | Wysoka                        | Wysoka        |
| Koszt cięcia                               | Wysoki        | Średni                            | Niski          | Bardzo Wysoki                 | Średni        |
| Obszar pola roboczego                      | Średni        | Dowolny                           | Dowolny        | Niski                         | Dowolny       |

Dużą wadą wycinania plazmowego jest zmiana w strukturze materiału zachodząca w trakcie procesu [65]. Wysoka temperatura prowadzi do utwardzenia brzegu ciętego materiału i zmiany granicy sprężystości. Może to mieć niekorzystny wpływ na działanie mechanizmu elastycznego. Również dokładność wycinania plazmowego jest zbyt niska i zbyt niepowtarzalna w wytwarzaniu monolitu.

Własności metod wycinania wodnego i laserem są porównywalne. Z jednej strony dokładność wycinania obiema metodami jest podobna, z drugiej strony proces cięcia wodą wymaga mniejszego nakładu umiejętności operatora. Dokładność wykonania w obu metodach jest podobna. Brak ryzyka zmiany struktury materiału przez wzrost temperatury, brak efektu „przytopienia” krawędzi i przy założeniu, że ścierniwo jest regularnie wymieniane, sprawia, że preferowaną metodą jest wycinanie wysokoenergetycznym strumieniem wodnym [66].

Wśród metod obróbki skrawaniem na uwagę zasługuje frezowanie, które można wykorzystać do wycinania prawie dowolnego zarysu przewężeń monolitu. Istotnym ograniczeniem frezowania jest dolna granica promienia krzywizny wycinanego zarysu, wynikająca ze średnicy freza.

Metoda wycinania elektroerozyjnego drutem ma sporo wad. Znaczącym ograniczeniem jest obszar pola roboczego, w większości obrabiarek niewielki. Może to wiązać się z koniecznością kilku zamocowań w procesie technologicznym, znacząco obniżającą dokładność. Ponadto, konieczność wiercenia otworu do przepuszczenia drutu stwarza problemy z bazowaniem początkowym [67],[68] i może spowodować pojawienie się istotnych stałych błędów.

Celowym wydaje się łączenie metod wytwarzania dla minimalizacji kosztów, przy zrealizowaniu projektowanych własności monolitu. W zarysie monolitu można wskazać miejsca gdzie wymóg dokładności jest niski (zarysy dźwigni, baza) oraz miejsca o koniecznej wysokiej dokładności wykonania (zarysy przewężeń). Jednak łączenie różnych metod cięcia wymaga rozwiązania problemu spadku dokładności wykonania, wynikającego z przestawienia bazowania [69].

Obiecującym kierunkiem rozwoju w wytwarzaniu mechanizmów elastycznych jest druk 3D. W skali makro, technologia druku 3D jest znana i szeroko stosowana nie tylko do prototypowania, ale również w produkcji seryjnej komponentów, ze względu na jej wszechstronność. Obecnie rozwój technologii druku 3D pozwala na osiągnięcie wymaganej dokładności mikrometrycznej. Ponadto, korzystna jest możliwość wytworzenia dowolnych skomplikowanych kształtów, takich jak przewężenia przestrzenne, bez konieczności użycia maszyn wieloosiowych, jak w przypadku obróbki skrawaniem oraz szerokie pole doboru materiału, od tworzyw sztucznych, po materiały metalowe i gumy, jak i materiały trudne w obróbce skrawaniem, takie jak tytan [70],[71],[72].

Z wielu rodzajów wytwarzania przyrostowego, do wykonania urządzeń w mikroskali, godna uwagi jest polimeryzacja dwufotonowa o rozdzielczości poniżej 1  $\mu\text{m}$  we wszystkich kierunkach w przestrzeni [73]. Problematyczne jest pole robocze. W przypadku większości maszyn nie przekracza ono 1  $\text{mm}^2$ . Standardowe techniki, takie jak FDM oraz SLA w przypadku zastosowania tworzyw sztucznych oraz druk 3D z proszku spiekanego w przypadku materiałów metalowych, nie pozwalają na osiągnięcie tak wysokiej dokładności. Poprawne zaprojektowanie monolitu w połączeniu z dobrze dobranym materiałem, może pozwolić na wykonanie działającego mechanizmu elastycznego przy użyciu wymienionych metod.

Technologia elektrolitografii, powszechnie stosowana w produkcji komponentów elektronicznych i układów scalonych na podłożach półprzewodnikowych, może być zastosowana w produkcji mikromanipulatorów elastycznych MEMS [74]. Przebieg procesu jest zbliżony do konwencjonalnej litografii, ale zamiast wiązki fotonów, używa się wiązki elektronów, której nadaje się kierunek przez oddziaływanie pola magnetycznego lub elektrycznego. Energia wiązki elektronów wynosi ok. 20keV [75]. Elektrony bombardują materiał rodzimy, co prowadzi do precyzyjnego usunięcia wierzchniej warstwy. Ze względu na możliwość precyzyjnego sterowania wiązką elektronów, nie jest konieczne stosowanie masek, jak w przypadku litografii, natomiast kluczowe jest precyzyjne pozycjonowanie przedmiotu obrabianego, na przykład przy użyciu interferometrów laserowych. Główną zaletą tej techniki wytwarzania jest bardzo wysoka dokładność sięgająca 0,1  $\text{nm}$ . Podobnie jak w przypadku polimeryzacji dwufotonowej, pole robocze jest niewielkie, zwykle nie przekraczające 1  $\text{mm}^2$ . Dodatkowe ograniczenia to rozproszenie wiązki elektronów, którego zakres zależy od gatunku materiału rodzimego i kąta naświetlania. Bardziej powszechną metodą wytwarzania w skali mikro jest wciąż konwencjonalna litografia, głównie ze względu na wyższą prędkość.

Nową i potencjalnie przydatną metodą w tworzeniu mechanizmów elastycznych jest działło galowe (FIB - focused ion beam). Metoda ta ma pewne powiązania z opisanymi wyżej metodami elektrolitografii oraz polimeryzacji dwufotonowej. W przypadku FIB, jako medium usuwające fragmenty materiału rodzimego, wykorzystuje się wiązkę skupionych i przyspieszonych jonów galu. W zależności od energii wiązki jonów, można wykorzystać FIB w sposób analogiczny jak mikroskopię SEM (niska energia wiązki) oraz jako metoda obróbki (wysoka energia wiązki).

Należy zaznaczyć, że obecnie FIB w ujęciu obróbczym jest najczęściej stosowany do dokładnego wygładzania powierzchni próbek lub jej przygotowania, na przykład przez odsłonięcie przełomu czy wykonanie karbu. Stosowanie FIB jako klasycznej metody obróbki ubytkowej wymaga dalszego rozwoju metody oraz badań [76].

## 2.3. Napędy stosowane w konstrukcjach mechanizmów elastycznych

Dobór napędu w mechanizmach elastycznych uwzględnia precyzję pozycjonowania, wartość błędu histerezy oraz zdolność integracji układu sterowania z zamkniętą pętlą sprzężenia zwrotnego. Z tych względów tylko niektóre typy napędów, powszechnie stosowanych w różnych gałęziach techniki, są spotykane w konstrukcjach mechanizmów elastycznych. Wymagania dotyczące prędkości, przyspieszenia oraz zakresu ruchu są nieznaczące.

### 2.3.1. Napędy piezoelektryczne

Najczęściej w mechanizmach elastycznych jako źródło ruchu stosuje się napędy piezoelektryczne. Siłowniki piezoelektryczne, nazywane czasem stosami, zbudowane są z kryształów zmieniających wymiar liniowy pod wpływem przyłożonego napięcia. Odkształcenie powstaje na skutek rozsunienia jonów pod wpływem sił elektrostatycznych i jest proporcjonalne do przyłożonego napięcia. Poprzez precyzyjną regulację napięciową siłownik zmienia swoje wymiary generując ruch. Zjawisko to jest powszechnie wykorzystywane między innymi w przetwornikach akustycznych i wtryskiwaczach do silników samochodowych [77],[78],[79],[80]. Napędy piezoelektryczne są wykorzystywane również w lotnictwie jako siłowniki w pompach i układach hydraulicznych, mikroskopii sił atomowych (AFM), obróbce precyzyjnej oraz w mikromanipulacji [81].

Siłowniki piezoelektryczne wymagają specjalnych warunków pracy. Aby stworzyć wystarczającą siłę i przemieszczenie, wymagane jest użycie napędów wysokonapięciowych zasilanych napięciem 150-300 [V]. Konstrukcje elastyczne wykonane są zwyczajowo z metalu i w przypadku bezpośredniego kontaktu napędu i monolitu może dojść nawet do zagrożenia zdrowia operatora poprzez porażenie. Aby konstrukcja była bezpieczna dla użytkownika występuje konieczność dokładnej izolacji napędu od monolitu. Tylko ułamek wejściowej energii elektrycznej jest przekształcany w pracę mechaniczną przez materiał piezoelektryczny. Trzeba również wziąć pod uwagę zjawisko relaksacji dielektrycznej, czyli chwilowego zmniejszenia stałej dielektrycznej materiału, która zwiększa się w przypadku stosowania materiału piezoelektrycznego jako siłownika, co prowadzi do zwiększenia się histerezy. Siłowniki piezoelektryczne wykazują błąd histerezy oraz pełzanie. Złożoność działania tego rodzaju napędu wymusza na konstruktorze stosowanie dedykowanego przez producenta algorytmu sterującego ze sprzężeniem zwrotnym, z niewielką możliwością dodatkowej ingerencji. Mały zakres ruchu, rzędu kilkunastu mikronów, wymusza zastosowanie multiplikatorów, co powoduje zwiększenie

wpływu błędu histerezy. Napęd piezoelektryczny wymaga również wstępnego nacisku, co komplikuje układ mocowania napędu.

Pomimo wspomnianych problemów, napęd piezoelektryczny jest jedynym, który może osiągnąć nanometryczną rozdzielczość.

### 2.3.2. Napędy termiczne

Siłowniki termiczne [82] również znalazły zastosowanie w generowaniu mikroprzemieszczeń. W tym przypadku ruch liniowy powstaje w wyniku rozszerzania zwężania, znajdującego się w nich termoczułego elementu, zamkniętego w obudowie z materiału o wysokiej przewodności cieplnej. Odształcenie termoczułego elementu wewnątrz siłownika powoduje ruch liniowy tłoka. Termoczuły element ogrzewany jest elektryczną grzałką z termistorem wykorzystywanym jako czujnik do sprzężenia zwrotnego.

Siłowniki termiczne to napędy o wysokim stosunku mocy do wielkości i masy. Działają w powietrzu, próżni, mediach pyłących i płynnych. Napędy te działają przy stosunkowo niskich napięciach sterujących od 0,5 do 5,0 [V], a mogą generować duże siły (od 20 do 350 [N]) i przemieszczenia (od 1 do 10 [mm]). Nie wymagają okresowej kalibracji i zapewniają bezpieczną, niezawodną pracę w niebezpiecznych i ekstremalnych warunkach. Główną wadą siłowników termicznych jest histereza i opóźnienie między ruchem tłoka przy wzroście temperatury, w porównaniu z ruchem tłoka przy spadku temperatury, co obniża możliwości dynamiczne. Siłownik termiczny wymaga dokładnej izolacji od otoczenia. W innym przypadku dokładność ruchu może być zaburzona. Siłowniki termiczne można spotkać w takich urządzeniach jak termostaty czy termoczułe zawory.

### 2.3.3. Napędy elektromagnetyczne

Zasada działania siłowników elektromagnetycznych opiera się na sile oddziaływania magnetycznego między magnesem trwałym, a polem elektromagnetycznym generowanym w materiale przewodzącym. Urządzenia te dzielą się na dwie kategorie; solenoidy i liniowe silniki elektromagnetyczne, z których obie działają zgodnie z tą samą zasadą, ale znacznie różnią się konstrukcją. Podstawowy siłownik elektromagnetyczny składa się z elastycznej membrany, cewki elektromagnetycznej, komory magnetycznej lub przekładki i magnesu trwałego.

Siłowniki elektromagnetyczne znajdują zastosowanie w mikropompach, mikroprzełącznikach oraz mechanizmach MEMS. Mimo postępującej miniaturyzacji, napędy elektromagnetyczne nie osiągają tak niewielkich wymiarów, jak inne napędy opisane w pracy. Do ich zalet należą wysoka trwałość, bezpieczeństwo użytkowania oraz brak emitowania hałasu [83].

### 2.3.4. Napędy akustyczne

Rzadko stosowane, ale interesujące są siłowniki akustyczne [84]. Umożliwiają one bezkontaktowe oddziaływanie, gdzie do oddziaływania wykorzystuje się fale dźwiękowe. Sterowanie charakterystyką ruchu napędu odbywa się przez zmiany amplitudy fali dźwiękowej. Są one kosztowne i w porównaniu z innymi wymienionymi napędami generują niskie siły. Dlatego najczęściej stosowane są w mikrochwytkach i mikropęsetach, gdzie siła ścisku szczęk chwytaka nie może być duża, bo może to grozić zniszczeniem chwytanego obiektu.

### 2.3.5. Napędy elektrostatyczne

Siłowniki elektrostatyczne wykorzystują przyciągającą lub odpychającą siłę Coulomba między naładowanymi elektrycznie ciałami. Napęd ten jest obecnie najczęściej stosowany w mikrosiłownikach systemów elektromechanicznych o gabarytach rzędu mikronów, ze względu na swoją mechaniczną prostotę. Siłownik składa się z pary elektrod, umieszczonych w niewielkiej odległości. Po przyłożeniu do elektrod różnych ładunków, wytwarzane jest między nimi pole elektromagnetyczne, powodujące ruch jednej z elektrod. Napędy elektrostatyczne charakteryzują się szybką reakcją, niskim poborem mocy i prostotą konstrukcji. Do ograniczeń można zaliczyć wysoką wrażliwość na zmiany odległości pomiędzy elektrodami. W przypadku mechanizmów elastycznych, precyzyjne utrzymanie stałej odległości może być trudne.

### 2.3.6. SMA – Stopy z pamięcią kształtu

Stopy z pamięcią kształtu (SMA) mogą być zastosowane jako napędy w mechanizmach elastycznych. Ich zasada działania jest podobna do siłowników termicznych. Stopy z pamięcią kształtu (SMA) to klasa materiałów, które po odkształceniu się w niższej temperaturze, mogą powtarzalnie odzyskać swój kształt po podgrzaniu powyżej określonej temperatury. Ich zaletami jest przede wszystkim niska histereza, niska masa oraz możliwość wykonywania złożonych ruchów. Z tych powodów stają się coraz częściej wykorzystywane w mechanice, robotyce, biomechanice oraz systemach MEMS. Najczęściej stosowanym materiałem z pamięcią kształtu jest nitinol – stop niklu i tytanu. Obecnie prowadzone są badania nad zastosowaniem kompozytów polimerowych, co może pozwolić na dodatkową redukcję masy. Jako element ruchomy w siłownikach SMA stosuje się zwykle druty, pręty lub sprężyny. Niska komercjalizacja siłowników SMA powoduje, że koszt ich wytworzenia jest wysoki [85],[86].

### 2.3.7. Napędy krokowe

Alternatywą dla wyżej wymienionych systemów napędowych mogą być popularne silniki krokowe [87]. Są to silniki elektryczne zasilane prądem impulsowym. Powoduje to obracanie się wirnika za każdym razem o ściśle określony kąt. Dzięki temu zakres i prędkość ruchu jest ściśle

zależny od liczby impulsów, co znacząco ułatwia kontrolę, a co za tym idzie dokładność. Kąt obrotu wirnika silnika krokowego pod wpływem jednego impulsu może mieć zakres od ułamka stopnia do kilkudziesięciu stopni. Kąt ten może być dodatkowo pomniejszany przy użyciu dedykowanych sterowników. Silniki krokowe stosowane są szeroko w automatyce i robotyce oraz w maszynach CNC, ze względu na wysoką precyzję oraz szybkość.

Dodatkowymi atutami silników krokowych jest brak kumulacji błędów, ze względu na sterowanie impulsowe, możliwość łatwego zastosowania sprzężenia zwrotnego oraz praca z pełnym momentem w spoczynku. Na korzyść silników przemawia również cena. Są zdecydowanie najtańsze ze wszystkich wyżej wymienionych napędów. Silniki krokowe charakteryzują się wysokim poborem prądu i emisją ciepła. Przy niewłaściwie dobranych sterownikach może dojść do niekorzystnego zjawiska - tak zwanego gubienia kroków, czyli sytuacji, w której wykonają się dwa kroki jednocześnie zamiast jednego, co powoduje utratę dokładności. Zastosowanie silnika krokowego jako źródła napędu wymaga zamiany ruchu obrotowego na liniowy, przy użyciu dodatkowego układu w mechanizmie elastycznym.

## 2.4. Podsumowanie

Obecny poziom rozwoju technologii mechanizmów elastycznych, precyzyjnych napędów i ich sterowania, umożliwia konstruowanie i wytworzenie precyzyjnych pozycjonerów, chwytaków i manipulatorów działających w skali mikro i nano.

Na podstawie analizy literatury zaprojektowano płaski platformowy mechanizm elastyczny z kołowymi przewężeniami. Monolit mechanizmu będzie utworzony z stalowej blachy poprzez cięcie wodne. Jako napędy posłużą silniki krokowe.

### 3. Teza i zakres pracy

Teza pracy:

Można zbudować mechanizm elastyczny i jego sterowanie, który wykonuje przemieszczenia w płaszczyźnie z dokładnością mikrometryczną.

Celem niniejszej pracy doktorskiej jest opracowanie i wykonanie mechanizmu elastycznego sterowanego trzema silnikami krokowymi realizującego dwa niezależne ortogonalne przemieszczenia liniowe i przemieszczenie kątowe. Skuteczność i dokładność jego działania będzie zweryfikowane poprzez badania eksperymentalne.

Zakres pracy obejmuje:

- Przegląd literatury dotyczącej mechanizmów elastycznych, stosowanych w nich przewężeniach, napędach oraz technologii ich wytwarzania.
- Syntezę mechanizmu elastycznego wraz z opracowaniem sposobu pomiaru przemieszczenia platformy przy użyciu czujników laserowych.
- Symulację ruchu mechanizmu wraz z analizą MES.
- Opracowanie układu elektronicznego oraz algorytmu sterującego mechanizmem z wykorzystaniem rozwiązania zadania odwrotnego kinematyki.
- Opracowanie projektu oraz wykonanie mechanizmu elastycznego pozwalającego na weryfikację poprawności działania poprzez badania eksperymentalne.

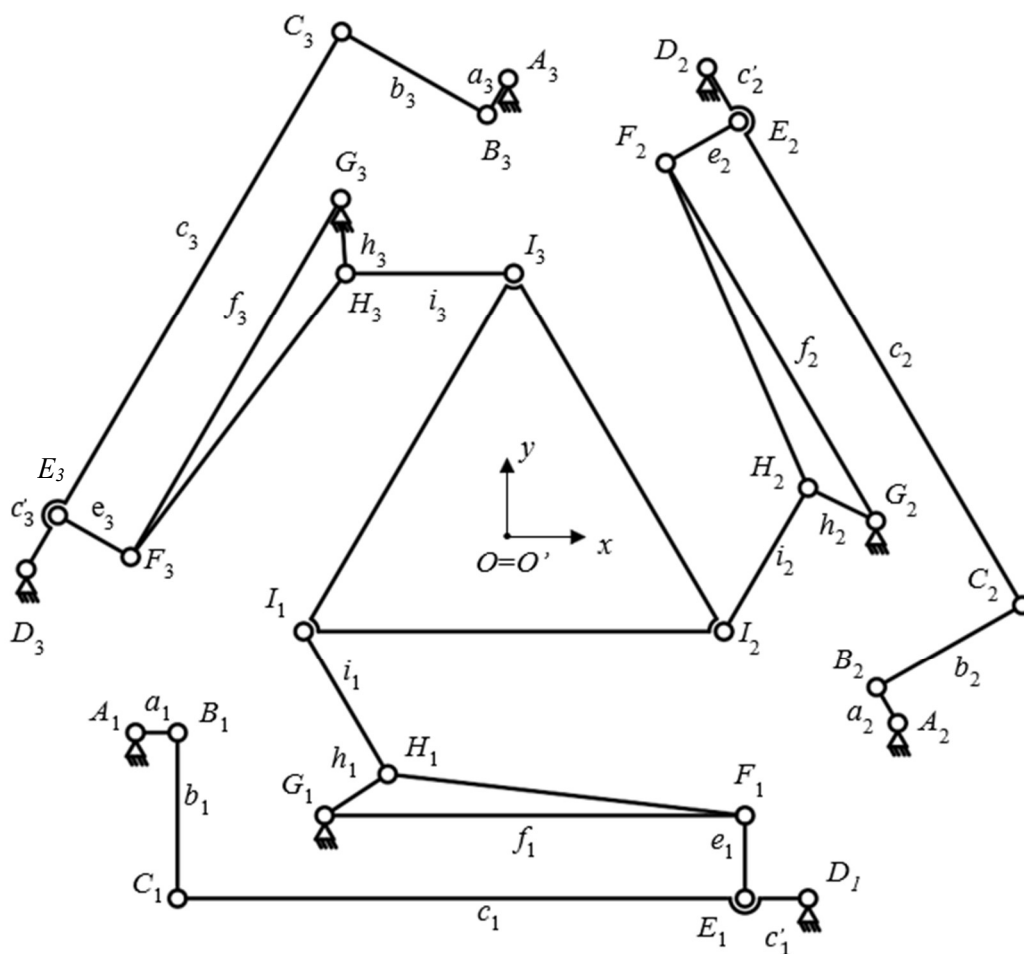
## 4. Projekt mechanizmu elastycznego

Wybór struktury mechanizmu wynika z zalet mechanizmów równoległych w odniesieniu do mechanizmów szeregowych. Mechanizmy o strukturze równoległej wykazują większą precyzję oraz powtarzalność pozycjonowania. Charakteryzują się również większą sztywnością konstrukcji, co ma pozytywne znaczenie w procesie wytwarzania monolitu oraz montażu i eksploatacji i urządzenia. Wybrano najprostszą strukturę płaskiego mechanizmu równoległego opartej na czteroogniowym zespole kinematycznym z centralną trójkątną platformą. Przewidziano dodatkowo trzy identyczne układy dźwigniowe, których zadaniem jest redukcja przemieszczeń napędów obrotowych wymuszających niezależne dwa ruchy liniowe oraz ruch kątowy platformy (Rys.4.1.).

### 4.1. Struktura mechanizmu

Ogniwo roboczym mechanizmu jest platforma w kształcie trójkąta równobocznego. W narożnikach platformy są podłączone układy dźwigniowe, których zadaniem jest redukcja i przekazywanie przemieszczeń napędów. Mechanizm zawiera tylko przeguby obrotowe. Identyczne trzy ( $k = 1, 2, 3$ ) układy dźwigniowe są obrócone względem siebie o  $120^\circ$ .

Dwułączna dźwignia  $I_k H_k$  pojedynczego układu dźwigniowego jest podłączona przegubem  $I_k$  do trójkątnej platformy oraz przegubem  $H_k$  do trójlącznej dźwigni  $H_k G_k F_k$ , która jest podłączona do podstawy przegubem  $G_k$ . Kierunki  $I_k H_k$  i  $H_k G_k$  są do siebie prostopadłe. Trójlączna dźwignia  $F_k G_k H_k$  jest podłączona przegubem  $F_k$  do dźwigni  $E_k F_k$ , która jest połączona przegubem  $E_k$  z trójlączną dźwignią  $C_k D_k E_k$ . Odcinki  $F_k G_k$  i  $E_k F_k$  oraz  $E_k F_k$  i  $D_k C_k$  są do siebie prostopadłe. Dźwignia  $C_k D_k E_k$  jest podłączona do podstawy przegubem  $D_k$  a środki przegubów  $C_k D_k E_k$  są współliniowe. Ogniwo  $C_k D_k E_k$  jest podłączone przegubem  $C_k$  do ogniwa  $B_k C_k$ , które jest podłączone do ogniwa napędowego  $A_k B_k$  przegubem  $B_k$ . Oś obrotu ogniwa napędowego stanowi punkt  $A_k$ . Odcinki  $C_k D_k$  i  $B_k C_k$  oraz  $B_k C_k$  i  $A_k B_k$  są do siebie prostopadłe.



Rys.4.1. Struktura mechanizmu (położenie początkowe).

Ruchliwość rozpatrywanego mechanizmu zależy od liczby ogniów ruchomych i liczby par kinematycznych obrotowych  $p_5 = 27$  wynosi:  $w = 3n_r - 2p_5 = 3 \cdot 19 - 2 \cdot 27 = 57 - 54 = 3$ . Dlatego trzy napędy  $A_k B_k$  ( $k = 1, 2, 3$ ) jednoznacznie ustawiają w płaszczyźnie platformę i pozostałe ogniwa mechanizmu.

Ogniwo napędowe  $A_k B_k$  wykonuje ograniczony obrót tak, aby kształt łuku zakreślonego przez środek przegubu  $B_k$  nie odbiegał zbyt od odcinka. Przemieszczenie kątowe ogniwa napędowego jest redukowane kolejno przez dwie dźwignie jednostronne i ostatecznie jest zamieniane na przemieszczenie po okręgu punktu  $H_k$ . Łącznik  $H_k I_k$ , poprzez przegub  $I_k$ , przekazuje zredukowany ruch na platformę. Środek trójkątnej platformy  $O'$  jest punktem roboczym, można w nim ustawić końcówkę mikronarzędzia lub środek chwytaka, który w niniejszej pracy nie jest rozpatrywany.

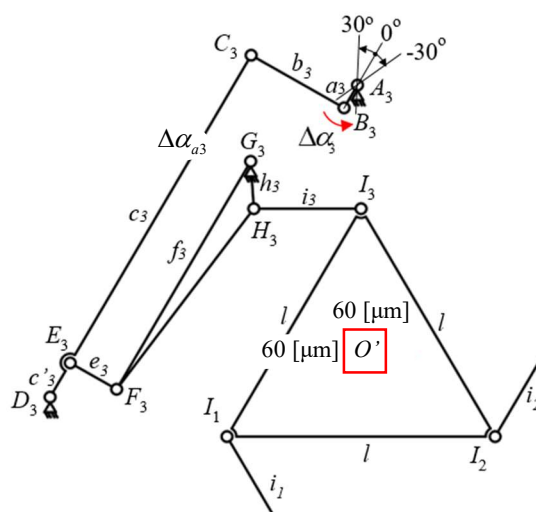
Przyjmuje się nieruchomy (związany z ramą pozycjonera) kartezjański układ współrzędnych  $\{O, x, y\}$ , którego środek  $O$  odpowiada początkowemu położeniu środka platformy, a oś  $x$  jest

równoległa do dolnej krawędzi platformy  $I_1I_2$ . Z platformą związany jest ruchomy układ  $\{O',x',y'\}$ .

## 4.2. Synteza wymiarowa i pole robocze pozycjonera

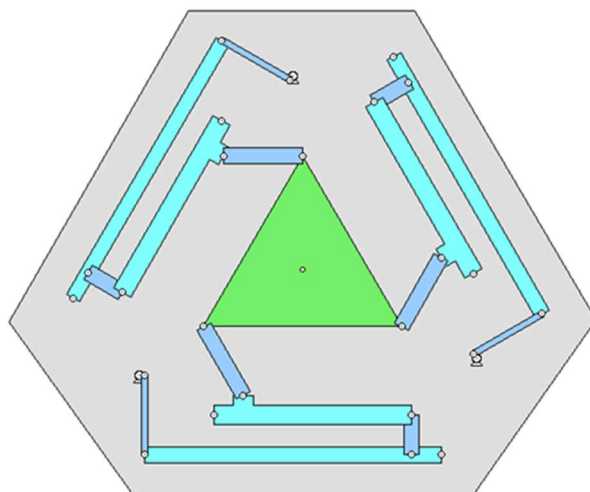
W celu określenia szczegółowych wymiarów ogniw pozycjonera uwzględniono następujące wymogi i założenia:

- platforma jest trójkątem równobocznym o boku  $l=100$  [mm],
- długość pojedynczej dźwigni nie może być mniejsza od długości przewężenia,
- W położeniu początkowym (po wycięciu monolitu) sąsiadujące dźwignie powinny być ustawione pod kątem prostym, natomiast dźwignie połączone z wierzchołkami platformy są prostopadłe do odpowiednich wysokości trójkąta platformy,
- przyjęto jednakowe długości przewężeń równe 10 [mm],
- współrzędne środków wałków napędów i środków przewężeń przy podstawie:  
 $A_1(-82,50;-53,39)$  [mm],  $A_2(87,59;-44,69)$  [mm],  $A_3(-5,09;98,20)$  [mm]  
 $D_1(70,00;-93,39)$  [mm],  $D_2(45,98;107,376)$  [mm],  $D_3(-115,98;-13,87)$  [mm],  
 $G_1(-45,00;-73,37)$  [mm],  $G_2(86,16;-2,22)$  [mm],  $G_3(-41,16;75,73)$  [mm],
- na ramie mechanizmu należy przewidzieć miejsce dla czujników laserowych  $(34 \times 56)$  [mm] o ograniczonym zasięgu pomiaru od 10 [mm] do 20 [mm],
- otwory mocujące do podstawy trzy silniki, leżące na wierzchołkach kwadratu o boku 34 [mm], nie mogą kolidować z pozostałymi elementami mechanizmu,
- stosowany zakres obrotu wałków napędowych wynosi  
 $-30 \leq \alpha_{ak} \leq 30 \quad k=1,2,3$ .



Rys. 4.2. Wstępne przyjęcie wartości zakresu przemieszczeń napędów i platformy pozycjonera.

Przyjęto, że przesunięcia środka platformy  $O'$  na kierunkach osi układu  $\{O, x, y\}$  mieszczą się w zakresach:  $-30 \leq \Delta x_{O'} \leq 30$  [ $\mu\text{m}$ ] i  $-30 \leq \Delta y_{O'} \leq 30$  [ $\mu\text{m}$ ]. W celu ustalenia pozostałych parametrów geometrycznych, założono ich wartości początkowe, które pozwoliły na opracowanie komputerowego modelu, przedstawionego na Rys.4.3 mechanizmu z Rys.4.1.

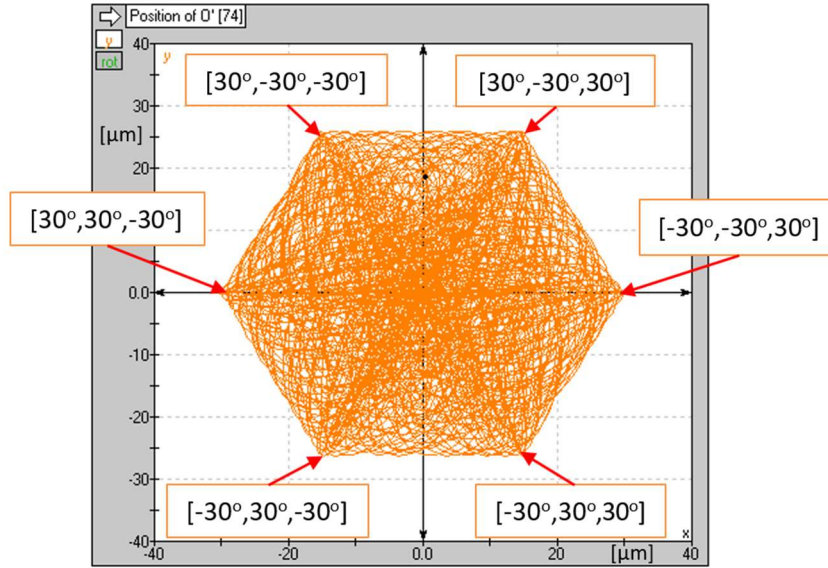


Rys.4.3. Model mechanizmu pozycjonera w programie Working Model 2D.

Do badań symulacyjnych wielkości pola roboczego manipulatora, przyjęto, że kątowe położenia wałków napędów zmieniają się według zależności:  $\alpha_{ak} = 30 \sin(\omega_k \cdot t)$  gdzie:  $\omega_k$  - częstość kołowa w symulacji dla  $k$ -tego napędu. Celem uzyskania równomiernego wypełnienia pola roboczego kolejnymi punktami  $O'$ , przyjęto, że częstości wynikają z liczb pierwszych:  $\omega_1 = 9,97 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$ ,  $\omega_2 = 9,11 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$ ,  $\omega_3 = 8,27 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$ . Symulacja wykazała, że pole robocze platformy pozycjonera stanowi sześciokąt foremny. Wymiary dobrano tak, aby zrealizować założone przełożenie. Wynoszą one :  $a_k = 2,5$  [mm],  $b_k = 40$  [mm],  $c_k = 135$  [mm],  $c'_k = 15$  [mm],  $e_k = 20$  [mm],  $f_k = 100$  [mm],  $h_k = 18$  [mm],  $i_k = 40$  [mm],  $l = 100$  [mm]. Podstawą doboru tych wartości było uzyskanie takiego przełożenia mechanizmu, aby można było wykonać pomiary ruchu platformy mikroskopem pomiarowym ZEISS-O-Inspect. Rys.4.4 przedstawia pole robocze, którego wierzchołki odpowiadają skrajnym położeniom napędów  $[\alpha_{a1}, \alpha_{a2}, \alpha_{a3}]$ .

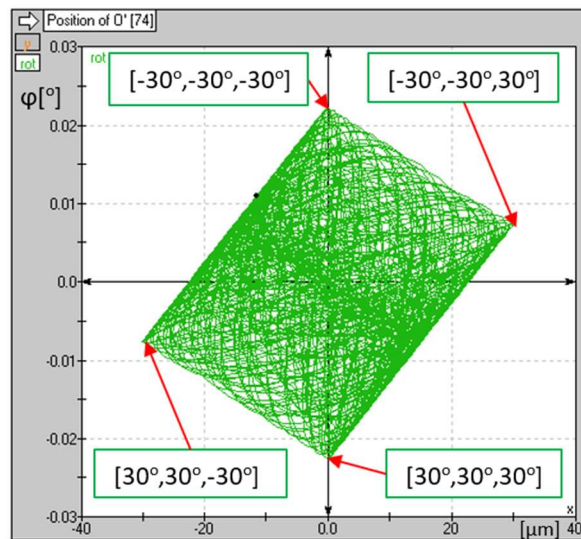
Środek pola roboczego odpowiada kątowym położeniom napędów spełniającym warunek:

$$\alpha_{a1} = \alpha_{a2} = \alpha_{a3}.$$



Rys.4.4. Zakres przemieszczeń punktu  $O'$  platformy pozycjonera.

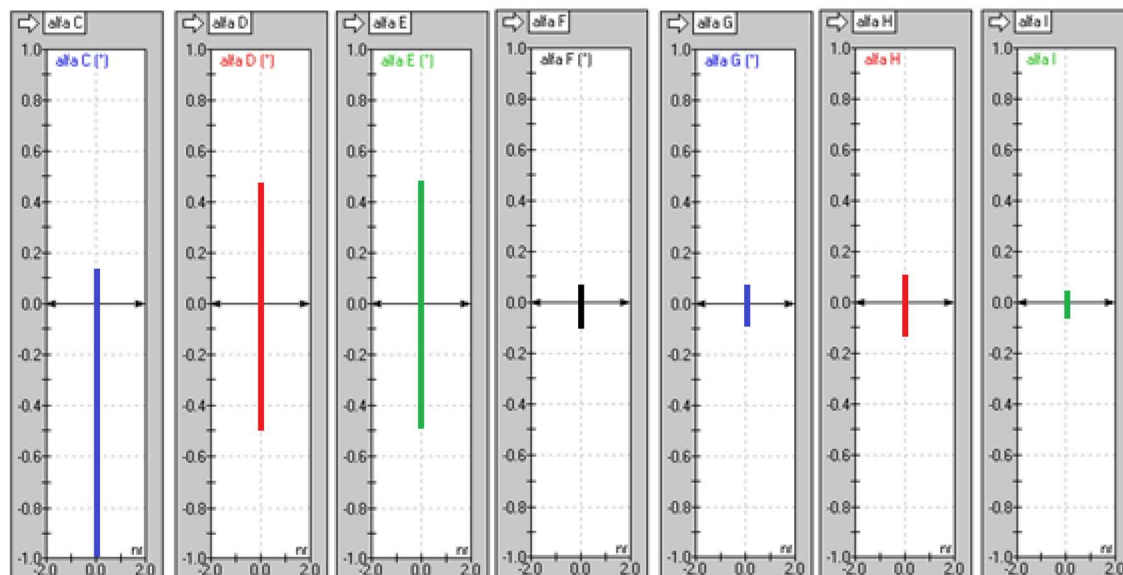
Na Rys.4.5 przedstawiono przebieg zmienności kąta obrotu platformy  $\varphi$  w funkcji współrzędnej poziomej punktu  $O'$ . Największy zakres zmienności kąta  $\varphi$  występuje dla środkowego położenia platformy, wtedy  $\varphi_{\max} \approx 0,045 [^\circ]$ . Wartość ta pokazuje, że możliwości pozycjonowania położenia kąтового platformy są ograniczone.



Rys.4.5. Zakres zmienności kąta nachylenia platformy pozycjonera w funkcji współrzędnej poziomej punktu  $O'$ .

W konstrukcji pozycjonera przeguby  $A_k$  znajdują się w osi obrotu wałka  $k$ -tego silnika, natomiast przeguby  $B_k$  znajdują się w osiach obrotów łożysk ustawionych mimośrodowo względem  $A_k$  w odległości  $a_k$ . Przewężenia elastyczne stanowią  $C_k, D_k, E_k, F_k, G_k, H_k, I_k$ .

Określenie minimalnej wysokości elastycznych przewężeń opiera się na maksymalnych wartościach kątów ugięć w poszczególnych przewężeniach. Największe kątowne ugięcia występują w przegubach położonych najbliżej napędu. Rys.4.6 przedstawia zakresy kątów ugięć w przegubach elastycznych.



Rys.4.6. Zakres zmienności kątów ugięć w przewężeniach monolitu.

Maksymalny kąt ugięcia w przewężeniu jest podstawą wyznaczenia jego wysokości, która zapewni, że występujące naprężenia nie przekroczą wartości dopuszczalnych. Wskazane jest, aby materiał w przegubie pracował w zakresie odkształceń sprężystych. Na podstawie symulacji ruchu mechanizmu pozycjonera, stworzono zestawienie zakresów położenia kątowych w rozpatrywanych parach kinematycznych, którym odpowiadają przewężenia monolitu.

Tab.4.1. Zakresy kątów ugięć w przewężeniach monolitu.

| Przegub | Minimalna wartość kąta ugięcia [°] | Maksymalna wartość kąta ugięcia [°] |
|---------|------------------------------------|-------------------------------------|
| $C_k$   | -0,982                             | 0,123                               |
| $D_k$   | -0,478                             | 0,477                               |
| $E_k$   | -0,475                             | 0,480                               |
| $F_k$   | -0,073                             | 0,070                               |
| $G_k$   | -0,071                             | 0,071                               |
| $H_k$   | -0,110                             | 0,111                               |
| $I_k$   | -0,043                             | 0,042                               |

Przyjęta geometria ogniów i wyznaczone zakresy kątów ugięć w przewężeniach monolitu pozwolą na wykonanie analiz MES.

### 4.3. Model kinematyczny mechanizmu pozycjonera

Wymuszenie ruchu mechanizmu pozycjonera ma charakter kinematyczny. Silniki z dużą nadwyżką mocy wywołują przemieszczenia ogniów mechanizmu i przemieszczenia kątowe w przegubach. Sterowanie mechanizmem wymaga zatem opracowania jego modelu kinematycznego.

W matematycznym modelu kinematyki mechanizmu pozycjonera wykorzystano równanie zamknięcia wieloboku wektorowego, przy czym wektor jest wyrażany przez iloczyn modułu i wersora kierunkowego. Jeżeli wielobok wektorowy da się sprowadzić do trójkąta wektorów:

$$q\hat{q} + v\hat{v} = r\hat{r} \quad (4.1)$$

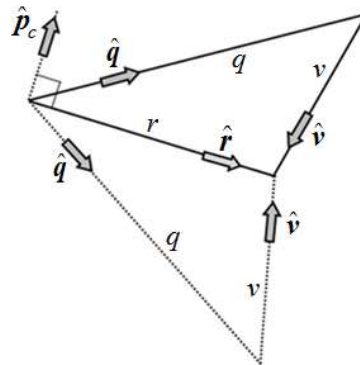
W którym dane są wszystkie długości boków  $q, v, r$  oraz wersor  $\hat{r}$ , to pozostałe dwa wersory wynoszą:

$$\hat{q} = \frac{q^2 + r^2 - v^2}{2qr} \hat{r} \pm \sqrt{1 - \left( \frac{q^2 + r^2 - v^2}{2qr} \right)^2} \hat{p}_c \quad (4.2)$$

$$\hat{v} = \frac{v^2 + r^2 - q^2}{2vr} \hat{r} \mp \sqrt{1 - \left( \frac{v^2 + r^2 - q^2}{2vr} \right)^2} \hat{p}_c \quad (4.3)$$

gdzie:  $\hat{p}_c = \hat{z} \times \hat{r}$ ,  $\hat{z}$  - wersor prostopadły do płaszczyzny trójkąta (grot do czytelnika).

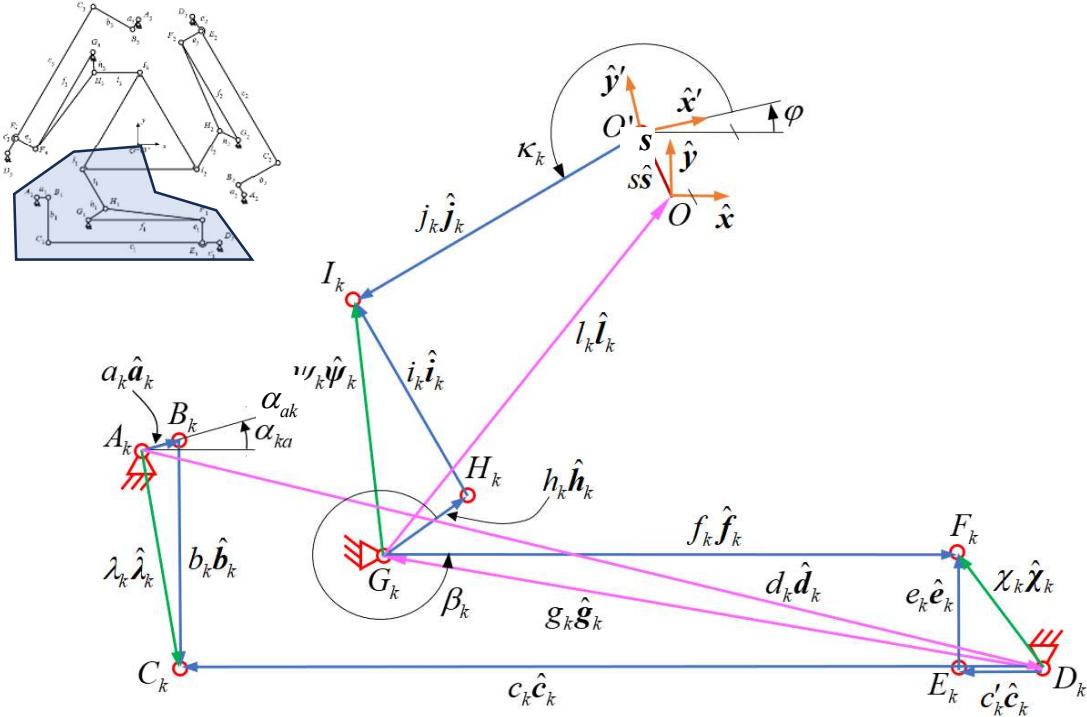
Równanie (4.1) ma dwie pary rozwiązań, które wynikają z wyboru znaków przed pierwiastkami. Rozwiązanie po stronie  $\hat{p}_c$  odpowiada sekwencji znaków (+ dla  $\hat{q}$ , - dla  $\hat{v}$ ), a rozwiązanie po stronie przeciwnej do  $\hat{p}_c$  odpowiada sekwencji znaków (- dla  $\hat{q}$ , + dla  $\hat{v}$ ).



Rys.4.7. Wersory trójkąta wektorowego.

#### 4.4. Zadanie odwrotne położeń i przemieszczeń mechanizmu pozycjonera

W modelu kinematycznym mechanizmu pozycjonera korzysta się, tak jak przedstawiono na Rys.4.8, z dwóch układów odniesień; stałego  $\{O, \hat{x}, \hat{y}\}$  związanego z podstawą i ruchomego -  $\{O', \hat{x}', \hat{y}'\}$  związanego z platformą. W pozycji początkowej obydwie układy pokrywają się, a punkt  $O'$  znajduje się w środku trójkątnej platformy.



Rys.4.8. Wektory pojedynczego dźwigniowego układu napędowego.

Zadanie odwrotne położenia mechanizmu pozycjonera polega na wyznaczeniu kątów obrotów  $\alpha_{ak}$  mimośrodków  $A_k B_k$  na podstawie współrzędnych wektora położenia środka platformy  $O'$ ;  $s(x_{O'}, y_{O'})$  oraz kąta obrotu platformy  $\varphi$  względem stałego układu odniesienia  $\{O, x, y\}$ .

Wielobok  $G_k O O' I_k H_k$  jest opisany równaniem:

$$h_k \hat{h}_k + i_k \hat{i}_k = \psi_k \hat{\psi}_k \quad (4.4)$$

$$\text{gdzie: } \psi_k = \|l_k \hat{l}_k + s + j_k \hat{j}_k\|, \quad \hat{\psi}_k = \frac{l_k \hat{l}_k + s + j_k \hat{j}_k}{\|l_k \hat{l}_k + s + j_k \hat{j}_k\|}.$$

Wersor platformy  $\hat{j}_k$  jest obrócony względem wersora  $\hat{x}$  o kąt  $\kappa_k + \varphi$ , wtedy  $\hat{j}_k = \hat{x} \cos(\kappa_k + \varphi) + \hat{y} \sin(\kappa_k + \varphi)$ , gdzie:  $\kappa_k$  - stały kąt pomiędzy kierunkami wersorów  $\hat{x}'$  i  $\hat{j}_k$ .

Rozwiązaniem równania (4.4) na podstawie (4.1), (4.2) i (4.3) z sekwencją znaków (+,-) są wersory  $\hat{\mathbf{h}}_k$  i  $\hat{\mathbf{i}}_k$ .

Wielobok  $G_k D_k E_k F_k$  jest opisany równaniem:

$$c'_k \hat{\mathbf{c}}_k + e_k \hat{\mathbf{e}}_k = \chi_k \hat{\boldsymbol{\chi}}_k \quad (4.5)$$

gdzie:  $\chi_k = \left\| g_k \hat{\mathbf{g}}_k + f_k \hat{\mathbf{f}}_k \right\|$ ,  $\hat{\boldsymbol{\chi}}_k = \frac{g_k \hat{\mathbf{g}}_k + f_k \hat{\mathbf{f}}_k}{\left\| g_k \hat{\mathbf{g}}_k + f_k \hat{\mathbf{f}}_k \right\|}$ , wersor osi ogniwa  $G_k F_k$   $\hat{\mathbf{f}}_k$  jest obrócony

względem wersora  $\hat{\mathbf{h}}_k$  o znany stały kąt  $\beta_k$ , wtedy  $\hat{\mathbf{f}}_k = \hat{\mathbf{h}}_k \cos \beta_k + (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{h}}_k) \sin \beta_k$ .

Rozwiązaniem równania (4.5) z sekwencją znaków (+,-) są wersory  $\hat{\mathbf{c}}_k$  i  $\hat{\mathbf{e}}_k$ .

Wielobok  $A_k B_k C_k D_k$  jest opisany równaniem:

$$a_k \hat{\mathbf{a}}_k + b_k \hat{\mathbf{b}}_k = \lambda_k \hat{\boldsymbol{\lambda}}_k \quad (4.6)$$

gdzie:  $\lambda_k = \left\| d_k \hat{\mathbf{d}}_k + c_k \hat{\mathbf{c}}_k \right\|$ ,  $\hat{\boldsymbol{\lambda}}_k = \frac{d_k \hat{\mathbf{d}}_k + c_k \hat{\mathbf{c}}_k}{\left\| d_k \hat{\mathbf{d}}_k + c_k \hat{\mathbf{c}}_k \right\|}$ .

Rozwiązaniem równania (4.6) z sekwencją znaków (+,-) są wersory  $\hat{\mathbf{a}}_k$  i  $\hat{\mathbf{b}}_k$ .

Na podstawie współrzędnych wersora  $\hat{\mathbf{a}}_k (a_{kx}, a_{ky})$  można określić kąt obrotu  $\alpha_{ak}$  mimośrod  $A_k B_k$  mierzonego od kierunku wersora kierunku  $k$ -tego boku trójkąta platformy w położeniu początkowym:

$$\alpha_{ak} = \arcsin a_{ky} \quad (4.7)$$

Stanowi to rozwiązanie zadania odwrotnego położen dla pojedynczego  $k$ -tego układu dźwigniowego.

Wejściowymi zmiennymi sterowania ruchem platformy będą kolejne małe przemieszczenia platformy, reprezentowane przez różniczki;  $ds(dx_O, dy_O)$  i  $d\varphi$ . Do opisu małych przemieszczeń ogniw mechanizmu wykorzystano różniczki zmiennych wektorów w równaniach (4.4), (4.5) i (4.6):

$$h_k d\alpha_{hk} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{h}}_k) + i_k d\alpha_{ik} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{i}}_k) = ds + j_k d\varphi (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{j}}_k) \quad (4.8)$$

$$c'_k d\alpha_{ck} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{c}}_k) + e_k d\alpha_{ek} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{e}}_k) = f_k d\alpha_{fk} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{f}}_k) \quad (4.9)$$

$$a_k d\alpha_{ak} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{a}}_k) + b_k d\alpha_{bk} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{b}}_k) = c_k d\alpha_{ck} (\hat{\mathbf{z}} \times \hat{\mathbf{c}}_k) \quad (4.10)$$

gdzie:  $d\alpha_{ak}, d\alpha_{bk}, d\alpha_{ck}, d\alpha_{ek}, d\alpha_{hk}, d\alpha_{ik}$  - różniczki kątów obrotów ogniw  $A_kB_k, B_kC_k, C_kD_k, E_kF_k, G_kH_k, H_kI_k$ .

Równania (4.8), (4.9), (4.10) kolejno pomnożono skalarnie przez wersory  $\hat{i}_k, \hat{e}_k$  i  $\hat{b}_k$ , co umożliwia uzyskanie związku pomiędzy przemieszczeniami platformy  $dx_{O'}, dy_{O'}, d\varphi$ , a kątowym przemieszczeniem napędu pojedynczego układu dźwigniowego  $d\alpha_k$ :

$$d\alpha_{ak} = \eta_k [dx_{O'} i_{xk} + dy_{O'} i_{yk} + d\varphi j_k (j_{xk} i_{yk} - j_{yk} i_{xk})] \quad (4.11)$$

$$\text{gdzie: } \eta_k = \frac{c_k f_k}{a_k h_k c'_k} \frac{(f_{xk} e_{yk} - f_{yk} e_{xk})(c_{xk} b_{yk} - c_{yk} b_{xk})}{(h_{xk} i_{yk} - h_{yk} i_{xk})(c_{xk} e_{yk} - c_{yk} e_{xk})(a_{xk} b_{yk} - a_{yk} b_{xk})}, \quad \hat{a}_k = [a_{xk}, a_{yk}],$$

$$\hat{b}_k = [b_{xk}, b_{yk}], \quad \hat{c}_k = [c_{xk}, c_{yk}], \quad \hat{e}_k = [e_{xk}, e_{yk}], \quad \hat{f}_k = [f_{xk}, f_{yk}], \quad \hat{h}_k = [h_{xk}, h_{yk}], \quad \hat{i}_k = [i_{xk}, i_{yk}], \\ \hat{j}_k = [j_{xk}, j_{yk}]$$

Równanie (4.11) dla  $k=1,2,3$  można przedstawić w zapisie macierzowym:

$$\begin{bmatrix} d\alpha_{a1} \\ d\alpha_{a2} \\ d\alpha_{a3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \eta_2 & 0 \\ 0 & 0 & \eta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{1x} & i_{1y} & j_1(j_{1x}i_{1y} - j_{1y}i_{1x}) \\ i_{2x} & i_{2y} & j_2(j_{2x}i_{2y} - j_{2y}i_{2x}) \\ i_{3x} & i_{3y} & j_3(j_{3x}i_{3y} - j_{3y}i_{3x}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dx_{O'} \\ dy_{O'} \\ d\varphi \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Równanie 4.12 można wykorzystać do obliczenia kolejnych kątowych małych przemieszczeń wałków napędów  $A = [\Delta\alpha_{a1} \quad \Delta\alpha_{a2} \quad \Delta\alpha_{a3}]^{-1}$  odpowiadających małym przemieszczeniom platformy  $D = [\Delta x_{O'} \quad \Delta y_{O'} \quad \Delta\varphi]^{-1}$ , które są definiowane poprzez sygnały z drążka sterowniczego lub z programu sterującego. Rozwiązanie zadania odwrotnego przemieszczeń ma postać:

$$A = \Psi D \quad (4.13)$$

gdzie:

$\Psi = \Psi_1 \Psi_2$  - macierz przełożenia,

$$\Psi_1 = \begin{bmatrix} \eta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \eta_2 & 0 \\ 0 & 0 & \eta_3 \end{bmatrix}$$

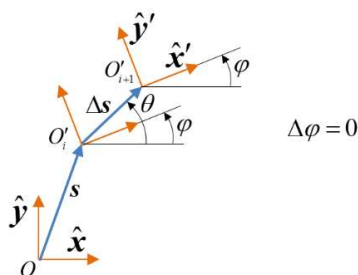
$$\Psi_2 = \begin{bmatrix} i_{1x} & i_{1y} & j_1(j_{1x}i_{1y} - j_{1y}i_{1x}) \\ i_{2x} & i_{2y} & j_2(j_{2x}i_{2y} - j_{2y}i_{2x}) \\ i_{3x} & i_{3y} & j_3(j_{3x}i_{3y} - j_{3y}i_{3x}) \end{bmatrix}$$

#### 4.5. Modele sterowania pozycjonerem

Przemieszczenie liniowe platformy pozycjonera bez obrotu ( $\Delta\varphi=0$ ) przedstawiono za pomocą macierzy  $\mathbf{D}$ :

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \Delta x_{O'} \\ \Delta y_{O'} \\ \Delta \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta s \cos \theta \\ \Delta s \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

gdzie:  $\Delta s$  - wartość liniowego przemieszczenia środka  $O'$ ,  $\theta$  - kąt nachylenia liniowego przemieszczenia środka  $O'$  (Rys.4.9).



Rys.4.9. Współrzędne przemieszczenia środka układu platformy.

Opracowano cztery poziomy sterowania różniące się dokładnością realizacji zakładanego przemieszczenia i rozległości obliczeń.

#### 4.5.1. Sterowanie dokładne

Podstawą sterowania dokładnego jest równanie (4.13) wymagające wyznaczenia w kolejnych krokach przemieszczenia zmiennych współrzędnych 24 wersorów, których znajomość umożliwia obliczenie elementów macierzy  $\Psi_1$  i  $\Psi_2$ .

#### 4.5.2. Sterowanie z uproszczoną macierzą $\Psi$ ,

Współrzędne wersorów mimośrodów  $\hat{\mathbf{a}}_k$  przedstawione w Tab.4.2 zmieniają się w funkcji kątów  $\alpha_{ak} \in (-30; 30)$  [°]:

Tab.4.2. Zmienne współrzędne wersorów mimośrodów.

|                      | Układ dolny ( $k = 1$ )                | Układ prawy ( $k = 2$ )                                                                                                                                                      | Układ lewy ( $k = 3$ )                                                                                                                                                        |
|----------------------|----------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\hat{\mathbf{a}}_k$ | $(\cos \alpha_{a1}, \sin \alpha_{a1})$ | $\left( -\frac{1}{2} \cos \alpha_{a2} - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha_{a2}, \right. \\ \left. , \frac{\sqrt{3}}{2} \cos \alpha_{a2} - \frac{1}{2} \sin \alpha_{a2} \right)$ | $\left( -\frac{1}{2} \cos \alpha_{a3} + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha_{a3}, \right. \\ \left. , -\frac{\sqrt{3}}{2} \cos \alpha_{a3} - \frac{1}{2} \sin \alpha_{a3} \right)$ |

Natomiast wersory ogniw  $b_k, c_k, e_k, f_k, h_k, i_k$  mechanizmów dźwigniowych zmieniają się w niewielkim zakresie, dlatego w sterowaniu z uproszczoną macierzą  $\Psi_2$  można przyjąć, że wersory tych ogniw są w przybliżeniu stałe dla przewidywanego zakresu ruchu i odpowiadają położeniu środkowemu mechanizmu, co przedstawiono w Tab.4.3.

Tab.4.3. Współrzędne wersorów stosowane w sterowaniu uproszczonym.

|                      | Układ dolny ( $k = 1$ )                            | Układ prawy ( $k = 2$ )                            | Układ lewy ( $k = 3$ )                             |
|----------------------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------|
| $\hat{\mathbf{b}}_k$ | $(0, -1)$                                          | $\left( \frac{\sqrt{3}}{2}, \frac{1}{2} \right)$   | $\left( -\frac{\sqrt{3}}{2}, \frac{1}{2} \right)$  |
| $\hat{\mathbf{c}}_k$ | $(-1, 0)$                                          | $\left( \frac{1}{2}, -\frac{\sqrt{3}}{2} \right)$  | $\left( \frac{1}{2}, \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$   |
| $\hat{\mathbf{e}}_k$ | $(0, 1)$                                           | $\left( -\frac{\sqrt{3}}{2}, -\frac{1}{2} \right)$ | $\left( \frac{\sqrt{3}}{2}, -\frac{1}{2} \right)$  |
| $\hat{\mathbf{f}}_k$ | $(1, 0)$                                           | $\left( -\frac{1}{2}, \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$  | $\left( -\frac{1}{2}, -\frac{\sqrt{3}}{2} \right)$ |
| $\hat{\mathbf{h}}_k$ | $\left( \frac{\sqrt{3}}{2}, \frac{1}{2} \right)$   | $\left( -\frac{\sqrt{3}}{2}, \frac{1}{2} \right)$  | $(0, -1)$                                          |
| $\hat{\mathbf{i}}_k$ | $\left( -\frac{1}{2}, \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$  | $\left( -\frac{1}{2}, -\frac{\sqrt{3}}{2} \right)$ | $(1, 0)$                                           |
| $\hat{\mathbf{j}}_k$ | $\left( -\frac{\sqrt{3}}{2}, -\frac{1}{2} \right)$ | $\left( \frac{\sqrt{3}}{2}, -\frac{1}{2} \right)$  | $(0, 1)$                                           |

W tym przypadku elementy  $\Psi_1$  macierzy są zmienne i zgodnie z (4.13) zależą od wartości kątów  $\alpha_{ak}$ . Elementy macierzy  $\Psi_2$  są stałe i wynoszą:

$$\Psi_2 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} & -j_1 \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & -j_2 \\ 1 & 0 & -j_3 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

### 4.5.3. Sterowanie z uproszczonymi macierzami $\Psi_1$ i $\Psi_2$ .

Kolejnym uproszczeniem jest przyjęcie:  $\alpha_{ak} \approx 0$ , wtedy współrzędne wersorów z Tab.4.2 są stałe, a ich wartości przedstawiono w Tab.4.4.

Tab.4.4. Stałe współrzędne wersorów mimośrodów.

|             | Układ dolny ( $k=1$ ) | Układ prawy ( $k=2$ )                           | Układ lewy ( $k=3$ )                             |
|-------------|-----------------------|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| $\hat{a}_k$ | (1,0)                 | $\left(-\frac{1}{2}, \frac{\sqrt{3}}{2}\right)$ | $\left(-\frac{1}{2}, -\frac{\sqrt{3}}{2}\right)$ |

Zakładając, że odpowiednie długości dla trzech układów napędowych są takie same;  $a_k = a, b_k = b, c_k = c, c'_k = c', e_k = e, f_k = f, h_k = h, i_k = i, (k=1,2,3)$  macierz  $\Psi_1$  wynosi:

$$\Psi_1 = \begin{bmatrix} \eta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \eta_2 & 0 \\ 0 & 0 & \eta_3 \end{bmatrix} = P \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

gdzie:  $P = \frac{cf}{ahc'}$ , dla przyjętych wymiarów ogniw  $P = 20 [mm^{-1}]$ .

Na podstawie (4.13), (4.14), (4.15) i (4.16) oraz że  $d\varphi \approx 0$  wartości przemieszczeń kątowych napędów realizujących założone przemieszczenie platformy wynoszą:

$$A = PdrW(\theta) \quad (4.17)$$

gdzie:  $W = \begin{bmatrix} \cos(\theta - \frac{2}{3}\pi) & \cos(\theta - \frac{4}{3}\pi) & \cos\theta \end{bmatrix}^T$ .

### 4.5.4. Sterowanie ortogonalne

Szczególnym przypadkiem sterowania z uproszczonymi macierzami  $\Psi_1$  i  $\Psi_2$  jest sterowanie ortogonalne. Realizowane są tylko przemieszczenia platformy w kierunku poziomym  $\theta = \{0, \pi\}$

i pionowym  $\theta = \left\{ \frac{1}{2}\pi, \frac{3}{2}\pi \right\}$ . W Tab.4.5 przedstawiono wartości macierzy  $W$  dla czterech zwrotów przemieszczeń liniowych:

Tab. 4.5. Wartości macierzy  $W$  dla ortogonalnych kierunków przemieszczenia platformy.

| Kierunek przemieszczenia | $\rightarrow$  | $\uparrow$            | $\leftarrow$  | $\downarrow$          |
|--------------------------|----------------|-----------------------|---------------|-----------------------|
| $\theta$                 | 0              | $\pi/2$               | $\pi$         | $3\pi/2$              |
| Elementy macierzy $W$    |                |                       |               |                       |
| $w_1$                    | $-\frac{1}{2}$ | $\frac{\sqrt{3}}{2}$  | $\frac{1}{2}$ | $-\frac{\sqrt{3}}{2}$ |
| $w_2$                    | $-\frac{1}{2}$ | $-\frac{\sqrt{3}}{2}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{\sqrt{3}}{2}$  |
| $w_3$                    | -1             | 0                     | -1            | 0                     |

Tor ruchu  $O'$  jest realizowany przez odcinki łączące kolejne punkty. Obliczenia sprowadzają się do wyznaczenia przemieszczeń kątowych napędów w oparciu o kąt nachylenia  $\theta$  kolejnego odcinka toru  $\Delta s$ . Poszczególne poziomy sterowania charakteryzują się następującymi własnościami:

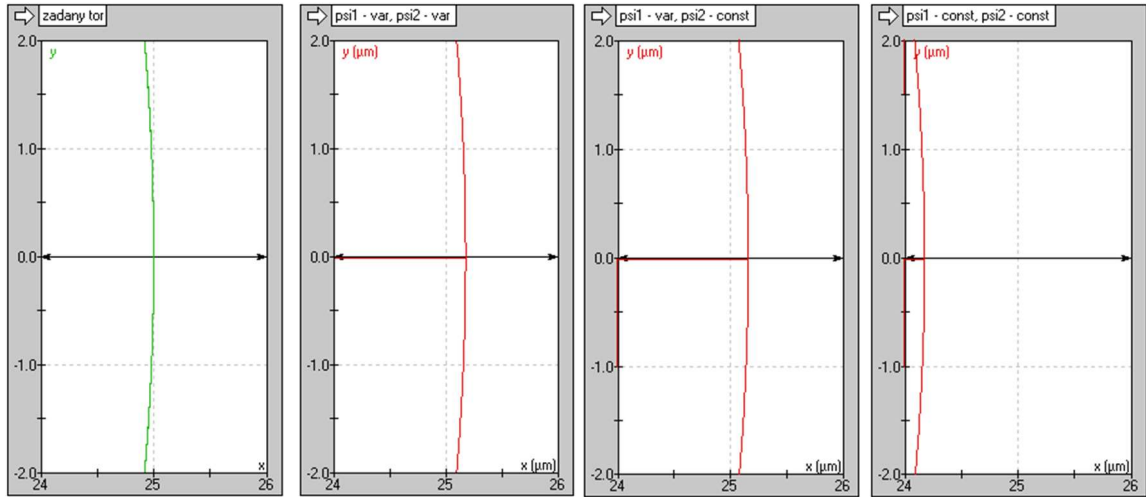
Sterowanie z uproszczoną macierzą  $\Psi_2$ , której elementy są stałe. Wymaga rozwiązania zadania odwrotnego położenia, w celu określenia chwilowych wartości  $\alpha_{ka}$ , do wyznaczenia zmiennych elementów macierzy  $\Psi_1$ .

Sterowanie z uproszczonymi macierzami  $\Psi_1$  i  $\Psi_2$  – nie wymaga rozwiązania zadania odwrotnego położenia. Elementy macierzy  $\Psi_1$  i  $\Psi_2$  są stałe.

Sterowanie ortogonalne – najbardziej uproszczone sterowanie. Założone tory przemieszczeń platformy są realizowane przez poziome i pionowe przyrosty. Dla stałej wartości  $\Delta s$  to sterowanie przypomina znane w literaturze sterowanie Bresenhama [88]. Sterowanie ortogonalne można realizować w dwóch pozostałych stałych układach, których osie są równoległe do prawego i lewego boku trójkątnej platformy w początkowym położeniu. Uzyskuje się wtedy możliwość sterowania ortogonalnego na kierunkach obróconych o 120 [°] i 240 [°].

Wykonano symulacje ruchu punktu  $O'$  dla trzech stopni uproszczeń sterowania napędami. Sterowania: bez uproszczeń ( $\Psi_1$  - zmienne,  $\Psi_2$  - zmienne), z uproszczoną macierzą  $\Psi_2$

( $\Psi_1$  - zmienne,  $\Psi_2$  - stałe), z uproszczonymi macierzami  $\Psi_2$ ,  $\Psi_1$  ( $\Psi_1$  - stałe,  $\Psi_2$  - stałe) porównano z zadanym przebiegiem  $O'$  w kształcie okręgu o promieniu 25  $\mu\text{m}$ . Na Rys.4.10 przedstawiono przebiegi dla prawej części okręgu w pobliżu osi poziomej. Wyniki symulacji pokazują, że największy błąd (0,8  $\mu\text{m}$ ) występuje dla sterowania o stałych macierzach  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$ . Dla pozostałych błąd wynosi około 0,2  $\mu\text{m}$ .



Rys.4.10. Porównanie zadanego toru  $O$  z torami o różnym stopniu uproszczenia sterowania.

Ponadto zauważono, że suma elementów macierzy kolumnowej  $W$  dla każdego kąta  $\theta$  wynosi zero. Zatem na podstawie (4.17) istnieje prosty związek pomiędzy przemieszczeniami kątowymi wałków napędowych dla sterowań wykorzystujących macierz  $W$ :

$$d\alpha_{a1} + d\alpha_{a2} + d\alpha_{a3} = 0 \quad (4.18)$$

## 5. Pomiar przemieszczenia platformy

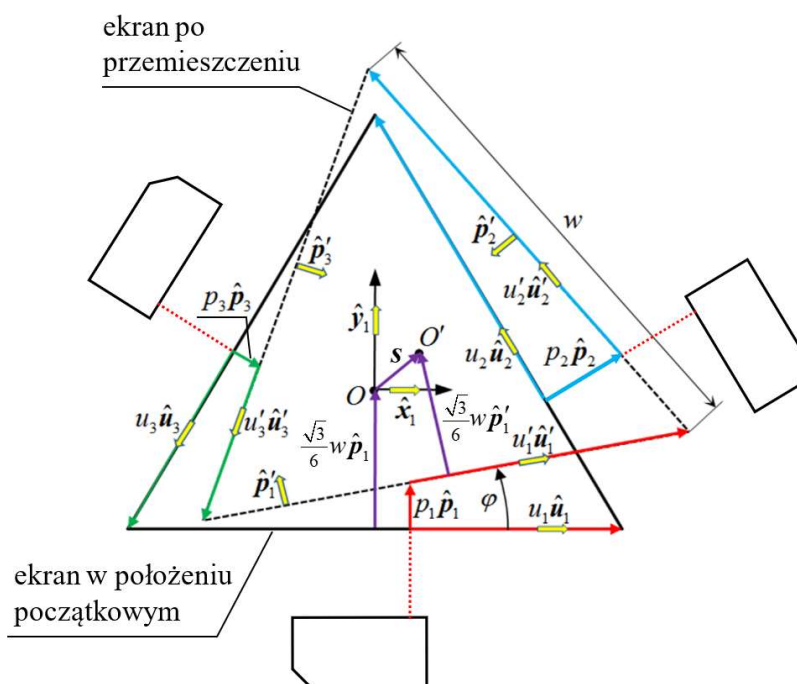
W niniejszej pracy przemieszczenie platformy jest ustalane trzema sposobami:

Obserwacja ruchu platformy na ekranie monitora kamery - stosowana w trakcie manualnego sterowania platformą. Na podstawie obserwacji obrazu platformy w monitorze operator poprzez dźwąż sterowniczy podejmuje decyzję o kolejnym przemieszczeniu platformy.

Pomiar przemieszczenia za pomocą czujników laserowych – autonomiczny układ pomiarowy pozycjonera mierzący przemieszczenie platformy, z możliwością zastosowania w przyszłości sprzężenia zwrotnego w procesie automatycznego sterowania.

Pomiar przemieszczenia za pomocą mikroskopu – stosowany do weryfikacji zaplanowanych przemieszczeń platformy.

Do pomiaru położenia środka platformy i jej kąta nachylenia zastosowano trzy czujniki laserowe, które ustawiono w najbliższym sąsiedztwie platformy. Czujniki, przymocowane do podstawy, mierzą zmienne odległości od trzech powierzchni trójkątnego ekranu związanego z platformą.



*Rys.5.1. Wersory modelu pomiarowego.*

Model układu pomiarowego zawiera następujące wielkości stałe:

$w$  - długość boku równobocznego trójkąta ekranu,

$u_1, u_2, u_3$  - odległości punktów przecięć prostych, wzdłuż których przebiegają światła laserów z bokami trójkąta od odpowiednich wierzchołków trójkąta ekranu w położeniu początkowym,

$\hat{p}_1, \hat{p}_2, \hat{p}_3$  - wersory prostych, wzdłuż których przebiegają światła laserów (o zwrotach od położenia początkowego do położenia po przemieszczeniu),

$\hat{u}_1, \hat{u}_2, \hat{u}_3$  - wersory boków trójkąta ekranu w położeniu początkowym,

$\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3$  - odległości ekranu uzyskane za pomocą czujników laserowych w położeniu początkowym.

Wielkości zmienne:

$u'_1, u'_2, u'_3$  - odległości punktów przecięć prostych, wzdłuż których poruszają się światła laserów, z bokami trójkąta od odpowiednich wierzchołków trójkąta ekranu po przemieszczeniu,

$\hat{u}'_1, \hat{u}'_2, \hat{u}'_3$  - wersory boków trójkąta ekranu po przemieszczeniu,

$p'_1, p'_2, p'_3$  - odległości po przemieszczeniu ekranu uzyskane za pomocą czujników laserowych.

Odległości uzyskane za pomocą czujników laserowych pomiędzy położeniem początkowym i po przemieszczeniu ekranu wynoszą:  $p_k = p'_k - \tilde{p}_k$  ( $k=1,2,3$ ).

Wielkościami wyznaczanymi przez układ pomiarowy są:

$\varphi$  - kąt obrotu ekranu z platformą,

$x_{O'}, y_{O'}$  - współrzędne wektora  $\mathbf{S}$  położenia środka ekranu  $O'$ .

Położenie platformy można opisać za pomocą wieloboków wektorowych:

$$p_1 \hat{p}_1 + u'_1 \hat{u}'_1 = u_1 \hat{u}_1 + (w - u_2) \hat{u}_2 + p_2 \hat{p}_2 - (w - u'_2) \hat{u}'_2 \quad (5.1)$$

$$p_2 \hat{p}_2 + u'_2 \hat{u}'_2 = u_2 \hat{u}_2 + (w - u_3) \hat{u}_3 + p_3 \hat{p}_3 - (w - u'_3) \hat{u}'_3 \quad (5.2)$$

$$p_3 \hat{p}_3 + u'_3 \hat{u}'_3 = u_3 \hat{u}_3 + (w - u_1) \hat{u}_1 + p_1 \hat{p}_1 - (w - u'_1) \hat{u}'_1 \quad (5.3)$$

Celem eliminacji  $u'_2 \hat{u}'_2$  i  $u'_3 \hat{u}'_3$  zrzutowano wektory równania (5.1) na kierunek  $\hat{p}'_2$  i wektory równania (5.3) na kierunek  $\hat{p}'_3$ . Uzyskane dwa równania algebraiczne rozwiązuje się dla niewiadomych  $u'_1$  i  $\varphi$ . Kąt obrotu platformy  $\varphi$  wynosi:

$$\varphi = 2 \arctan \frac{B - \sqrt{A^2 + B^2 - D^2}}{A + D} \quad (5.4)$$

gdzie:  $A = 2p_1 + 2p_2 + 2p_3 - \sqrt{3}w$ ,  $B = 2u_1 + 2u_2 + 2u_3 - 3w$ ,  $D = -\sqrt{3}w$ .

Odległość punktu przecięcia prostej, wzdłuż której porusza się światło pierwszego lasera z pierwszym (poziomym na Rys.5.1) bokiem trójkąta ekranu od jego prawego wierzchołka, po przemieszczeniu wynosi:

$$u'_1 = \frac{\sqrt{3}}{3} [\cos \varphi (\sqrt{3}u_1 - p_1 - 2p_2) + \sin \varphi (2w - 2u_2 - \sqrt{3}p_1 - u_1)] \quad (5.5)$$

Wektor położenia  $O'$  w układzie  $\{O, x, y\}$  wynosi:

$$\mathbf{s} = p_1 \hat{\mathbf{p}}_1 + \frac{\sqrt{3}}{6} w (\hat{\mathbf{p}}'_1 - \hat{\mathbf{p}}_1) + (u'_1 - 0,5w) \hat{\mathbf{u}}'_1 - (u_1 - 0,5w) \hat{\mathbf{u}}_1 \quad (5.6)$$

Zrzutowanie wektorów równania (5.6) na kierunek osi poziomej:  $\hat{\mathbf{x}} = \hat{\mathbf{u}}_1$  i pionowej:  $\hat{\mathbf{y}} = \hat{\mathbf{p}}_1$  prowadzi do uzyskania współrzędnych wektora położenia środka układu  $\mathbf{s}(x_{O'}, y_{O'})$ :

$$x_{O'} = 0,5w - u_1 + (u'_1 - 0,5w) \cos \varphi - \frac{\sqrt{3}}{6} w \sin \varphi \quad (5.7)$$

$$y_{O'} = p_1 + \frac{\sqrt{3}}{6} w (\cos \varphi - 1) + (u'_1 - 0,5w) \sin \varphi \quad (5.8)$$

Wzory (5.4), (5.7) i (5.8) określają położenie kątowe i liniowe trójkątnego ekranu związanego z platformą na podstawie stałych wielkości:  $w, u_1, u_2, \tilde{p}_1, \tilde{p}_2$  i wielkości zmiennych mierzonych przez czujniki laserowe:  $p'_1, p'_2$ .

Dla  $\varphi \approx 0$  można przyjąć  $\cos \varphi \approx 1$ ,  $\sin \varphi \approx \varphi$  i otrzymać przybliżone wartości kąta obrotu platformy i współrzędnych  $O'$ :

$$\varphi = \frac{2p_1 + 2p_2 + 2p_3}{3w - 2u_1 - 2u_2 - 2u_3} \quad (5.9)$$

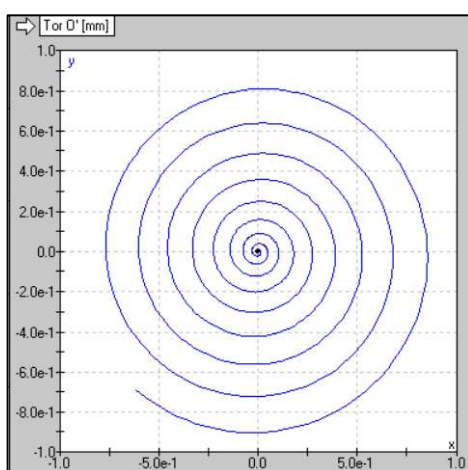
$$x_{O'} = u'_1 - u_1 - \frac{\sqrt{3}}{6} w \varphi \quad (5.10)$$

$$y_{O'} = p_1 + (u'_1 - 0,5w) \varphi \quad (5.11)$$

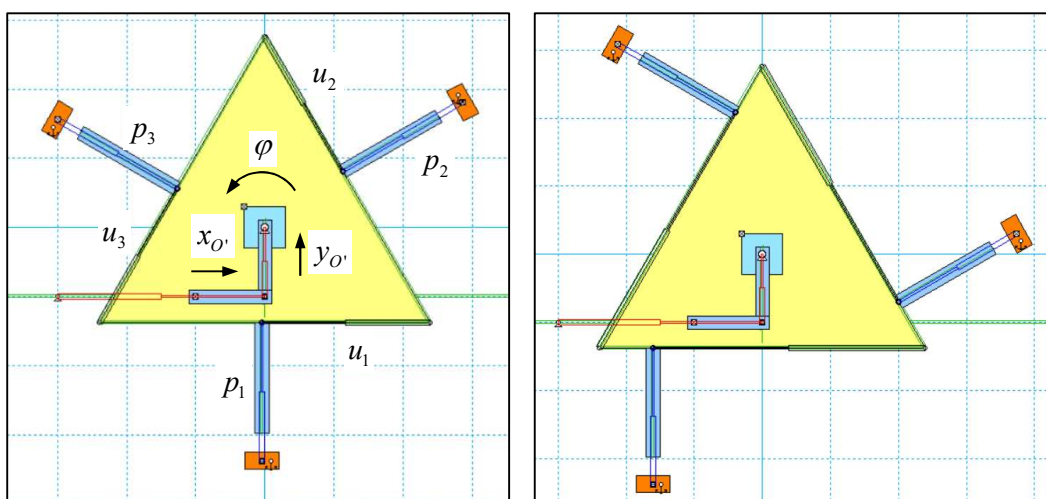
gdzie:  $u'_1 = \frac{\sqrt{3}}{3} [\sqrt{3}u_1 - p_1 - 2p_2 + \varphi(2w - 2u_2 - \sqrt{3}p_1 - u_1)]$

W trakcie pomiarów przy użyciu czujników laserowych, do wyznaczenia położenia środka platformy  $O'$ , wykorzystano równania (5.10) i (5.11) a kąt obrotu ekranu z platformą określono na podstawie równania (5.9).

W celu określenia różnic w wynikach położenia platformy uzyskanych na podstawie dokładnych i uproszczonych zależności, zbudowano w programie Working Model 2D model układu pomiarowego, który przedstawiono na Rys.5.3. Model uwzględnia zmierzone na wyciętym monolicie odległości:  $u_1, u_2, u_3$  oraz długość boku ekranu  $w$ . Odległości  $p_1, p_2, p_3$  są mierzone przez „siłowniki pomiarowe”. Wymuszenie zmiany położenia ekranu  $x_{O'}$ ,  $y_{O'}$  i  $\varphi$  jest realizowane przez dwa prostopadłe ustawione do siebie siłowniki oraz silnik obrotowy podłączony do środka trójkąta ekranu. Wykonano spiralny (Rys.5.2) ruch środka ekranu  $O'$  oraz równocześnie sinusoidalną zmianę kąta nachylenia podstawy ekranu  $\varphi$ .



Rys.5.2. Tor środka ekranu  $O'$ .

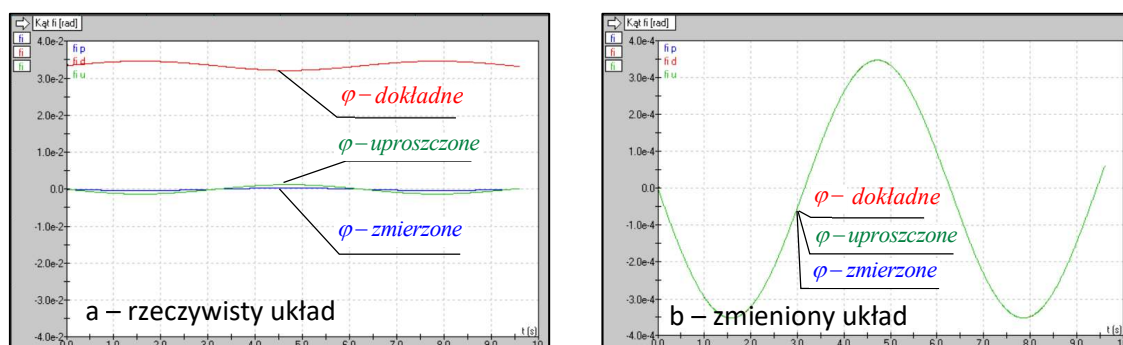


Rys.5.3. Modele: a) rzeczywistego układu pomiarowego, b) ze zmienionymi ustawieniami czujników.

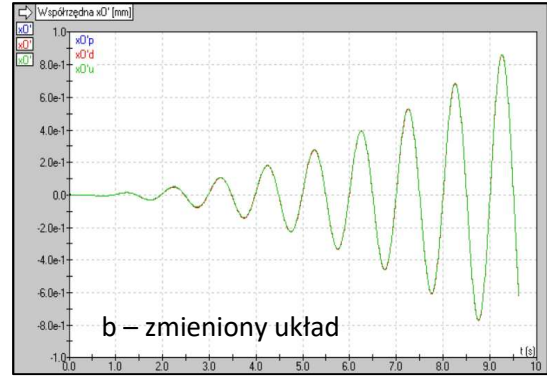
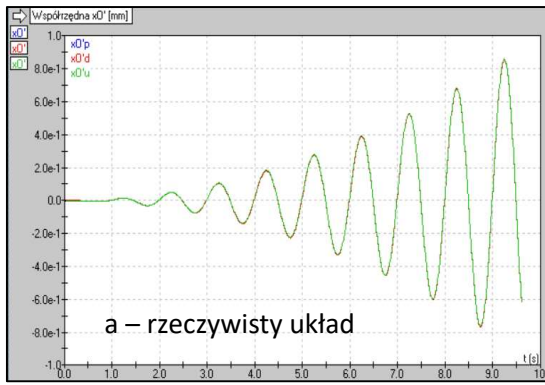
Wyniki symulacji rzeczywistego układu przedstawiono na Rys.5.4.a, 5.5.a i 5.6.a. Rys.5.4.a zawiera przebieg kąta obrotu  $\varphi$  narzucony przez silnik ruchu kąowego i zmierzony przez program ( $\varphi$ -*zmierzone*, kolor niebieski) oraz przebiegi kąta  $\varphi$  wyznaczonych na podstawie równań dokładnych (5.4) ( $\varphi$ -*dokładne*, kolor czerwony) i uproszczonych (5.9) ( $\varphi$ -*uproszczone*, kolor zielony). Stwierdzono brak zgodności, który wynika z niefortunnego ustawienia czujników naprzeciw środków boków ekranu.

Mimo braku zgodności przebiegów kąta  $\varphi$  pokazanych na Rys.5.4.a, przebiegi współrzędnych  $x_{O'}$  i  $y_{O'}$  przedstawionych na Rys.5.5.a i 5.6.a są zgodne w ramach dopuszczalnego błędu. Realizowane zmiany kąta nachylenia platformy zawierają się w zakresie  $-3,63 \cdot 10^{-4} < \varphi < 3,63 \cdot 10^{-4}$  [°]. Dla takich wartości  $\varphi$  jego wpływ na współrzędne  $x_{O'}$  i  $y_{O'}$  jest pomijalnie mały.

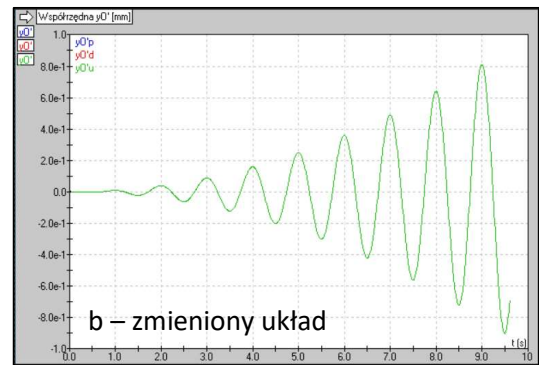
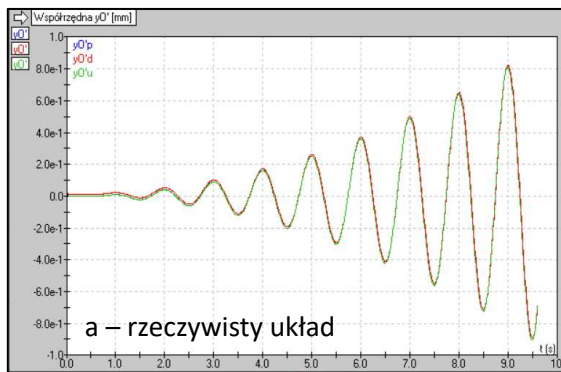
Zbudowano drugi model układu pomiarowego z odsuniętymi czujnikami tak jak na Rys.5.3.b. Przebiegi kąta  $\varphi$  są już jednakowe (Rys.5.4.b) podobnie jak i przebiegi  $x_{O'}$  i  $y_{O'}$  (Rys.5.5.b i 5.6.b).



Rys.5.4. Przebiegi kąta  $\varphi$  wg modeli: a) rzeczywistego układu pomiarowego,  
b) ze zmienionymi ustawieniami czujników.



Rys.5.5. Przebiegi współrzędnej  $x_{O'}$  wg modeli: a) rzeczywistego układu pomiarowego, b) ze zmienionymi ustawieniami czujników.



Rys.5.6. Przebiegi współrzędnej  $y_{O'}$  wg modeli: a) rzeczywistego układu pomiarowego, b) ze zmienionymi ustawieniami czujników.

Na tym etapie monolit był już wycięty z otworami pod czujniki w układzie jak na Rys.5.3.a i zdecydowano się pozostawić takie rozwiązanie do badań.

Wyznaczenie niepewności  $n(\varphi)$ ,  $n(x_{O'})$  i  $n(y_{O'})$  ma charakter złożony [89] i zależy od niepewności standardowych stałych wielkości:  $w, u_1, u_2, u_3, \tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3$  i zmiennych odległości  $p'_1, p'_2, p'_3$ .

Niepewność pomiaru kąta obrotu platformy  $n(\varphi)$  :

$$n(\varphi) = \sqrt{\sum_{i=1}^{10} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} n(x_i) \right)^2} \quad i = 1 \dots 10 \quad (5.12)$$

gdzie:  $x_i = \{ \tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, p'_1, p'_2, p'_3, u_1, u_2, u_3, w \}$  - wektor wielkości koniecznych do obliczenia kąta obrotu w kolejnym położeniu platformy,  $n(x_i) = \{ n(\tilde{p}_1), n(\tilde{p}_2), n(\tilde{p}_3), n(p'_1), n(p'_2), n(p'_3), n(u_1), n(u_2), n(u_3), n(w) \}$  - wektor niepewności standardowych.

Niepewności pomiaru współrzędnych przesunięcia liniowego platformy:

$$n(x_{O'}) = \sqrt{\sum_{j=1}^8 \left( \frac{\partial x_{O'}}{\partial x_j} n(x_j) \right)^2} \quad (5.13)$$

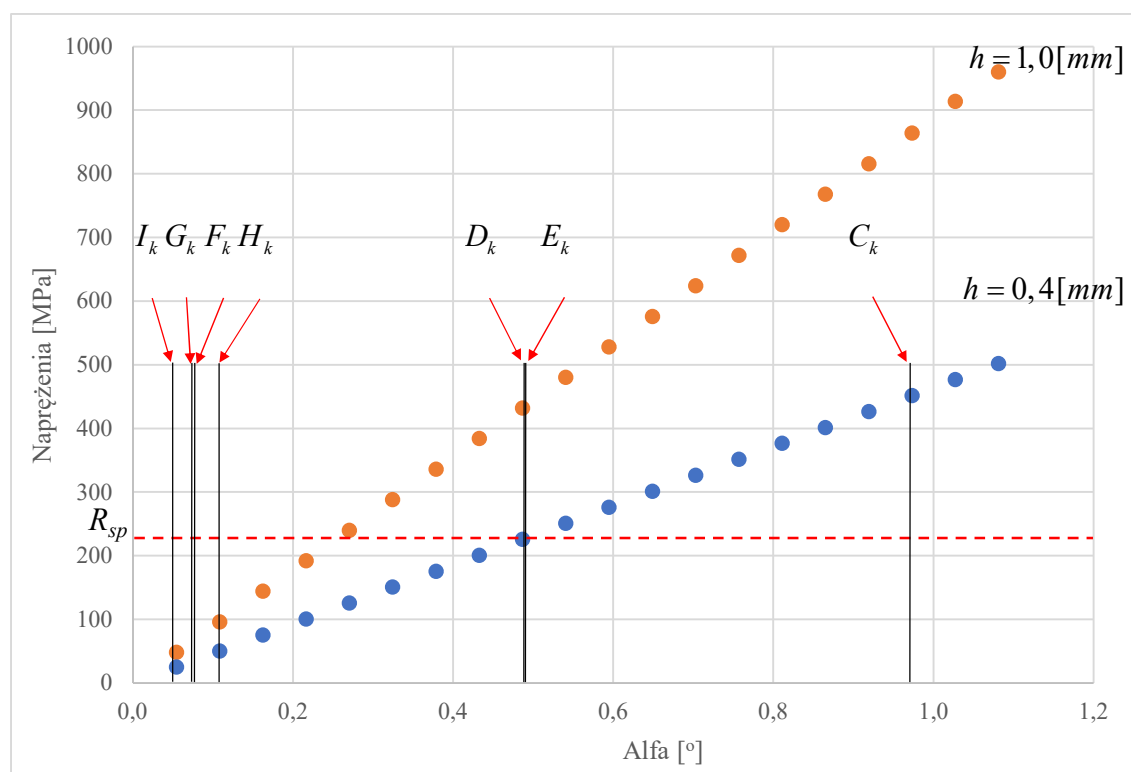
$$n(y_{O'}) = \sqrt{\sum_{j=1}^8 \left( \frac{\partial y_{O'}}{\partial x_j} n(x_j) \right)^2} \quad j = 1 \dots 8 \quad (5.14)$$

gdzie:  $x_j = \{\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, p'_1, p'_2, u_1, u_2, w, \varphi\}$  - wektor wielkości koniecznych do obliczenia współrzędnych położenia środka platformy w kolejnym położeniu platformy,  $n(x_j) = \{n(\tilde{p}_1), n(\tilde{p}_2), n(p_1), n(p_2), n(u_1), n(u_2), n(w), n(\varphi)\}$  - wektor niepewności standardowych. Na podstawie (5.9), (5.10) i (5.11) wyznaczono pochodne cząstkowe występujące w równaniach (5.12), (5.13) i (5.14) (Dodatek A).

Przyjęto wektor wielkości koniecznych do obliczenia niepewności kąta obrotu platformy:  $\tilde{p}_1 = \tilde{p}_2 = \tilde{p}_3 = 7,800[\text{mm}]$   $p'_1 = p'_2 = p'_3 = 7,801[\text{mm}]$ ,  $u_1 = u_2 = u_3 = 12[\text{mm}]$ ,  $w = 23,9[\text{mm}]$  oraz ich wektor niepewności standardowych  $n(x_i) = \{n(\tilde{p}_1), n(\tilde{p}_2), n(\tilde{p}_3), n(p'_1), n(p'_2), n(p'_3), n(u_1), n(u_2), n(u_3), n(w)\} = 1[\mu\text{m}]$ . Niepewność wartości kąta obrotu platformy na podstawie (5.12) wynosi:  $n(\varphi) = 0.017[^\circ] = 1,2[']$ . Niepewności współrzędnych przesunięcia liniowego na podstawie (5.13) i (5.14) wynoszą:  $n(x_{O'}) = 120,1[\mu\text{m}]$ ,  $n(y_{O'}) = 135,7[\mu\text{m}]$ .

## 6. Monolit mechanizmu elastycznego

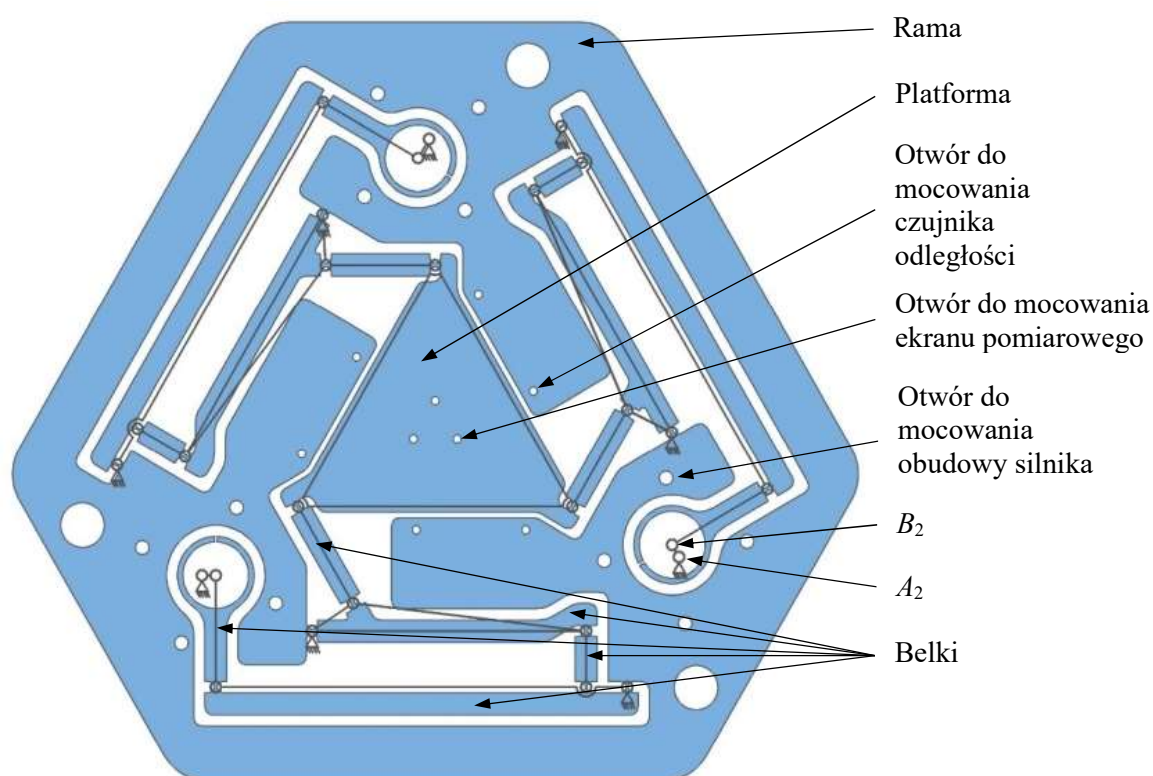
Schemat kinematyczny mechanizmu pokazany na Rys. 4.1 jest podstawą do określenia właściwego kształtu monolitu, który został wycięty z arkusza 6 [mm] blachy wykonanej ze stali nierdzewnej 304. Ostoję mechanizmu stanowi zewnętrzna sześcioboczna sztywna rama. Przyjęto wartości wszystkich wysokości belek wynoszące 8 [mm]. Minimalne wysokości kołowych przewężeń przedstawione w Tab. 6.1, określono uwzględniając maksymalne ugięcia w przewężeniu od pozycji początkowych oraz przebieg maksymalnych naprężeń w przewężeniach przedstawionych na Rys. 6.1. Przyjęto dwie wartości minimalnych wysokości kołowych przewężeń; 1,0 [mm] i 0,4 [mm]. Pierwsza wysokość zapewnia wystarczającą sztywność poprzeczną, a naprężenia w przewężeniach  $F_k$ ,  $G_k$ ,  $H_k$ ,  $I_k$ , mają wartość poniżej granicy sprężystości. Druga wysokość przewężeń  $D_k$  i  $E_k$  powoduje, że ich wartości naprężeń są jeszcze w zakresie sprężystym. W przewężeniach  $C_k$  maksymalny kąt ugięcia jest największy i przy wysokości 0,4 [mm] wartości naprężeń są znacznie większe od granicy sprężystości. Przyjęcie mniejszej wysokości przewężenia  $C_k$  zwiększa ryzyko trwałej deformacji przy montażu. Ponadto, interesującym będzie zbadanie zachowania się monolitu, w którym są przewężenia pracujące w zakresie ponad  $R_{sp}$ .



Rys. 6.1. Maksymalne naprężenia w przewężeniach  $h=0,4$  [mm] i  $h=1,0$  [mm] w funkcji przemieszczenia kątowego.

Tab. 6.1. Zakresy kątów ugięć w przewężeniach monolitu.

| Przewężenia | Maksymalne ugięcie od pozycji początkowej [°] | Minimalna wysokość kołowego przewężenia [mm] |
|-------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|
| $C_k$       | -0,982                                        | 0,4                                          |
| $D_k$       | -0,478                                        | 0,4                                          |
| $E_k$       | 0,480                                         | 0,4                                          |
| $F_k$       | -0,073                                        | 1,0                                          |
| $G_k$       | 0,071                                         | 1,0                                          |
| $H_k$       | 0,111                                         | 1,0                                          |
| $I_k$       | -0,043                                        | 1,0                                          |

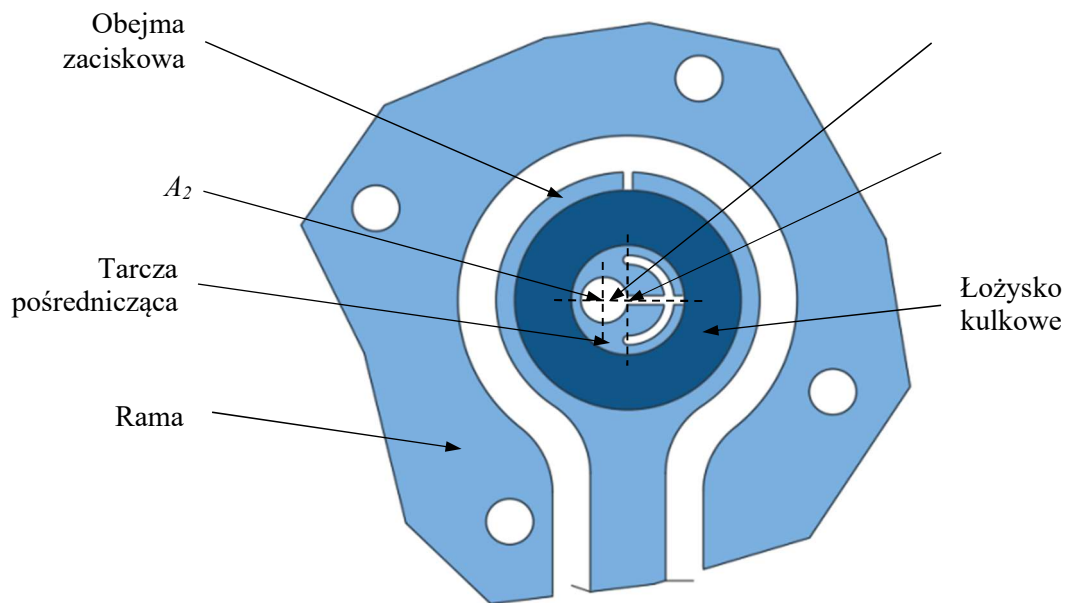


Rys.6.2. Monolit mechanizmu pozycjonera.

Przykładowo silnik krokowy napędzający drugi układ dźwigniowy jest przytwierdzony do ramy. Wałek silnika jest mocowany w otworze o środku  $A_2$  tarczy pośredniczącej przedstawionej na Rys.6.3. Punkt  $A_2$  jest odsunięty od środka  $B_2$  tarczy pośredniczącej o wielkość mimośrodu  $a_2$ . Szczeliny wykonane w tarczy pośredniczącej umożliwiają wsunięcie wałka silnika a następnie wsunięcie tarczy do wewnętrznego pierścienia łożyska kulowego. Zewnętrzny pierścień łożyska jest wsunięty do obejmy zaciskowej stanowiącej zakończenie belki monolitu. Wymiary

połączenia pomiędzy obejmą zaciskową, łożyskiem, tarczą pośredniczącą i wałkiem silnika są dobrane tak, że uzyskano połączenia cierne. Układ dźwigniowy stanowią mimośród  $a_2$  oraz belka  $b_2$ . Początek belki  $b_2$  stanowi nacięta obejmą pod łożysko a koniec przewężenie  $C_2$ , które łączy prostopadłe do siebie belki  $b_2$  i  $c_2$ . Belka  $c_2$  jest połączona przewężeniem  $E_2$  do krótkiej i prostopadłej do niej belki  $e_2$  oraz przewężeniem  $D_2$  do ramy monolitu. Belka  $e_2$  jest połączona pod kątem prostym przewężeniem  $F_2$  do trójlącznej belki, która jest połączona do ramy monolitu przewężeniem  $G_2$  i do belki  $i$  przewężeniem  $H_2$ . Kąt pomiędzy ramionami  $f_2$  i  $h_2$  trójlącznej belki wynosi  $30^\circ$ . Belka  $i_2$  jest prostopadła do ramienia  $h_2$  i ustawiona pod kątem  $60^\circ$  do boku platformy, z którą jest połączona przewężeniem  $I_2$ . Pozostałe dwa układy dźwigniowe są skonstruowane w identyczny sposób i obrócone względem siebie o  $120^\circ$ .

Mechanizm pracuje w poziomej płaszczyźnie. Aby uniknąć niekorzystnego wpływu grawitacji w poprzecznym kierunku do płaszczyzny ruchu, pod monolit zamocowano płytę PTFE o niskim współczynniku tarcia.



*Rys.6.3. Rozwiązanie podłączenia napędu do układu dźwigniowego.*

## 7. Analiza monolitu metodą elementów skończonych

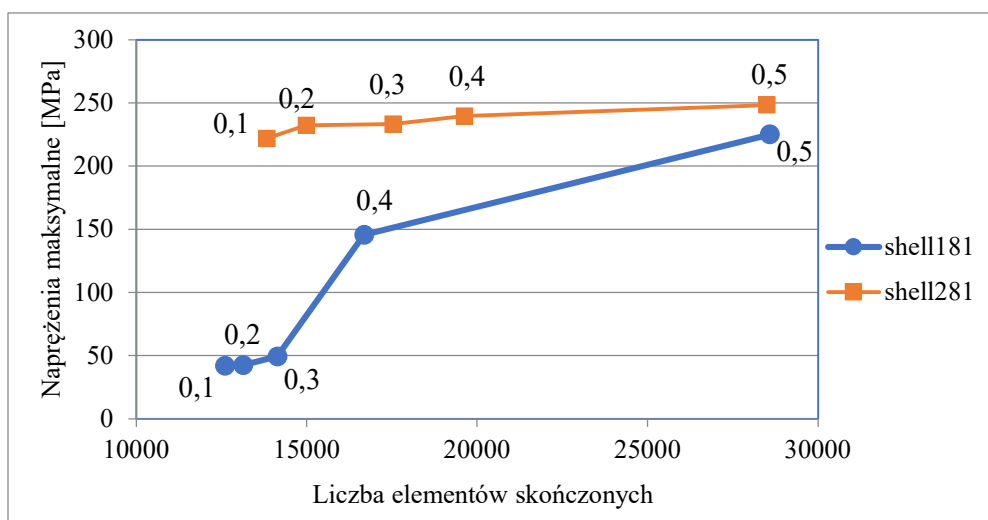
Metoda elementów skończonych MES jest często stosowana w analizie mechanizmów elastycznych. Uwzględnienie deformacji ogniów, a przede wszystkim przewężeń, umożliwia wyznaczenie przemieszczenia całego mechanizmu, które jest zbliżone do rzeczywistego. Możliwość oszacowania naprężeń przez MES jest użyteczna w znalezieniu miejsc w mechanizmie elastycznym, w których pojawia się niepożądane przekroczenie granicy sprężystości.

W symulacji wykonano maksymalne 30 [°] przemieszczenie kątowe pojedynczego wałka napędowego w celu wykazania stanu naprężeń w monolicie, a szczególnie w jego przewężeniach. Analizę wykonano w programie Ansys.

### 7.1. Testy zbieżności, siatka

Do analizy przyjęto monolit przedstawiony na Rys.6.2, który był podstawą modelu 3D utworzonego w programie AutoCAD. W celu ograniczenia liczby elementów skończonych i przyspieszenia obliczeń pominięto otwory montażowe. Obejmy łożysk, łożyska, tarcze pośredniczące i wałki napędów scalono w pojedyncze powierzchnie.

Celem sprawdzenia poprawności doboru typu i wielkości elementów siatki monolitu wykonano testy zbieżności. Wzięto pod uwagę elementy typu shell 181 oraz shell 281. Dla obu elementów wykonano symulacje polegające na zmianie wielkości elementu skończonego i odczytywaniu naprężeń maksymalnych po wykonaniu przemieszczenia kąтового pojedynczego wałka napędowego o 30 [°]. Wielkość elementu przekłada się bezpośrednio na ilość elementów, z jakich składa się siatka. Symulacje wykonano dla wielkości każdego z elementów wynoszącą 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5. Wyniki przedstawiono na Rys.7.1.



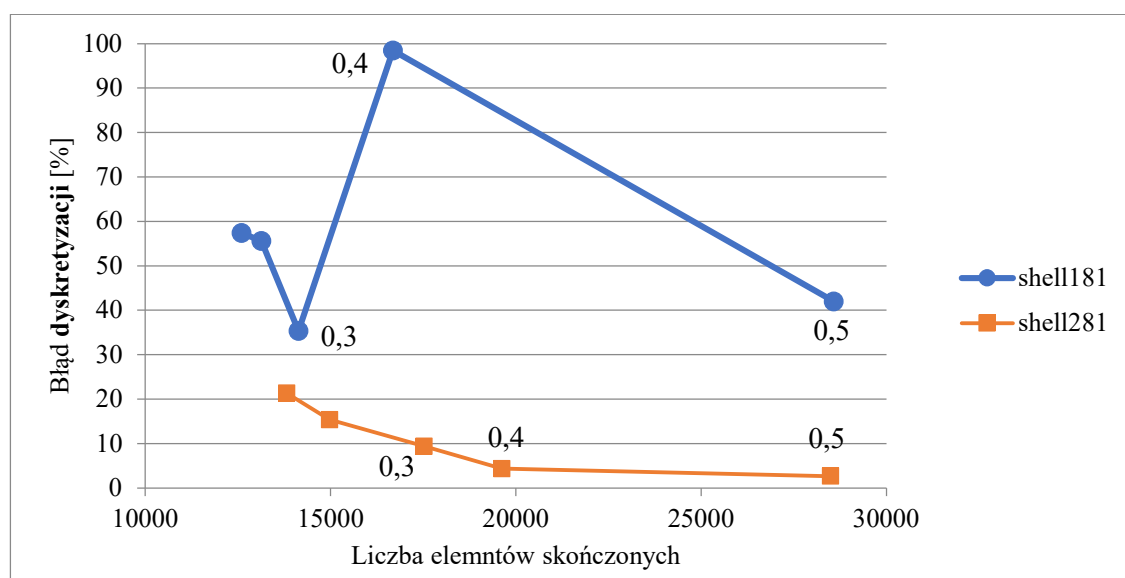
Rys.7.1. Wykres zbieżności dla elementów shell181 i shell281.

Zaobserwowano niewielką zmianę naprężeń maksymalnych przy zmianie wielkości elementu shell 281 i dużą zmianę naprężeń maksymalnych dla elementu shell 181. W żadnym przypadku nie została przekroczona granica sprężystości, ponieważ wartości naprężeń wahały się w zakresie od 220 do 250 [MPa].

Wykonano również analizę błędu dyskretyzacji siatki. Jako kryterium oceny przyjęto względną procentową różnicę między składnikiem naprężenia a naprężeniem z uwzględnieniem dyskretyzacji w lokalnym obszarze dużych naprężeń [90]:

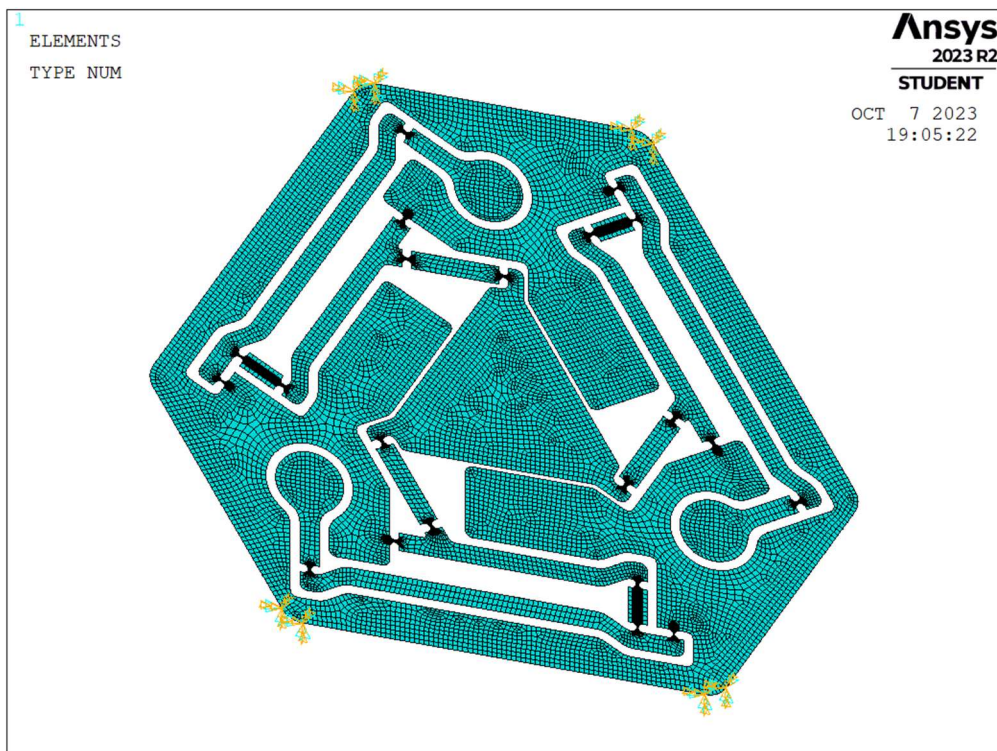
$$Error = \frac{SMXB - SMX}{SMX} * 100 \quad (7.1)$$

gdzie: SMX – maksymalna wartość naprężeń, SMXB - maksymalna wartość naprężeń z uwzględnieniem błędu dyskretyzacji. Wyniki przedstawiono na Rys.7.2.

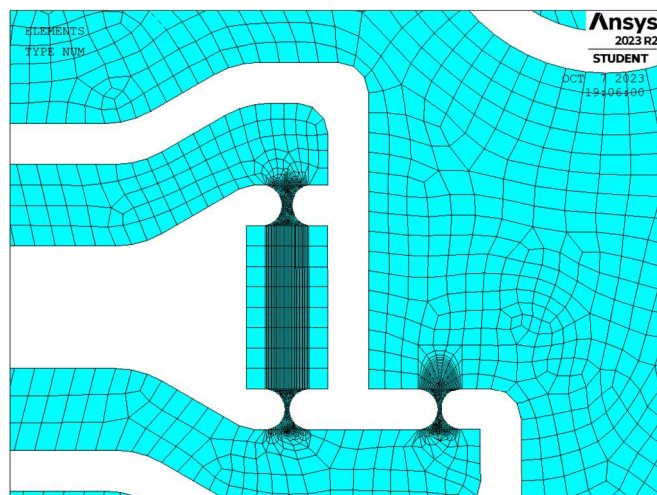


Rys.7.2. Wykresy błędu dyskretyzacji elementów shell 181 i shell 281.

Przy założeniu, że błąd dyskretyzacji powinien być mniejszy od 7% [90], odrzucono element typu shell 181. Dla elementu shell 281 dopuszczalne są wielkości elementów 0,2 z błędem dyskretyzacji 4% i 0,1 z błędem dyskretyzacji 3%. Zdecydowano, że w miejscach przewężeń siatka będzie zagęszczona i będą stosowane elementy shell 281 wielkości 0,1. Do pozostałych powierzchni wystarczające są elementy shell 281 o wielkości 2. Przyjęto moduł Younga 210 [GPa] oraz współczynnik Poissona 0,33. Model utwierdzono w ośmiu punktach, po dwa utwierdzenia w wierzchołkach naprzeciwległych bokach monolitu. Gotowy model podzielony na siatkę elementów wraz z utwierdzeniami przedstawiono na Rys.7.3, a zbliżenie na rozkład siatki w wybranych przewężeniach na Rys.7.4.



Rys.7.3. Wygenerowania siatki, wraz z nałożonymi utwierdzeniami.

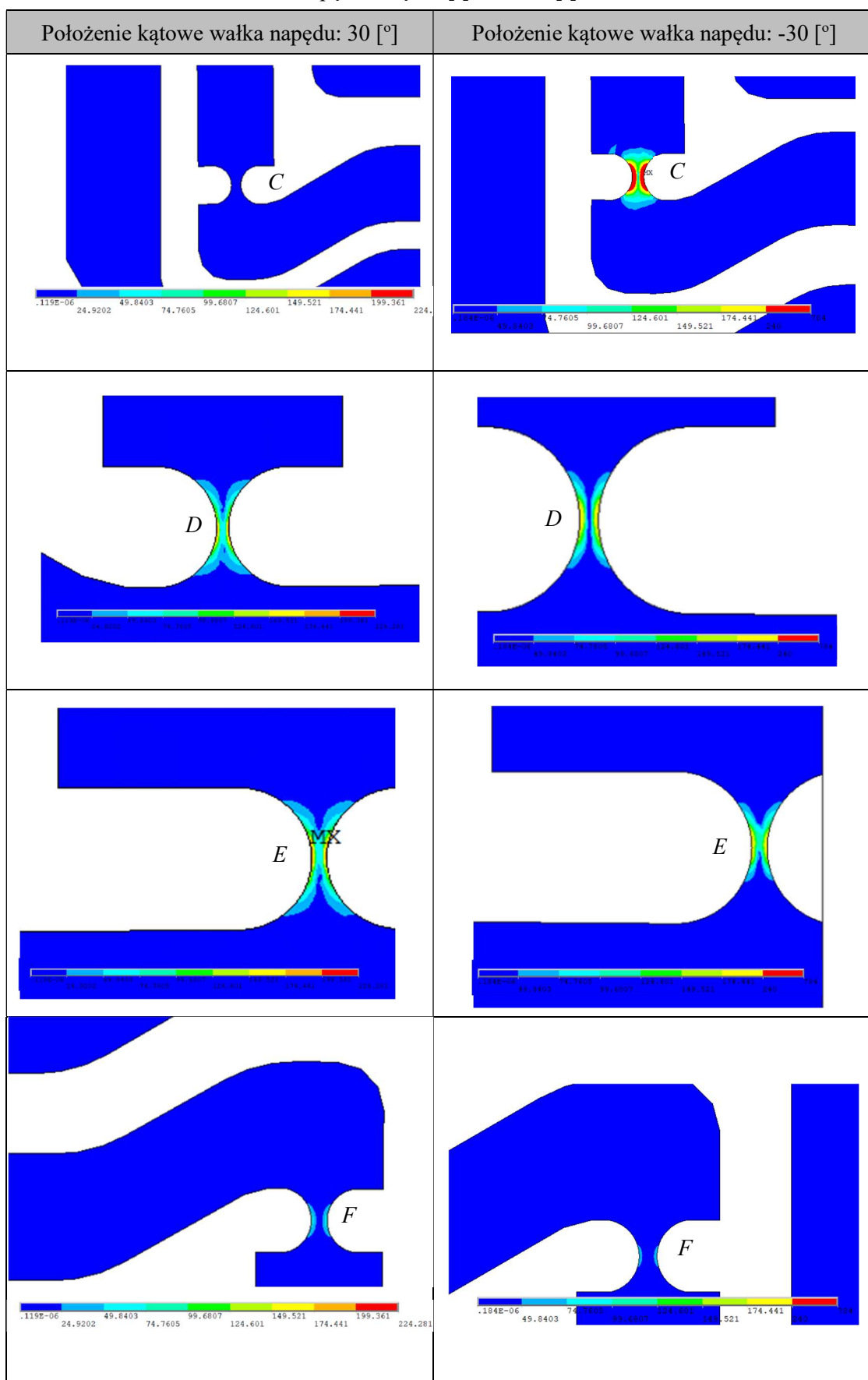


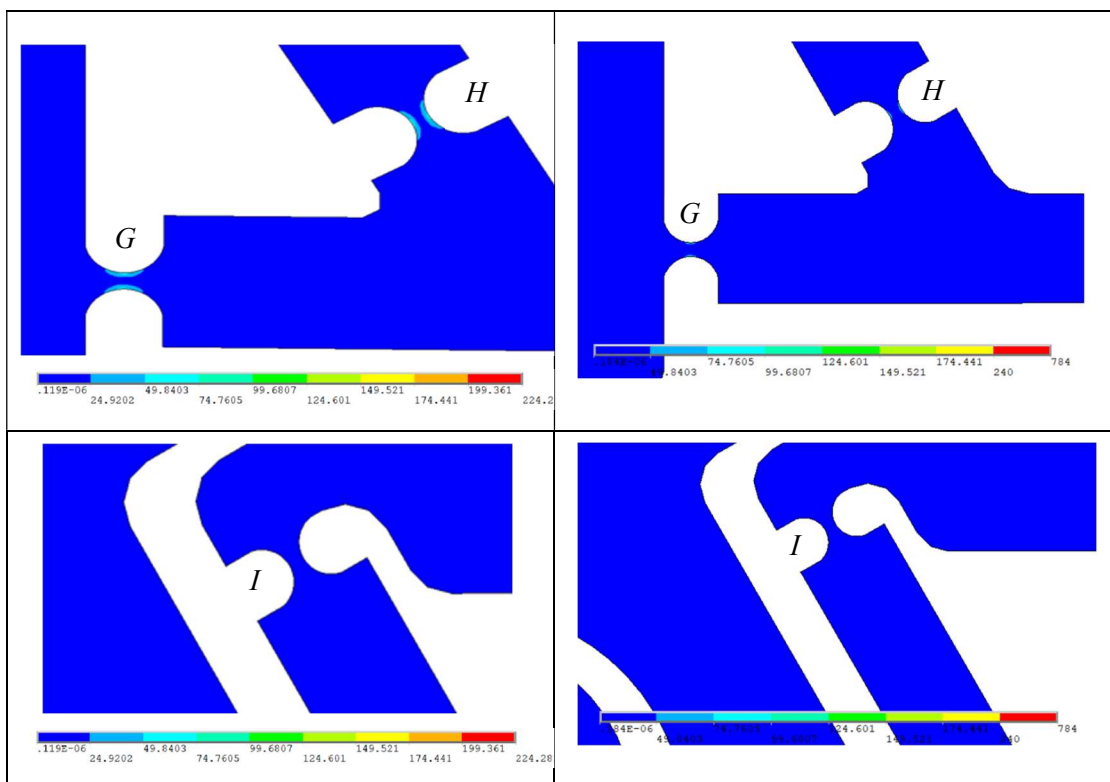
Rys.7.4. Siatka w przewężeniach  $D_1$ ,  $E_1$  oraz  $F_1$ .

## 7.2. Naprężenia

Aby ocenić stan naprężeń w monolicie skorzystano z hipotezy HMM. Wykonano symulację dla przemieszczenia wałka napędu o kąt  $30 [^\circ]$  oraz  $-30 [^\circ]$ . Wyniki przedstawiono w Tab.7.1.

Tab.7.1 Rozkład naprężeń w przewężeniach *C, D, E, F, G* oraz *I* dla przemieszczeń wałka napędu o kąt 30 [°] oraz -30 [°].





Dla przemieszczenia wałka napędu o kąt  $30 [^{\circ}]$  maksymalne naprężenia obserwowane są w przewężeniu  $E_k$  i wynoszą  $224 [MPa]$ . Nie występuje przekroczenie granicy sprężystości. Dla przemieszczenia wałka napędu o kąt  $-30 [^{\circ}]$ , maksymalne naprężenia obserwowane są w przewężeniu  $C_k$  i wynoszą  $784 [MPa]$ . Poza przewężeniem  $C_k$ , największe naprężenia występują w przewężeniach  $D_k$  oraz  $E_k$  wynoszące  $240 [MPa]$ . Do analizy naprężeń użyto modułu sprężystego programu Ansys. Ponieważ w przewężeniu  $C_k$  dochodzi do uplastycznienia materiału, rzeczywiste naprężenia będą niższe. Aby zbadać działanie monolitu, w którym występują przewężenia pracujące w zakresie plastycznym, nie dokonano zmian w geometrii przewężenia  $C_k$ .

## 8. Analiza obciążeń przewężeń i napędów

### 8.1. Momenty oporu deformacji przewężeń

Wartości momentów oporu w trakcie deformacji przewężeń zależą od względnych przemieszczeń kątowych w:  $C_k, D_k, E_k, F_k, G_k, H_k$  i  $I_k$  (patrz Rys.4.1), ( $A_k$  jest w osi wałka  $k$ -tego silnika krokowego, a przewężenie  $B_k$  stanowi oś łożyska kulkowego). Środek dowolnego przewężenia przecinają wersory ogniw połączonych tym przewężeniem. Jeżeli kąt pomiędzy takimi wersorami jest bliski zera, to jego wartość wyznacza się przy wykorzystaniu funkcji arcsin. W przypadku gdy kąt pomiędzy wersorami jest w pobliżu kąta prostego, to jego wartość wyznacza się przy wykorzystaniu funkcji arccos. Na podstawie wersorów ogniw połączonych przewężeniem określa się względne przemieszczenie kątowe jako różnicę pomiędzy kątem wersorów w położeniu po przemieszczeniu, a kątem wersorów w położeniu początkowym:

$$\alpha_{Ck}^w = \arccos(\hat{\mathbf{c}}_k \cdot \hat{\mathbf{b}}_k) - \arccos(\hat{\mathbf{c}}_k^p \cdot \hat{\mathbf{b}}_k^p) \quad (8.1)$$

$$\alpha_{Dk}^w = \arcsin\|\hat{\mathbf{g}}_k \times \hat{\mathbf{c}}_k\| - \arcsin\|\hat{\mathbf{g}}_k^p \times \hat{\mathbf{c}}_k^p\| \quad (8.2)$$

$$\alpha_{Ek}^w = \arccos(\hat{\mathbf{e}}_k \cdot \hat{\mathbf{c}}_k) - \arccos(\hat{\mathbf{e}}_k^p \cdot \hat{\mathbf{c}}_k^p) \quad (8.3)$$

$$\alpha_{Fk}^w = \arccos(\hat{\mathbf{f}}_k \cdot \hat{\mathbf{e}}_k) - \arccos(\hat{\mathbf{f}}_k^p \cdot \hat{\mathbf{e}}_k^p) \quad (8.4)$$

$$\alpha_{Gk}^w = \arcsin\|\hat{\mathbf{h}}_k \times \hat{\mathbf{n}}_k\| - \arcsin\|\hat{\mathbf{h}}_k^p \times \hat{\mathbf{n}}_k^p\| \quad (8.5)$$

$$\alpha_{Hk}^w = \arccos(\hat{\mathbf{h}}_k \cdot \hat{\mathbf{i}}_k) - \arccos(\hat{\mathbf{h}}_k^p \cdot \hat{\mathbf{i}}_k^p) \quad (8.6)$$

$$\alpha_{Ik}^w = \arccos(\hat{\mathbf{i}}_k \cdot \hat{\mathbf{j}}_k) - \arccos(\hat{\mathbf{i}}_k^p \cdot \hat{\mathbf{j}}_k^p) \quad (8.7)$$

Przy czym wersory ogniw w położeniu początkowym to:  $\hat{\mathbf{b}}_k^p, \hat{\mathbf{c}}_k^p, \hat{\mathbf{e}}_k^p, \hat{\mathbf{f}}_k^p, \hat{\mathbf{h}}_k^p, \hat{\mathbf{i}}_k^p, \hat{\mathbf{j}}_k^p$ , wersory związane z ramą:  $\hat{\mathbf{g}}_k, \hat{\mathbf{n}}_k$  a wersory ogniw po przemieszczeniu:  $\hat{\mathbf{b}}_k, \hat{\mathbf{c}}_k, \hat{\mathbf{e}}_k, \hat{\mathbf{f}}_k, \hat{\mathbf{h}}_k, \hat{\mathbf{i}}_k, \hat{\mathbf{j}}_k$ . Odjemniki w zależnościach od (8.1) do (8.7) oprócz (8.2) są równe zeru tylko dla idealnie wyciętego monolitu i zmontowanego pozycjonera. Względne przemieszczenie kątowe w osi wałka  $k$ -tego silnika krokowego wynosi  $\alpha_{Ak}^w = \alpha_{ak} = \arcsin\|\hat{\mathbf{a}}_k \times \hat{\mathbf{a}}_k^p\|$ .

W celu sformułowania statycznego modelu obciążeń napędów przyjęto założenia:

1) Praca wykonywana przez pojedynczy  $k$ -ty napęd jest przeznaczona prawie w całości na deformacje przemieszczeń przewężeń  $C_k, D_k, E_k, F_k, G_k, H_k, I_k$   $k$ -tego układu napędowego, a wpływ pozostałych dwóch układów napędowych jest pomijalnie mały. Względne przemieszczenia kątowe przewężeń platformy  $I_1, I_2, I_3$  są najmniejsze (Rys.4.5) i stanowią około 2% sumy przemieszczeń wszystkich przewężeń  $k$ -tego układu napędowego i co za tym idzie przepływ energii pomiędzy układami napędowymi postanowiono pominąć. Praca potrzebna na pokonanie oporów tarcia w łożysku  $B_k$  jest pominięta.

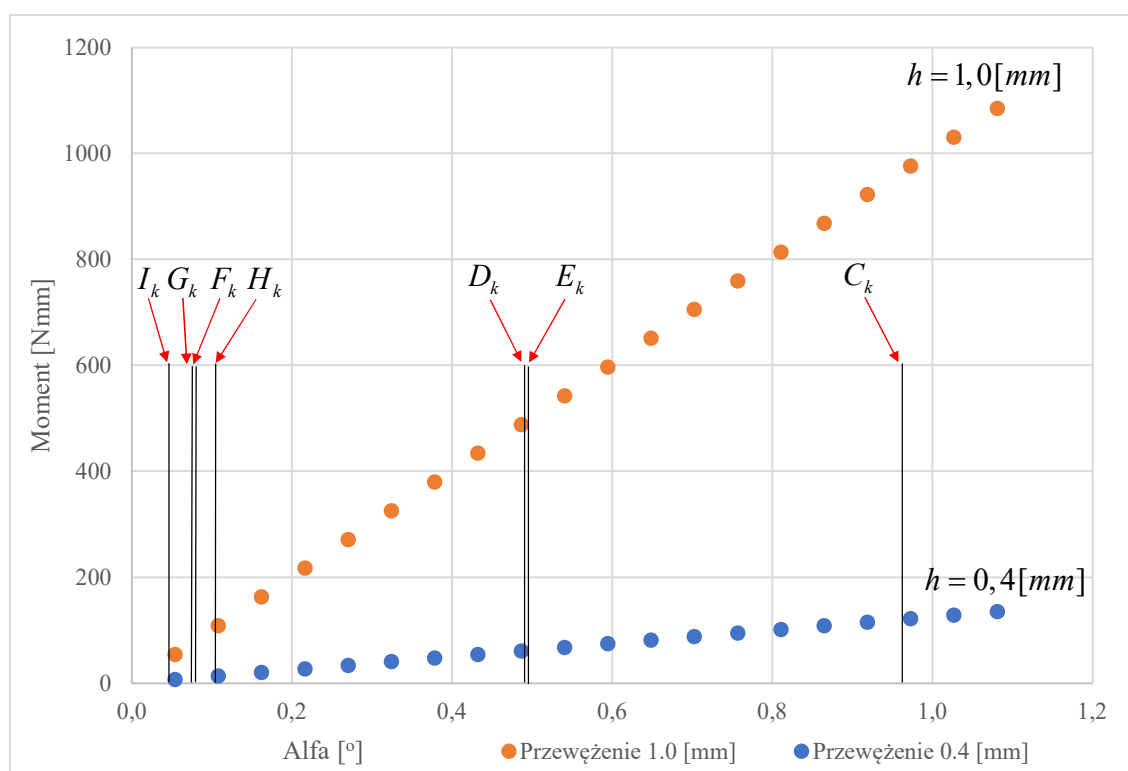
2) Moment oporu przy deformacji przewężenia zależy liniowo od względnego przemieszczenia kąowego  $\alpha^w$ :

$$M_h = K_h \alpha^w \quad (8.8)$$

gdzie:  $K_h$  - sztywność kątowa dla kołowego przewężenia o wysokości  $h$ .

Na podstawie wyników analizy MES przedstawionej na Rys.8.1 ustalono, że sztywności kątowe przewężeń o wysokości 0,4 [mm] i 1,0 [mm] wynoszą:  $K_{0,4} = 125,2 \left[ \frac{Nmm}{^\circ} \right]$ ,

$$K_{1,0} = 1003,5 \left[ \frac{Nmm}{^\circ} \right].$$



Rys.8.1. Momenty oporu przewężeń  $h=0,4$  [mm] i  $h=1,0$  [mm] w funkcji przemieszczenia kąowego.

Praca wydatkowana na maksymalne odkształcenie pojedynczego przewężenia wynosi:

$$W = \int_0^{\alpha_{max}^w} \alpha^w K_h d\alpha^w = \frac{1}{2} (\alpha_{max}^w)^2 K_h = \frac{1}{2} \alpha_{max}^w M_{max} \quad (8.9)$$

gdzie:  $\alpha_{max}^w$  - maksymalny względny kąt ugięcia w przewężeniu,  $M_{max}$  - moment oporu dla maksymalnego względnego przemieszczenia kąowego w przewężeniu.

Praca potrzebna na odkształcenia wszystkich przewężeń  $k$ -tego układu napędowego przyrównuje się pracy wykonanej przez  $k$ -ty napęd. Maksymalny moment przenoszony przez  $k$ -ty napęd, na podstawie (8.9), wynosi:

$$M_{A_k \max} = \frac{1}{\alpha_{A_k \max}^w} \left( \alpha_{Ck \max}^w K_{0,4} + \alpha_{Dk \max}^w K_{0,4} + \alpha_{Ek \max}^w K_{0,4} + \right. \\ \left. + \alpha_{Fk \max}^w K_{1,0} + \alpha_{Gk \max}^w K_{1,0} + \alpha_{Hk \max}^w K_{1,0} + \alpha_{Ik \max}^w K_{1,0} \right) \quad (8.10)$$

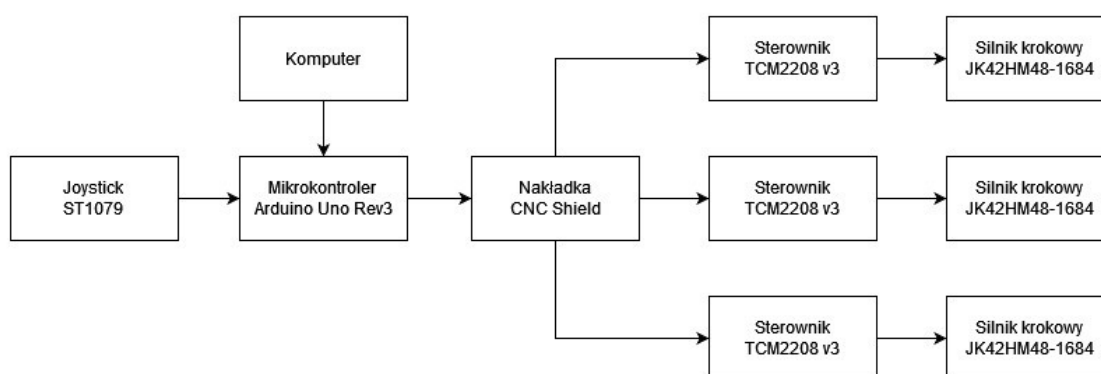
Na podstawie równania (8.10) można oszacować wartości momentów  $k$ -tego napędu odpowiadające skrajnym położeniom napędu są równe:  $|M_{A_k}(30)| = 5,73 \text{ [Nmm]}$ ,

$$|M_{A_k}(-30)| = 9,31 \text{ [Nmm]}.$$

Obliczone wartości momentów napędowych są około 46 razy mniejsze od momentów dysponowanych w zastosowanych silnikach krokowych.

## 9. Sterowanie

Realizację zaplanowanego przemieszczenia platformy mechanizmu wykonuje się poprzez sterowanie trzech silników krokowych. Zastosowane napędy posiadają rozdzielczość 400 kroków na obrót (co przekłada się na  $0,9 [^\circ/\text{krok}]$ ), maksymalny moment obrotowy  $0,43 [\text{Nm}]$  oraz średnicę wałka  $5 [\text{mm}]$ . Do sterowania silnikami użyto trzech sterowników TMC 2208 v3, które umożliwiają dodatkowy podział kroku w stosunku  $1/2$ ,  $1/4$  lub  $1/16$ . W projekcie zastosowano podział kroku na  $1/16$ , uzyskując rozdzielczość  $0,06 [^\circ/\text{krok}]$ . Sterowanie układem zrealizowano przy użyciu płytki Arduino Uno Rev 3, wyposażonej w 8-bitowy mikrokontroler Atmel z serii AVR z microchipem ATmega328P. Komunikacja z mikrokontrolerem odbywała się dzięki szeregowemu interfejsowi UART. Do programowania wykorzystano język C#, a wybranym środowiskiem programistycznym był program Arduino IDE. Aby ograniczyć ilość przewodów, do połączenia wszystkich elementów układu w całość, użyto nakładki Arduino CNC Shield. Z pozostałych elementów układu elektronicznego należy wymienić joystick ST1079, zasilacz  $24 [\text{V}]$  oraz trzy wentylatory, chłodzące silniki krokowe. Cały układ został zamknięty w obudowie, wydrukowanej na drukarce 3D. Silniki krokowe zamontowano bezpośrednio do ramy mechanizmu elastycznego. Połączenie układu przedstawiono na schemacie blokowym na Rys.9.1.



Rys.9.1. Schemat blokowy układu elektronicznego.

Dla uproszczenia kodu do sterownia silnikami użyto biblioteki AccelStepper [91] posiadającą licencję OpenSource. W obliczeniach wykorzystano kartezjański układ współrzędnych związany z ramą, umieszczony w geometrycznym środku platformy w pozycji początkowej.

Przewidziane są dwa tryby ruchu. Tryb manualny przy użyciu joysticka oraz wprowadzenie położenia platformy za pomocą współrzędnych, nazwane dalej trybem numerycznym. W obu przypadkach konieczne jest obliczenie kątów obrotu silników krokowych w oparciu o opisane w pracy sposoby sterowania. Ze względu na prostotę, dla obu trybów wybrano sterowanie ortogonalne.

Danymi wejściowymi są zadane wartości przemieszczeń efektora wzdłuż osi  $x$  oraz  $y$ . Dla tych wartości następuje zamiana przemieszczenia na kąt obrotu trzech silników krokowych. W sterowaniu ortogonalnym kątowne przemieszczenie trzeciego napędu można wyznaczyć na podstawie przemieszczeń dwóch pozostałych (4.17). Dlatego w oparciu o równanie (4.16) wyznaczono przełożenia tylko pierwszego  $\mathcal{G}_1 = w_1(\theta)P$  i drugiego  $\mathcal{G}_2 = w_2(\theta)P$  napędu dla czterech wartości kąta nachylenia liniowego przemieszczenia platformy. Wartości przełożeń przedstawiono w Tab.9.1. Jako jednostkę przełożenia przyjęto  $\left[ \frac{^\circ}{\mu\text{m}} \right]$ .

Tab.9.1. Wartości przełożeń dla napędów pierwszego i drugiego.

|                                                                   | $\mathcal{G}_1 \left[ \frac{^\circ}{\mu\text{m}} \right]$ | $\mathcal{G}_2 \left[ \frac{^\circ}{\mu\text{m}} \right]$ |
|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| ruch poziomy platformy w prawo<br>$\theta = 0 [\text{rad}]$       | $\mathcal{G}_1^{\rightarrow} = -0,5730$                   | $\mathcal{G}_2^{\rightarrow} = -0,5730$                   |
| ruch pionowy platformy do góry<br>$\theta = \pi / 2 [\text{rad}]$ | $\mathcal{G}_1^{\uparrow} = 0,9924$                       | $\mathcal{G}_2^{\uparrow} = -0,9924$                      |
| ruch poziomy platformy w lewo<br>$\theta = \pi [\text{rad}]$      | $\mathcal{G}_1^{\leftarrow} = 0,5730$                     | $\mathcal{G}_2^{\leftarrow} = 0,5730$                     |
| ruch pionowy platformy w dół<br>$\theta = 3\pi / 2 [\text{rad}]$  | $\mathcal{G}_1^{\downarrow} = -0,9924$                    | $\mathcal{G}_2^{\downarrow} = 0,9924$                     |

Kąty obrotu silników krokowych zmieniają się od  $-30 [^\circ]$  do  $30 [^\circ]$ . W przypadku wyjścia poza zakres, wprowadzony warunek bezpieczeństwa spowoduje, że ruch na zadaną pozycję się nie wykona. Zamiast tego silniki wygenerują ruch, w wyniku którego platforma przesunie się do położenia startowego.

W trybie numerycznym kolejne położenia platformy są podane w stałym układzie współrzędnych w formie tabelarycznej lub przy użyciu zapisu funkcyjnego. Obliczanie kątów obrotu napędów, na podstawie rozwiązania zadania odwrotnego położeń oraz Tab.9.1, realizowane jest w programie uruchomionym na komputerze połączonym z mikrokontrolerem. Wartości kątów przesyłane są do sterownika, który nadzoruje wykonanie ruchu przez silniki krokowe.

W przypadku sterowania joystickiem potrzebna jest informacja o aktualnym położeniu gałki joysticka. Jego działanie oparte jest na dwóch potencjometrach, każdy z nich przekazujący informację o położeniu wzdłuż osi  $x$  oraz  $y$ . Zmiana sygnału przeskalowana jest w zakresie od 0 do 1023, gdzie położenie neutralne występuje w wartości 512. Przechył gałki powoduje

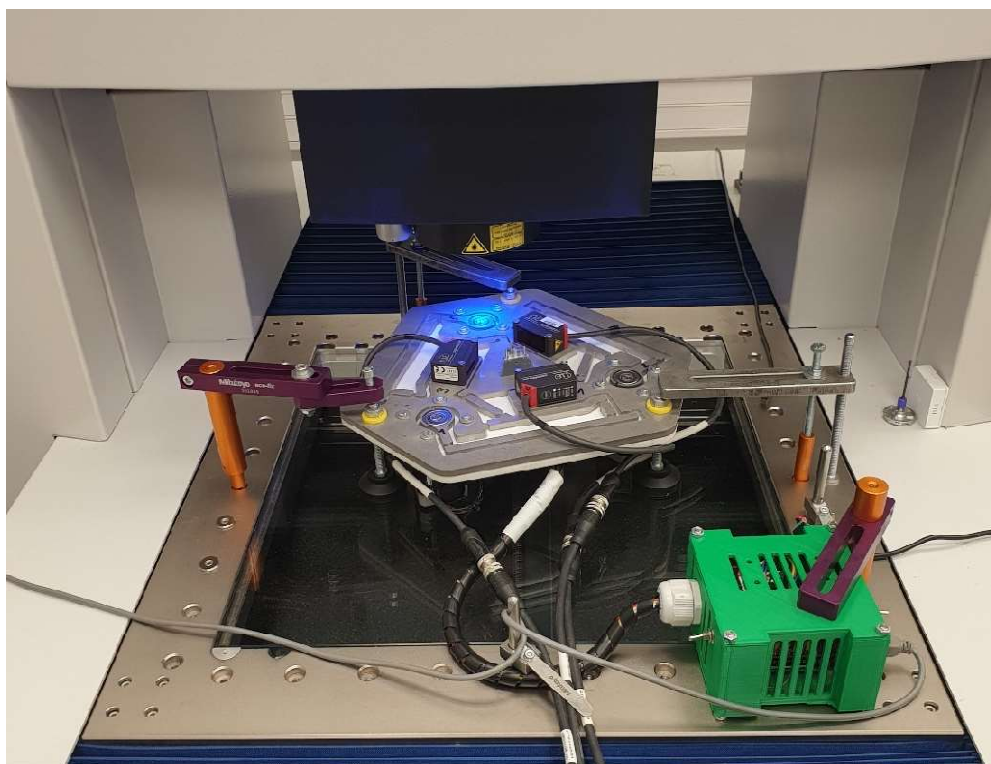
generowanie sygnału o odpowiedniej wartości dla danego położenia. W algorytmie założono „martwą strefę”, czyli miejsca, gdzie wychylenie gałki nie będzie powodowało ruchu silników. Została ona wprowadzona, aby uniknąć ruchów mechanizmu spowodowanych przypadkowym potrąceniem gałki joysticka. Do obliczenia kątów obrotu napędu według wzorów (4.16) konieczne jest wyznaczenie odległości pomiędzy położeniem aktualnym, a położeniem po ruchu. W przypadku sterownia joystickiem założono stałą wartość odległości. Sygnał z joysticka służy w takim przypadku tylko do określenia kierunku ruchu. Działanie algorytmu polega na odczytaniu wartości przechyłu joysticka dla obu osi. Jeśli przechył jest większy niż zakres „martwej strefy”, odczytywany jest kierunek ruchu i następuje obliczenie kątów obrotu silników z założeniem stałej wartości przemieszczenia i wykonywany jest ruch. Efektem tego jest jednostajny ruch o kierunku zgodnym do kierunku wychylenia gałki joysticka.

## 10. Pomiary

### 10.1. Metodyka pomiarowa

Pomiary przemieszczeń platformy pozycjonera mają na celu weryfikację z przemieszczeniami zaplanowanymi. Zrealizowano następujące pomiary:

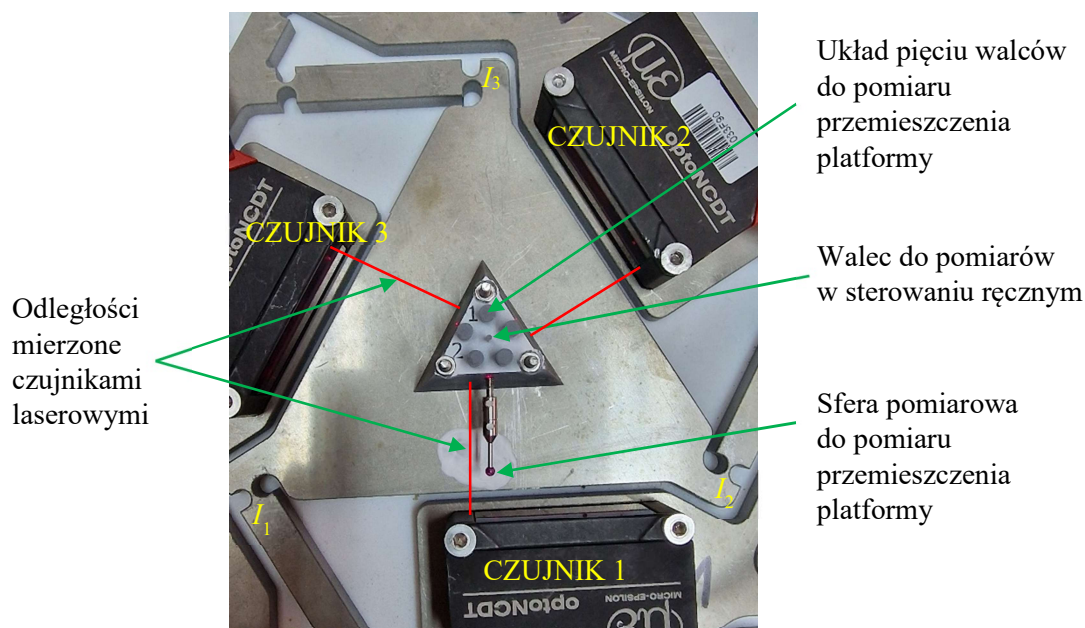
- długości sztywnych ogniw mechanizmu elastycznego mierzonymi pomiędzy środkami przewężeń,
- rozdzielczości i przełożenia przemieszczenia liniowego i kąтового platformy,
- maksymalnego przemieszczenia liniowego i kąтового platformy,
- przemieszczenia platformy sterowanej automatycznie i manualnie.



*Rys.10.1 Stanowisko pomiarowe pozycjonera maszyną ZEISS O-INSPECT.*

Pomiary przemieszczenia platformy były wykonywane na dwa sposoby. Pierwszy to użycie, przytwierdzonych do ramy monolitu, trzech czujników MicoEpsilon optoNCDT ILD 1420-20 za pomocą których, były mierzone odległości od czujników do wydrukowanego na drukarce 3D ekranu w formie ostrosłupa ściętego o podstawie trójkąta równobocznego zamocowanego do ruchomej platformy. Wyniki pomiarów odległości były później wykorzystywane do obliczenia położenia platformy według algorytmu opisanego w rozdziale 5. Aby zapewnić maksymalną gładkość powierzchni płaskich ostrosłupa zdecydowano się na wydruk w technologii SLA.

Drugi sposób to bezpośredni pomiar współrzędnościową maszyną pomiarową ZEISS-O-Inspect z użyciem oprogramowania ZEISS Calypso. Mierzone były współrzędne sfery pomiarowej osadzonej na ostrosłupie. Ponadto, do pomiarów położenia platformy wykorzystano układ pięciu walców umiejscowionych w górnej części ostrosłupa oraz środki trzech przewężeń platformy  $I_1$ ,  $I_2$  oraz  $I_3$ . Dodatkowo w centralnej części ostrosłupa umieszczono wałek o średnicy 1 [mm], użyty później jako wskaźnik potrzebny do wykonywania ruchu przy teście sterowania manualnego - Rys.10.2.



Rys.10.2. Punkty pomiarowe przedstawione na mechanizmie.

Aby zminimalizować wpływ różnic temperatury przed każdą z serii pomiarowych manipulator był pozostawiany przez minimum jeden dzień w klimatyzowanym laboratorium, w którym znajdowała się maszyna współrzędnościowa.

Wstępne próby wykazały, że pomiary współrzędnych układu pięciu walców, trzech punktów  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$  i centralnie umieszczonego walca okazały się nieskuteczne. Pomiary przy użyciu czujników laserowych były średnio dokładne. Najlepiej przedstawiały się wyniki uzyskane przez mikroskop pomiarowy z wykorzystaniem sfery pomiarowej. Dlatego ten sposób pomiaru położenia platformy był głównie dalej stosowany.

## 10.2. Ustawienia początkowe ogniw mechanizmu

Przez ustawienie początkowe rozumie się doprowadzenie elementów mechanizmu do położenia zgodnego z teoretycznym schematem kinematycznym w stanie początkowym.

Ustawienie początkowe rozpoczęto od ustawienia położenia środków wałków silników krokowych, wynikających bezpośrednio z procesu montażu silnika krokowego do ramy. Przekłada się to na położenia punktów  $A_k$  ( $k = 1,2,3$ ) - środków wałków silników krokowych, ustalonych w procesie ich dokładnego montażu do ramy monolitu. W programie Calipso współrzędnościowej maszyny pomiarowej wczytano model monolitu. Na podstawie pomiarów i porównania z modelem wykonano korektę położenia  $A_k$  - przez regulację położenia korpusów silników, korzystając z luzu w otworach montażowych. Czynność tą wykonano jednorazowo. Późniejsze pomiary kontrolne położenia punktów  $A_k$  nie wykazały konieczności dodatkowej regulacji.

Aby osiągnąć pozycję wyjściową zgodną ze schematem kinematycznym, ogniwa  $a_k$  oraz  $b_k$  powinny znajdować się pod kątem prostym. Punkty  $B_k$  stanowią środki tarcz mimośrodowych, których pomiar położenia nie jest wykonywany bezpośrednio. Ustawienie kąta prostego polegało na pomiarze odległości  $A_k C_k$  zależnej od kąta ustawienia wałka  $k$ -tego napędu. Następnie tak długo dopasowywano kąt napędu  $\alpha_{A_k}$  aż uzyskano najlepsze spełnienie twierdzenia Pitagorasa dla  $a_k$ ,  $b_k$  oraz  $A_k C_k$ . Do korekty położenia napędów wykorzystano część algorytmu sterowania napędami, pozwalającą na obrót wałka o pojedynczy krok. Aby przyspieszyć proces, po pierwszym ustawieniu początkowym, w programie Calipso stworzono wirtualne markery pozwalające na wstępne bazowanie się do pożądanej pozycji początkowej. Markery odzwierciedlały położenie wycięć w tarczach pośredniczących trzech napędów po pierwszym ustawieniu początkowym. Późniejsze pomiary rozpoczynały się obrotem napędów do pokrycia się wycięć z markerami, a następnie pomiar kontrolny odległości pomiędzy punktami  $A_k$  oraz  $C_k$ .

Należy zaznaczyć, że ze względu na budowę silnika krokowego, po przyłożeniu napięcia przy uruchomieniu systemu sterującego, następuje dociągnięcie wirnika i w konsekwencji wałka silnika do pary elektromagnesów, w której jako pierwszej przepłynął prąd. Efektem jest niepożądany ruch kątowy wałka w losowym kierunku o około jeden pełny krok. Powoduje to każdorazową utratę ustawienia początkowego po włączeniu zasilania i wprowadza konieczność wykonania ustawienia początkowego według wyżej opisanej metody. W konwencjonalnych zastosowaniach silników krokowych efekt ten ma marginalne znaczenie, ale w przypadku redukcji ruchu do skali mikro, wpływ na położenie platformy jest znaczący i obserwowalny.

### 10.3. Pomiar długości ogniw

Do obliczeń kinematyki mechanizmu wykonano pomiary położenia środków wałków silników krokowych  $A_k$  oraz środków przewężeń  $C_k, D_k, E_k, F_k, G_k, H_k, I_k, k=1,2,3$ . Wyniki pomiarów przedstawiono w Tab.10.1. Na podstawie zmierzonych współrzędnych wyznaczono długości ogniw. Wyniki przedstawiono w Tab.10.2.

Tab.10.1. Zmierzone położenia środków przewężeń przyrównane do wartości teoretycznych i różnice między nimi.

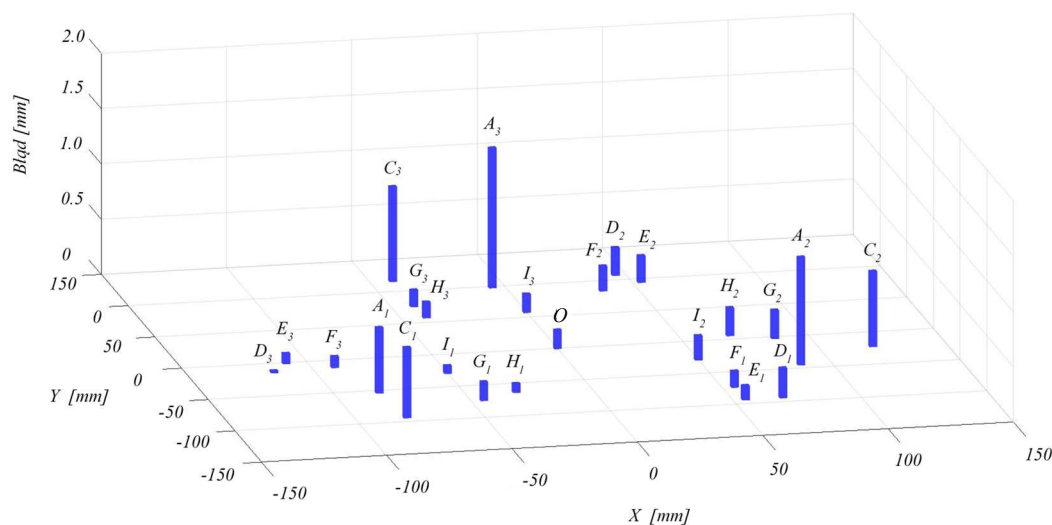
|                  | Punkt | Zmierzone |          | Teoretyczne |          | Różnica |         |
|------------------|-------|-----------|----------|-------------|----------|---------|---------|
|                  |       | X [mm]    | Y [mm]   | X [mm]      | Y [mm]   | X [mm]  | Y [mm]  |
| Układ napędowy 1 | $A_1$ | -82,8609  | -52,9160 | -82,5000    | -53,3900 | 0,3609  | -0,4740 |
|                  | $C_1$ | -79,9232  | -92,8752 | -80,0000    | -93,5100 | -0,0768 | -0,6348 |
|                  | $D_1$ | 70,1236   | -93,6334 | 70,0000     | -93,3900 | -0,1236 | 0,2434  |
|                  | $E_1$ | 55,1217   | -93,5586 | 55,0000     | -93,5085 | -0,1217 | 0,0501  |
|                  | $F_1$ | 55,1223   | -73,5948 | 55,0000     | -73,5085 | -0,1223 | 0,0863  |
|                  | $G_1$ | -44,9480  | -73,5349 | -45,0000    | -73,3700 | -0,0520 | 0,1649  |
|                  | $H_1$ | -29,9642  | -63,5834 | -30,0000    | -63,5085 | -0,0358 | 0,0749  |
|                  | $I_1$ | -49,9810  | -28,9375 | -50,0000    | -28,8675 | -0,0190 | 0,0700  |
| Układ napędowy 2 | $A_2$ | 87,4208   | -45,6532 | 87,5900     | -44,6900 | 0,1692  | 0,9632  |
|                  | $C_2$ | 120,5332  | -23,0487 | 120,9800    | -22,5300 | 0,4468  | 0,5187  |
|                  | $D_2$ | 46,0777   | 107,1456 | 45,9800     | 107,3790 | -0,0977 | 0,2334  |
|                  | $E_2$ | 53,5110   | 94,1430  | 53,4808     | 94,3857  | -0,0302 | 0,2427  |
|                  | $F_2$ | 36,2024   | 84,1606  | 36,1603     | 84,3857  | -0,0421 | 0,2251  |
|                  | $G_2$ | 86,2271   | -2,4712  | 86,1600     | -2,2200  | -0,0671 | 0,2512  |
|                  | $H_2$ | 70,0420   | 5,5207   | 70,0000     | 5,7735   | -0,0420 | 0,2528  |
|                  | $I_2$ | 50,0504   | -29,0859 | 50,0000     | -28,8675 | -0,0504 | 0,2184  |
| Układ napędowy 3 | $A_3$ | -3,9169   | 98,6824  | -5,0900     | 98,2000  | -1,1731 | -0,4824 |
|                  | $C_3$ | -40,2744  | 115,5437 | -40,9808    | 116,0363 | -0,7064 | 0,4926  |
|                  | $D_3$ | -115,9617 | -13,8607 | -115,9800   | -13,8700 | -0,0183 | -0,0093 |
|                  | $E_3$ | -108,3945 | -0,9197  | -108,4808   | -0,8771  | -0,0863 | 0,0426  |
|                  | $F_3$ | -91,0687  | -10,9261 | -91,1603    | -10,8771 | -0,0916 | 0,0490  |
|                  | $G_3$ | -41,0349  | 75,6394  | -41,1600    | 75,7300  | -0,1251 | 0,0906  |
|                  | $H_3$ | -39,8834  | 57,6470  | -40,0000    | 57,7350  | -0,1166 | 0,0880  |
|                  | $I_3$ | 0,0946    | 57,5942  | 0,0000      | 57,7350  | -0,0946 | 0,1408  |

Największe odchyłki od wymiaru rzeczywistego wystąpiły w punkcie  $A_3$  oraz  $A_2$  – odpowiednio 1,2 [mm] oraz 1,0 [mm]. Generalnie wyższe odchylenia zaobserwowano dla osi y. Średnie odchylenie z pominięciem punktów  $A_k$  oraz  $C_k$  dla współrzędnych osi x wynosi: -0,07 [mm] a dla współrzędnych osi y: 0,14 [mm]. Średnie odchylenie długości ogniwa (z pominięciem

ogniwa  $a_k$  i  $b_k$ ) wynosi 0,004 [mm], a największe odchylenie długości ogniwa to 0,0775 [mm] dla ogniwa  $c_3$ . Na podstawie współrzędnych punktów  $I_1, I_2$  oraz  $I_3$  obliczono położenie rzeczywistego punktu  $O$ , którego współrzędne różnią się od teoretycznie założonych: w osi  $x$  wynosi -0,023 [mm], a w osi  $y$  wynosi 0,171[mm].

Tab.10.2. Długości teoretyczne ogniów porównano z długościami rzeczywistymi.

|                  | Ogniwo   |        | Długość teoretyczna [mm] | Długość rzeczywista [mm] | Różnica [mm] |
|------------------|----------|--------|--------------------------|--------------------------|--------------|
| Układ napędowy 1 | $C_1E_1$ | $c_1$  | 135,0000                 | 135,0466                 | -0,0466      |
|                  | $E_1D_1$ | $c_1'$ | 15,0000                  | 15,0021                  | -0,0021      |
|                  | $E_1F_1$ | $e_1$  | 20,0000                  | 19,9638                  | 0,0362       |
|                  | $F_1G_1$ | $f_1$  | 100,0000                 | 100,0703                 | -0,0703      |
|                  | $G_1H_1$ | $h_1$  | 18,0278                  | 17,9875                  | 0,0403       |
|                  | $H_1I_1$ | $i_1$  | 40,0000                  | 40,0126                  | -0,0126      |
| Układ napędowy 2 | $C_2E_2$ | $c_2$  | 135,0000                 | 135,0032                 | -0,0032      |
|                  | $E_2D_2$ | $c_2'$ | 15,0000                  | 14,9774                  | 0,0226       |
|                  | $E_2F_2$ | $e_2$  | 20,0000                  | 19,9809                  | 0,0191       |
|                  | $F_2G_2$ | $f_2$  | 100,0000                 | 100,0376                 | -0,0376      |
|                  | $G_2H_2$ | $h_2$  | 18,0278                  | 18,0506                  | -0,0228      |
|                  | $H_2I_2$ | $i_2$  | 40,0000                  | 39,9659                  | 0,0341       |
| Układ napędowy 3 | $C_3E_3$ | $c_3$  | 135,0000                 | 134,9225                 | 0,0775       |
|                  | $E_3D_3$ | $c_3'$ | 15,0000                  | 14,9910                  | 0,0090       |
|                  | $E_3F_3$ | $e_3$  | 20,0000                  | 20,0078                  | -0,0078      |
|                  | $F_3G_3$ | $f_3$  | 100,0000                 | 99,9848                  | 0,0152       |
|                  | $G_3H_3$ | $h_3$  | 18,0278                  | 18,0292                  | -0,0014      |
|                  | $H_3I_3$ | $i_3$  | 40,0000                  | 39,9780                  | 0,0220       |



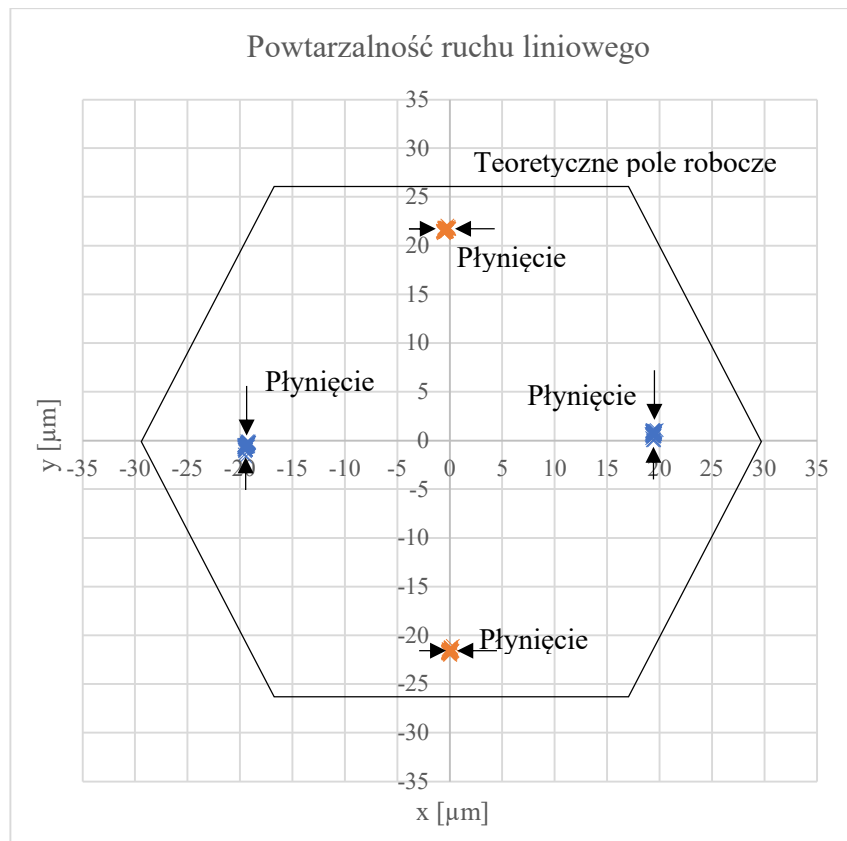
Rys.10.3. Wartości błędów położenia środków przewężeń.

#### 10.4. Zakres ruchu, przełożenie i rozdzielczość

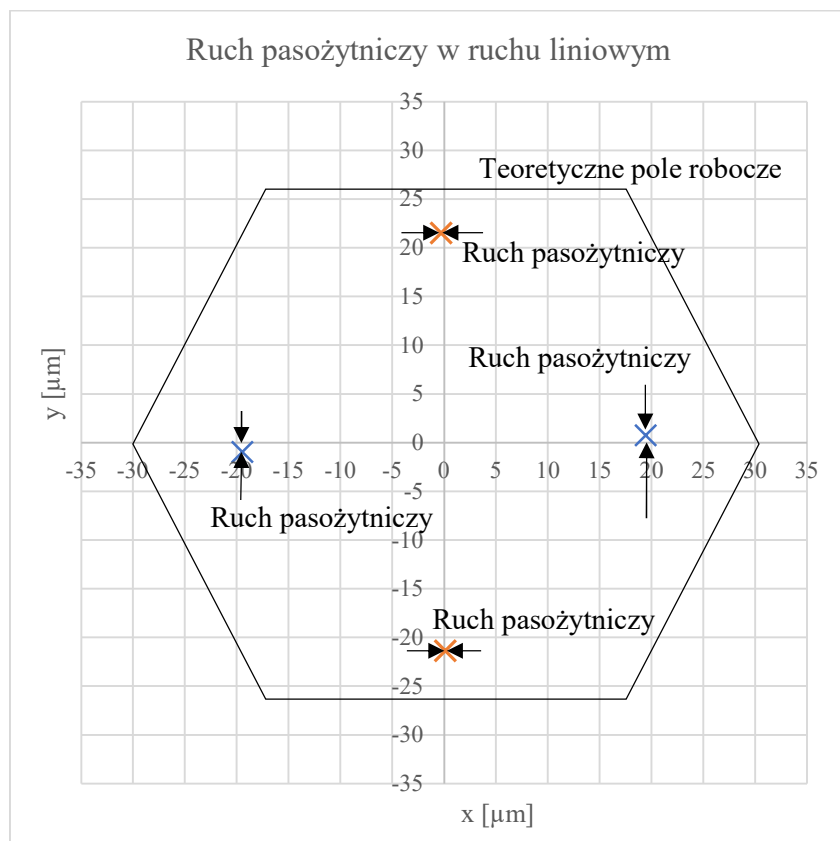
Do obliczenia zakresu ruchu platformy wykonano testy realizacji ruchu liniowego wzdłuż osi poziomej i pionowej. Ruchy te wykonywano w oddzielnych seriach tzn. w trakcie ruchu wzdłuż osi poziomej nie wykonywano ruchu wzdłuż osi pionowej i analogicznie dla odwrotnej sytuacji. Ruchy wykonywano w pełnym zakresie pola roboczego. Wykonano po 10 pełnych przejść wzdłuż osi poziomej oraz w osi pionowej. Wyniki przedstawiono na Rys.10.3. Na kierunku obu osi obserwowany jest ruch pasożytniczy oraz płynięcie wyników. Przedstawiono je na Rys.10.4 i Rys.10.5. Wyniki wszystkich badań i obliczeń omówionych powyżej przedstawiono w Tab.10.3.

Tab.10.3. Wyniki pomiarów powtarzalności ruchu liniowego.

| Opis                                                                                       | $x$ [ $\mu\text{m}$ ] | $y$ [ $\mu\text{m}$ ] |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Przemieszczenie pasożytnicze po stronie dodatniej. Dla X prawa strona, dla Y górna strona. | 1,5                   | 0,2                   |
| Przemieszczenie pasożytnicze po stronie ujemnej. Dla X lewa strona, dla Y dolna strona.    | 1,3                   | 0,2                   |
| Płynięcie po stronie dodatniej. Dla X prawa strona, dla Y górna strona.                    | 1,1                   | 0,4                   |
| Płynięcie po stronie ujemnej. Dla X lewa strona, dla Y dolna strona.                       | 1,6                   | 0,6                   |



Rys.10.4. Powtarzalność ruchu liniowego – widoczne płynięcie wyników.



Rys.10.5. Ruch pasożytniczy w ruchu liniowym.

Przez ruch pasożytniczy rozumie się odległość punktu mierzonego od osi w kierunku której wykonywany był ruch. Płynięciem jest różnica w położeniu pierwszego i ostatniego punktu zmierzonego.

Na podstawie wyników przedstawionych na Rys.10.3, dla kierunku osi  $x$  zakres  $\Delta O'_x$  wynosi: 38[ $\mu m$ ], dla kierunku osi  $y$  zakres  $\Delta O'_y$  wynosi: 44[ $\mu m$ ]. Zakres ruchu liniowego platformy realizowany był przez obrót silnika od -30[°] do 30[°]. Przełożeniem średnim w ruchu liniowym jest stosunek przemieszczenia kąтового napędu do odpowiadającego mu przemieszczenia liniowego. Obliczone przełożenia:

$$g_x = \frac{\Delta \alpha_{Ak}}{\Delta O'_x} = \frac{60[^\circ]}{38[\mu m]} = 1,579 \left[ \frac{^\circ}{\mu m} \right] \quad (10.1)$$

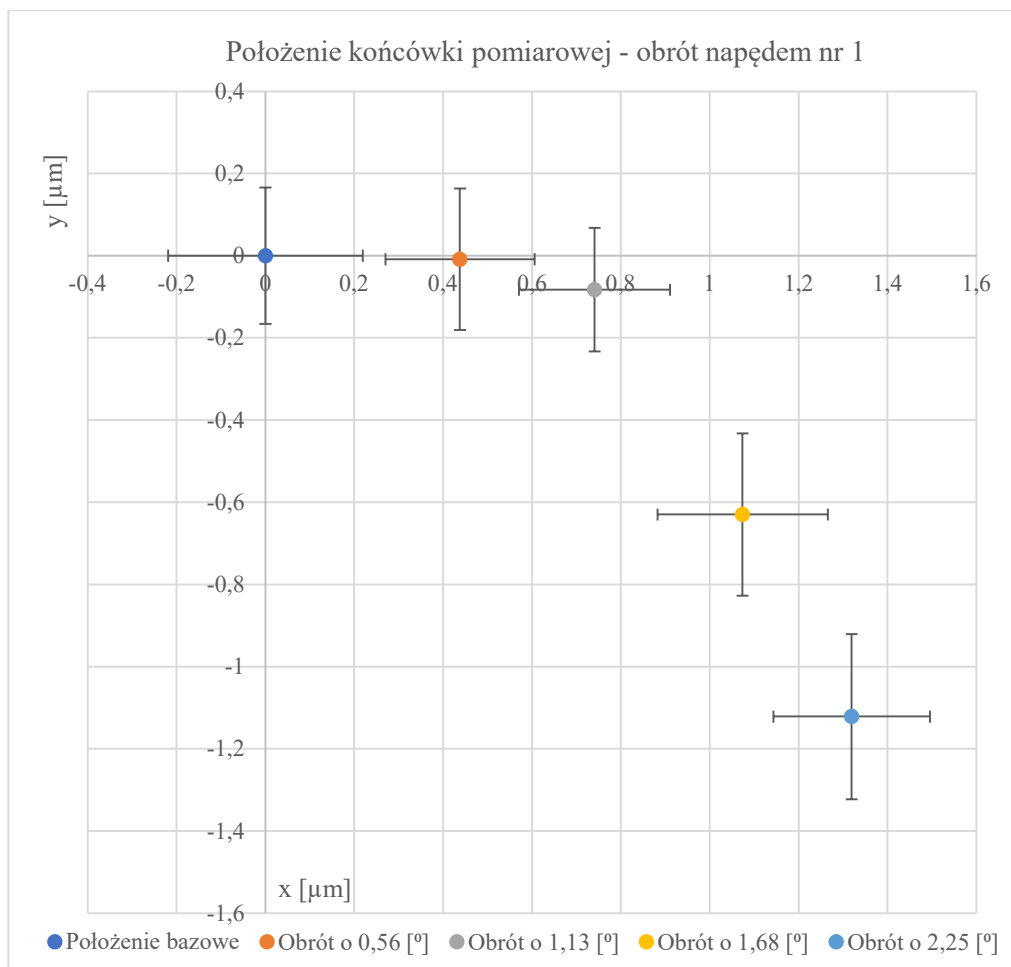
$$g_y = \frac{\Delta \alpha_{Ak}}{\Delta O'_y} = \frac{60[^\circ]}{44[\mu m]} = 1,364 \left[ \frac{^\circ}{\mu m} \right] \quad (10.2)$$

Przez rozdzielczość pozycjonera rozumie się najmniejszą mierzalną wartość przemieszczenia platformy wywołaną obrotem napędu. Do określenia rozdzielczości pozycjonowania zaplanowano obrót pojedynczym napędem o kąt minimalny  $\Delta \alpha_{kmin}$  i pomiar odpowiadającego mu przemieszczenia środka platformy  $\Delta O'$ . W przypadku niemierzalnego przemieszczenia platformy, kąt obrotu wałka napędu jest zwiększany o kolejną wartość  $\Delta \alpha_{min}$ , aż do momentu uzyskania pomiaru przemieszczenia  $\Delta O'$ . Każdy z punktów na Rys.10.6 mierzono 10-krotnie, a wyniki uśredniono. Obliczono również odchylenia standardowe dla każdej serii i potraktowano jako tolerancję pomiarową. Pomiar wykonano dla obrotu pierwszego wałka silnika krokowego o kąty: 0 [°], 0,56 [°], 1,13 [°], 1,68 [°], 2,25 [°].

Dla przemieszczenia kąтового napędu 1 o 0,56 [°] stwierdzono minimalne przemieszczenie platformy wzdłuż osi  $x$  o  $\Delta x_{O'} = 0,45$  [ $\mu m$ ] z niepokrywającym się odchyleniem standardowym w odniesieniu do położenia bazowego. Natomiast minimalne przemieszczenie platformy na kierunku  $y$  wynosi:  $\Delta y_{O'} = 0,65$  [ $\mu m$ ] dla kąta obrotu napędu 1: 1,68[°]. Dla mniejszych kątów: 0,56 [°] i 1,13 [°] występuje znaczące zazębienie odchyleń standardowych.

Rozdzielczość na kierunku  $x$  wynosi 0,45[ $\mu m$ ] dla kąta obrotu napędu 1 wynosi 0,56[°].

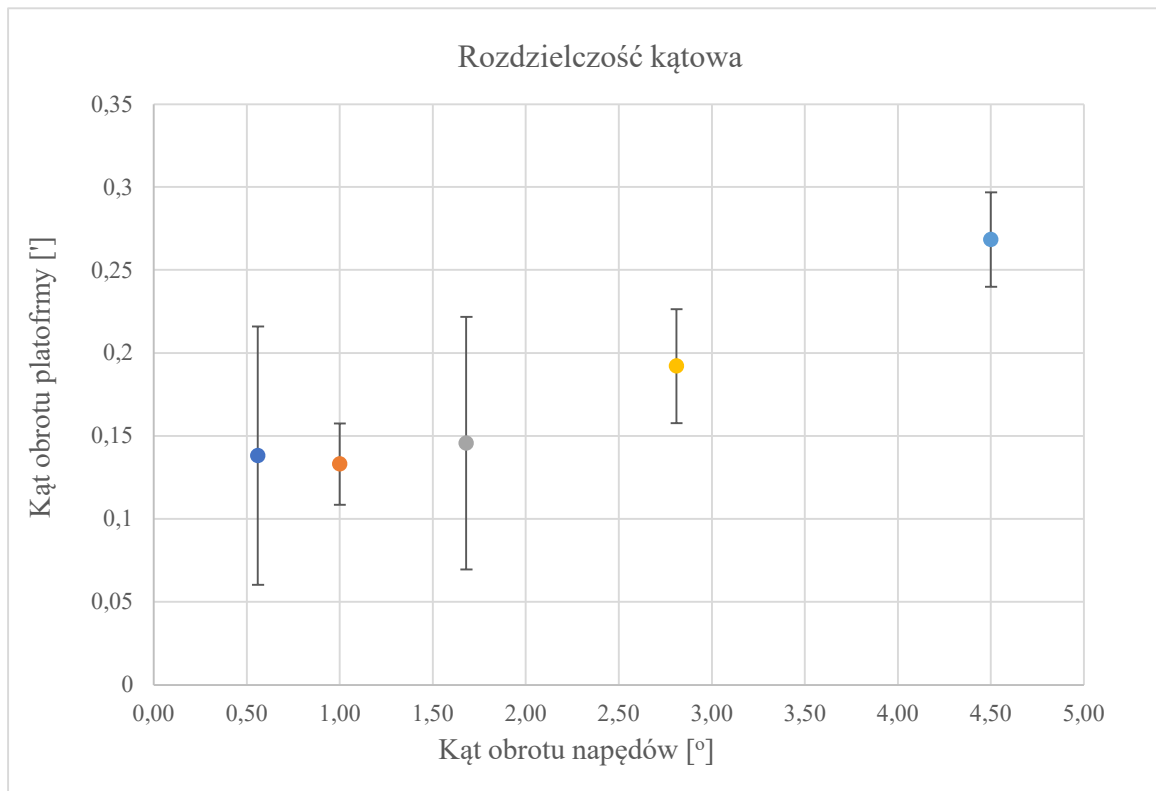
Rozdzielczość na kierunku  $y$  wynosi 0,65[ $\mu m$ ] dla kąta obrotu napędu 1 wynosi 1,68[°].



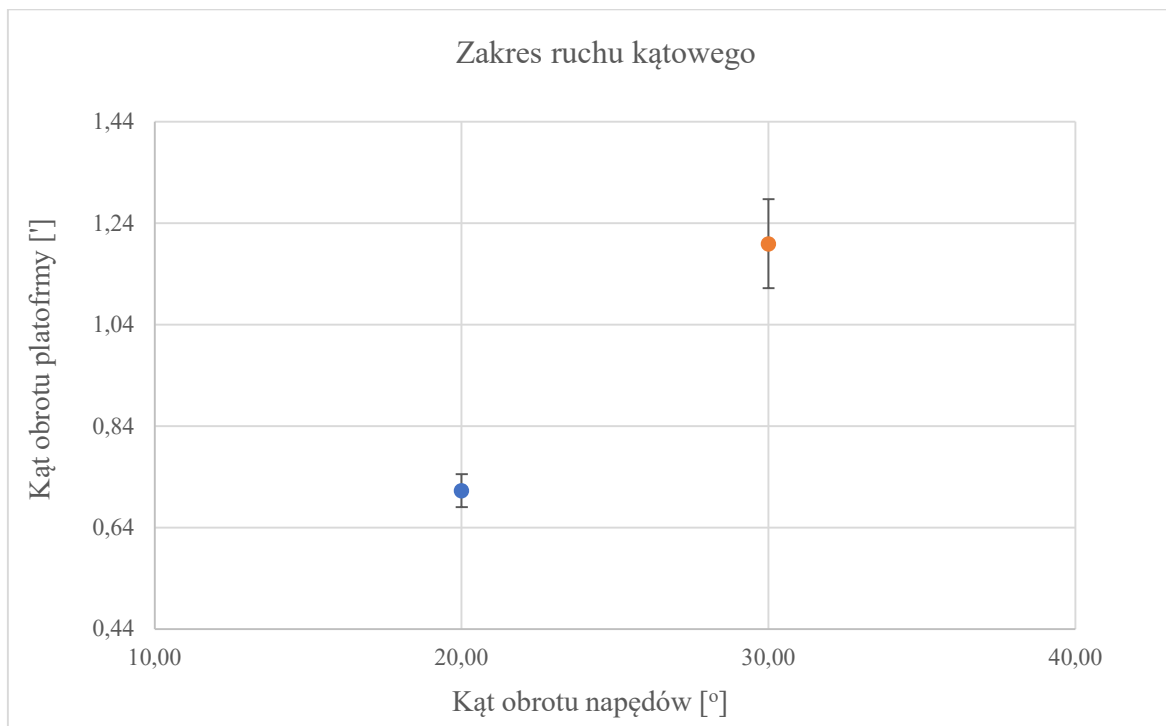
*Rys.10.6. Kolejne średnie położenia platformy wraz z tolerancjami wywołane przemieszczeniami pierwszego napędu.*

Pomiar rozdzielczości ruchu kąтового platformy wykonano przemieszczając równocześnie trzy napędy o jednakowy kąt. Wykorzystano oprogramowanie Calipso, a pomiar wykonywany był 10-krotnie. Wyniki uśredniono, a tolerancję pomiarową przyjęto jako odchylenie standardowe. Postępowano analogicznie jak w przypadku przemieszczenia liniowego w poprzednim punkcie. Wykonywano kolejne obroty trzech napędów o: 0,00[°], 0,56[°], 1,13[°], 1,68[°], 2,25[°], 4,50[°] aż do pomiaru kąta obrotu platformy różniącego się istotnie od poprzednich. Wyniki przedstawiono na Rys.10.7. Pierwszy kąt obrotów napędów, przy którym odchylenie standardowe pomiaru kąta obrotu platformy nie pokrywa się z odchyleniem punktu poprzedniego, wynosi 4,50[°].

Rozdzielczość ruchu kąтового platformy wynosi 0,0045 [°] (0,27[']) dla kątów obrotów napędów 4,50[°].



*Rys.10.7. Pomiar rozdzielczości kątowej.*



*Rys.10.8. Pomiar zakresu obrotu platformy.*

Zakres ruchu kąтового platformy zmierzono dla obrotów napędów od  $0[^\circ]$  do  $30[^\circ]$ . Wykonano również pomiar kontrolny dla kątów obrotów napędów  $\alpha_{ak} = 20[^\circ]$ . Wyniki przedstawiono na Rys.10.8. Połowiczny zakres ruchu kąтового platformy wynosi:  $\varphi_{1/2} = 0,0208[^\circ]$  ( $1,248'$ ). Przełożenie ruchu kąтового platformy wynosi:

$$g_\varphi = \frac{0,5 \Delta \alpha_{Ak}}{\varphi_{1/2}} = \frac{30[^\circ]}{0,0208[^\circ]} = 1442 \quad (10.3)$$

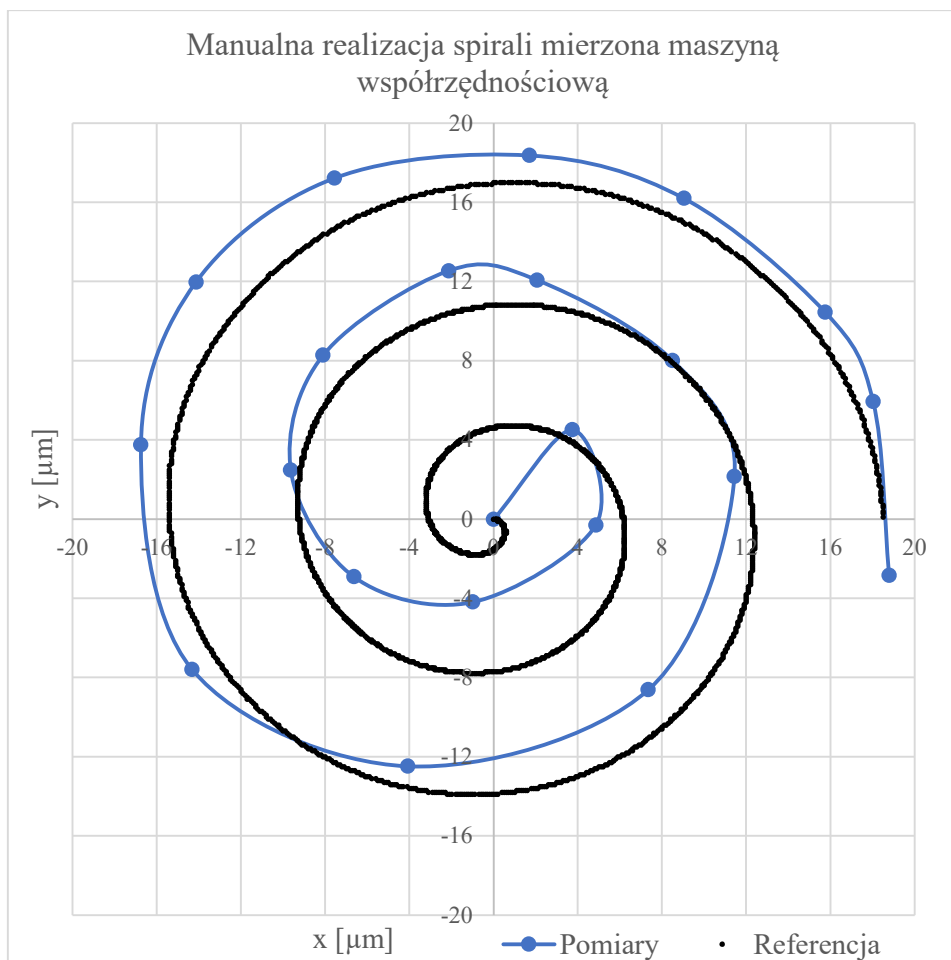
Zebrane wyniki przedstawiono w Tab.10.4 i porównano z wielkościami teoretycznymi.

Tab.10.4. Zestawienie wyników pomiarów

| Ruch liniowy platformy |                                    |                                          |                                       |                                      |                                                   |                                                   |                                           |
|------------------------|------------------------------------|------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------|-------------------------------------------|
|                        | Rozdzielczość<br>[ $\mu\text{m}$ ] | Zakres<br>pomiar<br>[ $\mu\text{m}$ ]    | Zakres<br>teoria<br>[ $\mu\text{m}$ ] | Zakres<br>względna<br>różnica<br>[%] | Przełożenie<br>pomiar<br>[ $^\circ/\mu\text{m}$ ] | Przełożenie<br>teoria<br>[ $^\circ/\mu\text{m}$ ] | Przełożenie<br>względna<br>różnica<br>[%] |
| x                      | 0,45                               | 38,9                                     | 60                                    | 35                                   | 1,54                                              | 0,5730                                            | 169                                       |
| y                      | 0,65                               | 43,2                                     | 52                                    | 17                                   | 1,39                                              | 0,9924                                            | 40                                        |
| Ruch kątowy platformy  |                                    |                                          |                                       |                                      |                                                   |                                                   |                                           |
|                        | Rozdzielczość<br>[']               | $\frac{1}{2}$<br>Zakres<br>pomiar<br>['] | Zakres<br>teoria<br>[']               | Zakres<br>względna<br>różnica<br>[%] | Przełożenie<br>pomiar<br>[-]                      | Przełożenie<br>teoria<br>[-]                      | Przełożenie<br>względna<br>różnica<br>[%] |
| $\varphi$              | 0,27                               | 1,25                                     | 1,35                                  | 8                                    | 1442                                              | 1304                                              | 11                                        |

## 10.5. Pomiary dokładności sterowania ręcznego

Sterowanie manualne zrealizowano za pomocą dwuosiowego joysticka. Zadaniem operatora było odwzorowanie kształtu spirali widniejącej na ekranie. Pierwszym etapem sterowania ręcznego było wykonanie pojedynczego przejścia spiralą, z pomiarem przy użyciu maszyny współrzędnościowej. Operator wykonywał pojedynczy ruch joystickiem, po którym następowało zatrzymanie i pomiar maszyną współrzędnościową. Wyniki przedstawiono na Rys.10.9.

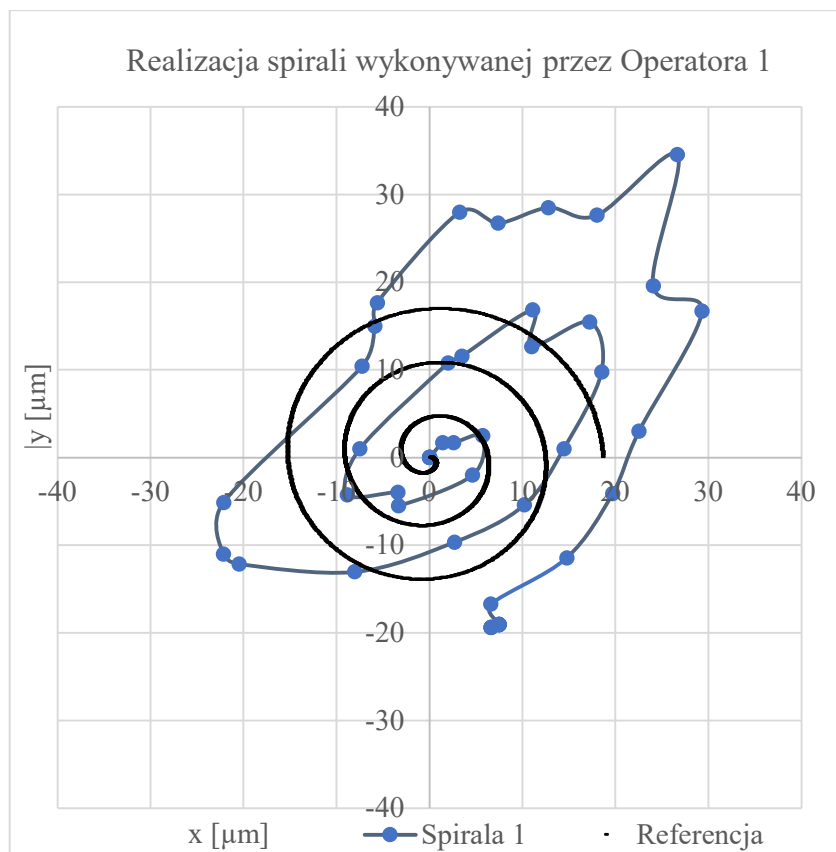


*Rys.10.9. Realizacja ruchu po spirali mierzonego maszyną współrzędnościową.*

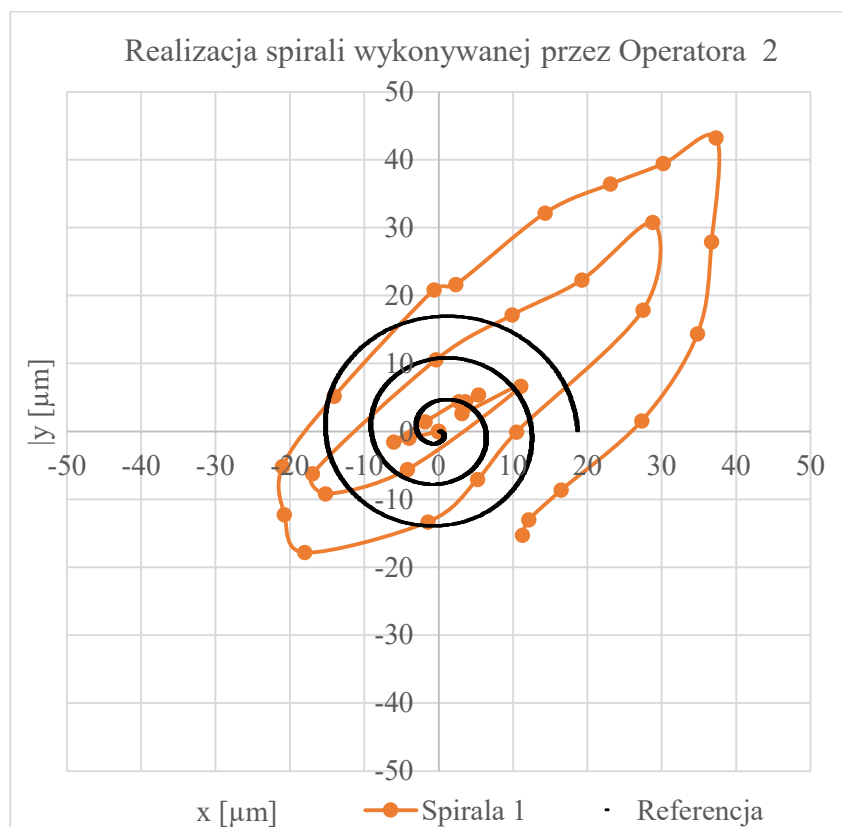
Następnie wykonano 20 serii pomiarowych przy użyciu czujników laserowych. Pierwsze 10 wykonał autor (Operator 1). Kolejne 10 wykonał operator, który nigdy wcześniej nie korzystał z ręcznego sterowania (Operator 2). Pomiary przedstawiono na Rys.10.10 oraz 10.11. Na Rys.10.12 oraz 10.13 zebrano najdokładniejsze spirale wykonywane odpowiednio przez Operatora 1 oraz Operatora 2.

Przetestowano odwrócenie sterowania osi  $y$ , analogicznie jak ma to miejsce w przypadku drążka sterowniczego samolotu. Po zmianie, ruch joysticka w górę powodował ruch efektora w dół, a ruch joysticka w dół powodował ruch efektora w górę.

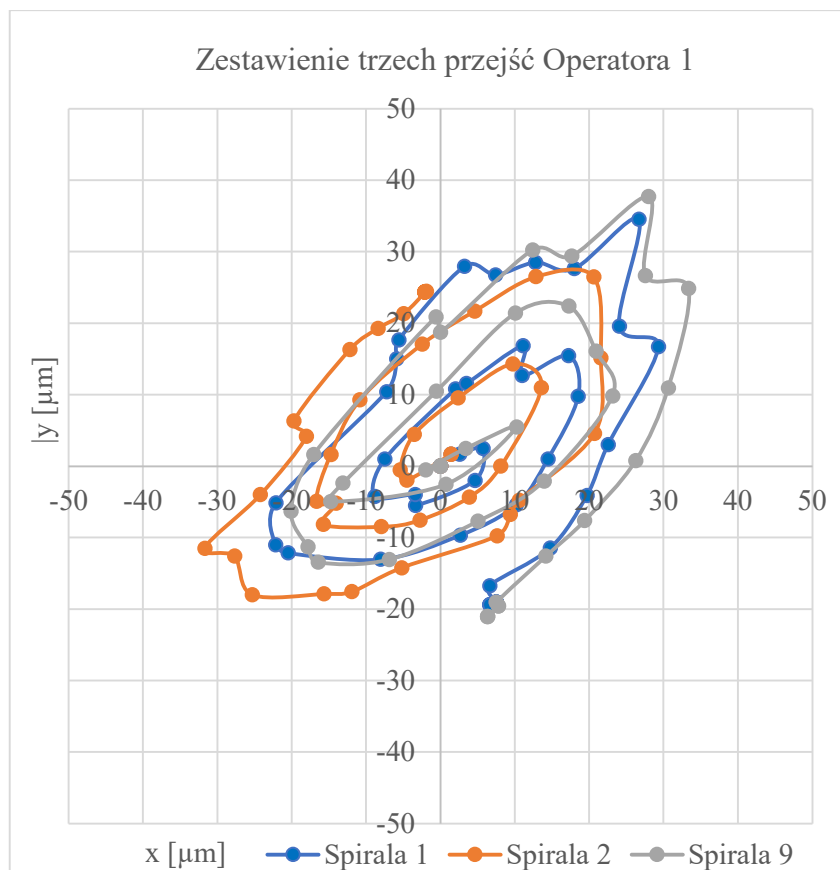
Do obliczenia położenia platformy zmierzono początkowe odległości plamek lasera od wierzchołków trójkąta ekranu:  $u_1 = 12.1794$  [mm],  $u_2 = 11.2648$  [mm],  $u_3 = 12.1094$  [mm] oraz uśrednioną długość boku trójkąta  $w = 23,9335$  [mm]. Współrzędne punktów obliczono na podstawie równania (5.10) i (5.11).



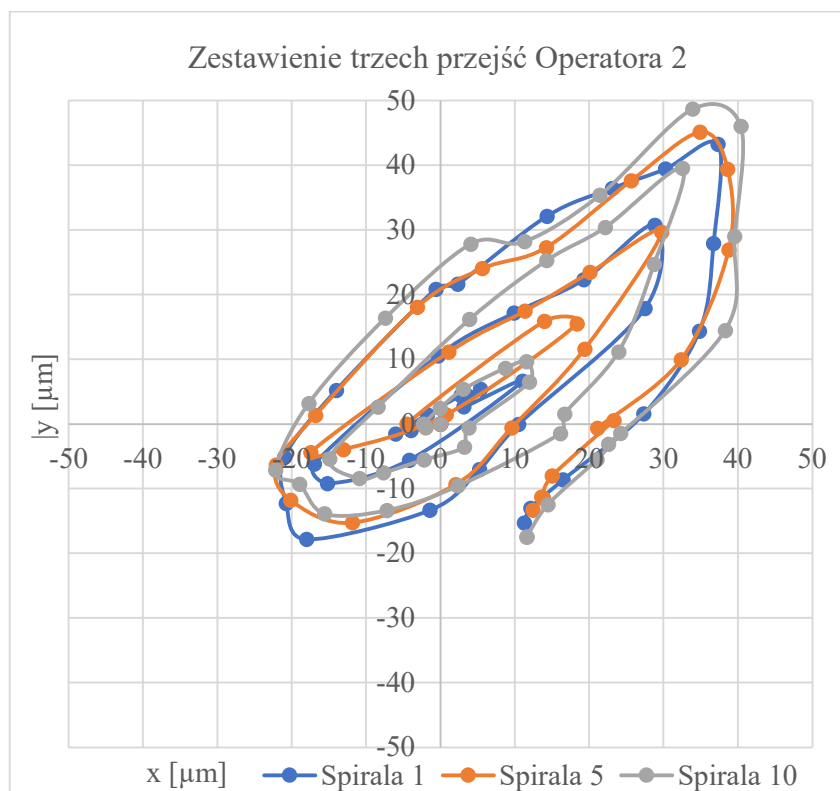
Rys.10.10. Realizacja spirali wykonanej przez Operatora 1.



Rys.10.11. Realizacja spirali wykonanej przez Operatora 2.



*Rys.10.12. Wybrane trzy przejścia Operatora 1.*



*Rys.10.13. Wybrane trzy przejścia Operatora 2.*

Pomiary czujnikami laserowymi charakteryzują się niepowtarzalnością między seriami oraz zniekształceniem, głównie pod postacią znacznego spłaszczenia i rotacji względem punku początkowego. Spirale są również znacząco większe od spirali referencyjnej. Spirale wykonywane przez Operatora 1 charakteryzują się większym podobieństwem do referencji niż spirale wykonywane przez Operatora 2. W spiralach Operatora 2 dostrzegalne jest większe spłaszczenie niż dla Operatora 1. Nie obserwuje się wzrostu dokładności spirali wraz z kolejnością pomiaru.

Na podstawie wzorów (5.12), (5.13), (5.14) obliczono niepewności pomiarowe dla Spirali 4 wykonywanej przez Operatora 1. Niepewności wynoszą około  $n(\varphi) = 17,8 [']$ ,  $n(x_{o'}) = 35[\mu\text{m}]$ ,  $n(y_{o'}) = 39[\mu\text{m}]$ . Zestawienie niepewności z wybranego fragmentu ruchu platformy przedstawiono w Tab.10.5.

Tab.10.5. Błędy położenia i ruchu kąтового platformy na podstawie wskazań z czujników laserowych na podstawie pomiarów dla spirali 4 wykonanej przez Operatora 1.

| $p_1 [\mu\text{m}]$ | $p_2 [\mu\text{m}]$ | $p_3 [\mu\text{m}]$ | $n(\varphi) [']$ | $n(x_{o'}) [\mu\text{m}]$ | $n(y_{o'}) [\mu\text{m}]$ |
|---------------------|---------------------|---------------------|------------------|---------------------------|---------------------------|
| 18,00               | -3,00               | -5,00               | 17,18            | 34,64                     | 38,94                     |
| 17,00               | -7,00               | 0,00                | 17,18            | 34,64                     | 38,97                     |
| 19,00               | -12,00              | 6,00                | 17,18            | 34,66                     | 39,01                     |
| 14,00               | -14,00              | 10,00               | 17,18            | 34,64                     | 39,04                     |
| 12,00               | -18,00              | 16,00               | 17,18            | 34,64                     | 39,08                     |
| 6,00                | -21,00              | 20,00               | 17,18            | 34,62                     | 39,12                     |
| 0,00                | -21,00              | 22,00               | 17,18            | 34,62                     | 39,16                     |
| -7,00               | -15,00              | 21,00               | 17,18            | 34,62                     | 39,18                     |

## 10.6. Krzywa Lissajoux

Pozycjoner jest zaprojektowany również do realizacji toru ruchu platformy zgodnie z przyjętą funkcją. Do przedstawienia tej możliwości wybrano krzywą Lissajoux:

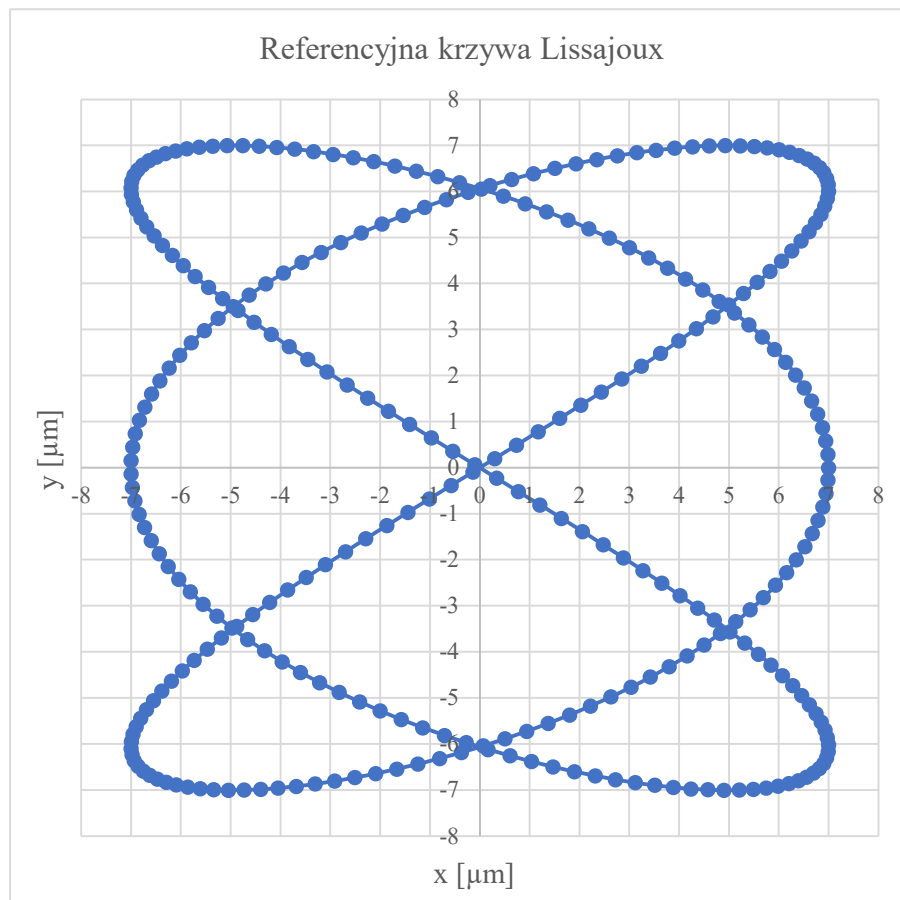
$$x_Q(\tau) = U_x \sin(u_x \tau + \frac{\pi}{2}) \quad (10.4)$$

$$y_Q(\tau) = U_y \sin(u_y \tau) \quad (10.5)$$

gdzie:  $U_x$  – amplituda krzywej wzdłuż osi  $x$ ,  $u_x$  – częstotliwość ruchu wzdłuż osi  $x$ ,

$U_y$  – amplituda krzywej wzdłuż osi  $y$ ,  $u_y$  – częstotliwość ruchu wzdłuż osi  $y$ ,  $\tau \in \langle 0, 2\pi \rangle$  – parametr.

Krzywą reprezentuje 300 punktów pomiarowych, co zostało przedstawione na Rys.10.14. Wymiary krzywej Lissajoux zostały dobrane tak, aby maksymalnie wypełnić pole robocze mechanizmu. Stąd wartości we wzorach (10.4), (10.5) wynoszą odpowiednio:  $U_x = U_y = 7 [\mu\text{m}]$ ,  $u_x = 2 [\text{Hz}]$ ,  $u_y = 3 [\text{Hz}]$ .



Rys.10.14. Referencyjna krzywa Lissajoux, reprezentowana przez 300 punktów.

Na podstawie współrzędnych punktów krzywej Lissajoux obliczono położenia napędów dla każdego z punktów na podstawie algorytmu opisanego w rozdziale 9. Teoretyczna zmiana kątów obrotu napędów dla jednej pełnej krzywej została przedstawiona na Rys.10.15. Ekstremalne kąty obrotu napędów nie przekraczają  $\pm 15[^\circ]$ .

Aby dokonać automatyzacji procesu pomiarowego, otrzymane kąty obrotu napędów wyeksportowano do pliku txt. Korzystając z oprogramowania Calipso do współrzędnościowych maszyn pomiarowych ZEISS i języka Python, napisano program, uruchamiany na komputerze połączonym z maszyną współrzędnościową. Przesyłał on kąty napędów z uprzednio wykonanego pliku txt i wysyłał je do mikrokontrolera sterującego napędami poprzez komunikację szeregową. Mikrokontroler uruchamiał napędy, a po wykonaniu pojedynczego przemieszczenia wysyłał komunikat o możliwości wykonania pomiaru. Po jego wykonaniu wysyłano kolejne położenie napędów i proces się zapętlął. Metoda ta pozwala na wykonanie dowolnej ilości pomiarów bez konieczności obciążania pamięci mikroprocesora sterującego pozycjonerem.

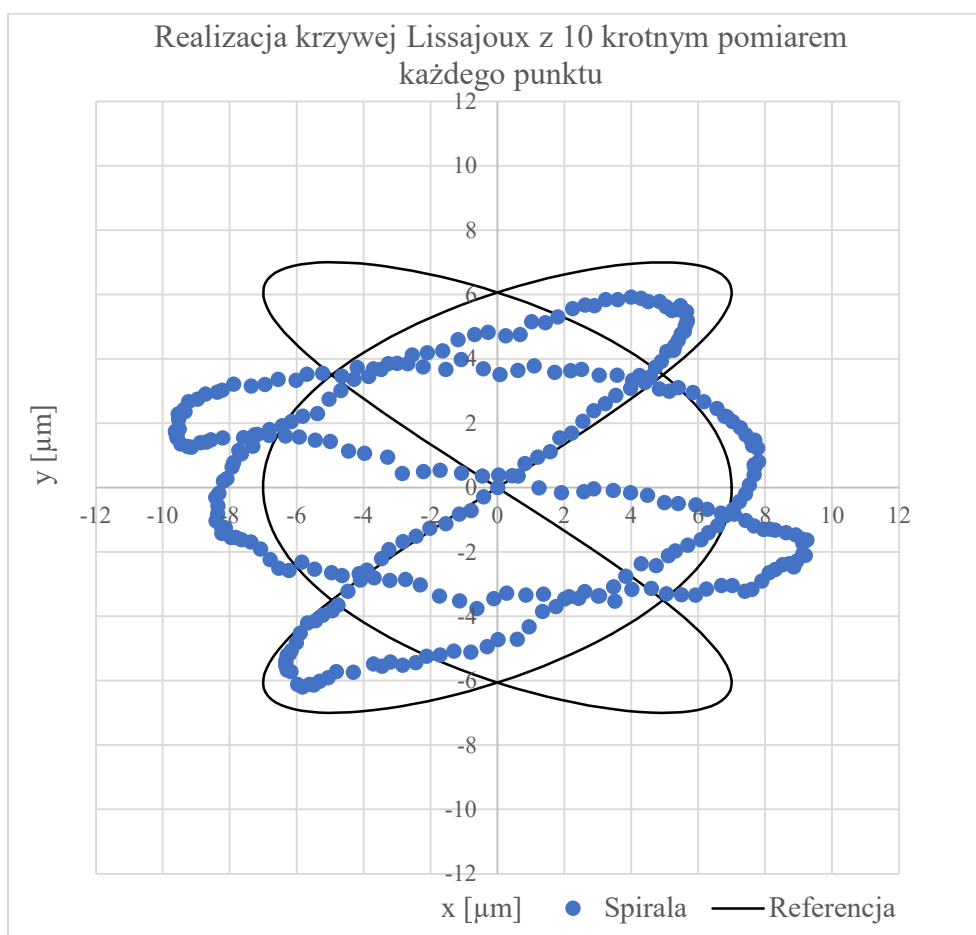


*Rys.10.15. Zmiana kątów obrotu napędów dla trzech napędów manipulatora.*

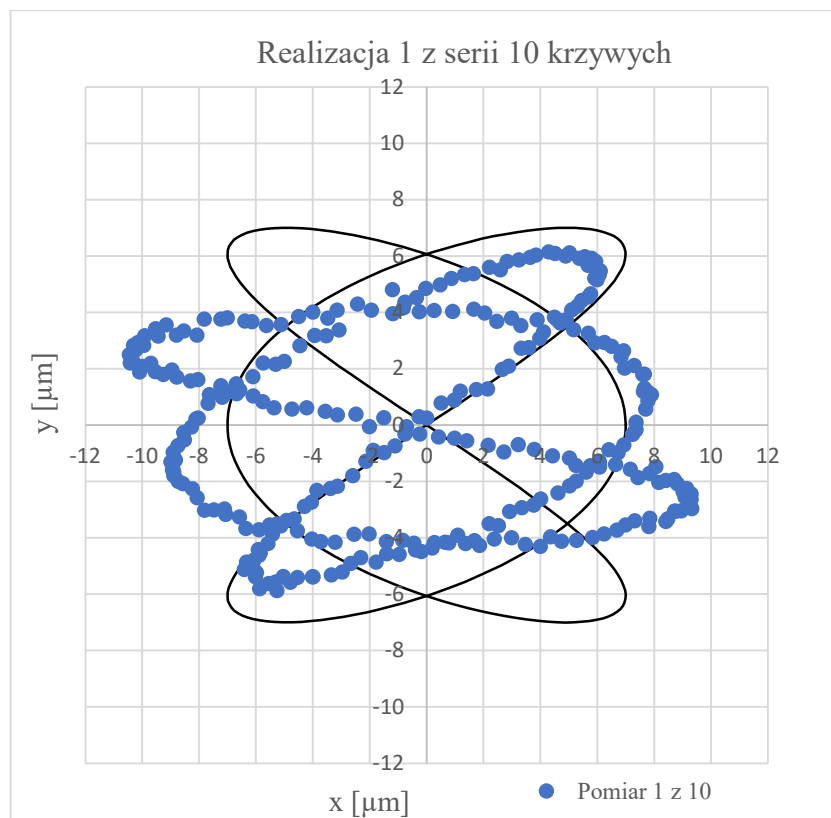
Wykonano dwa cykle pomiarowe. Pierwszy polegał na wykonaniu jednej pełnej krzywej, gdzie każdy z punktów pomiarowych mierzony był 10-krotnie. Drugi polegał na wykonaniu 10 pełnych krzywych z jednokrotnym pomiarem każdego punktu pomiarowego.

Na Rys.10.16 przedstawiono wyniki pomiaru pełnej krzywej, gdzie położenie każdego z punktów to średnia z 10 pomiarów.

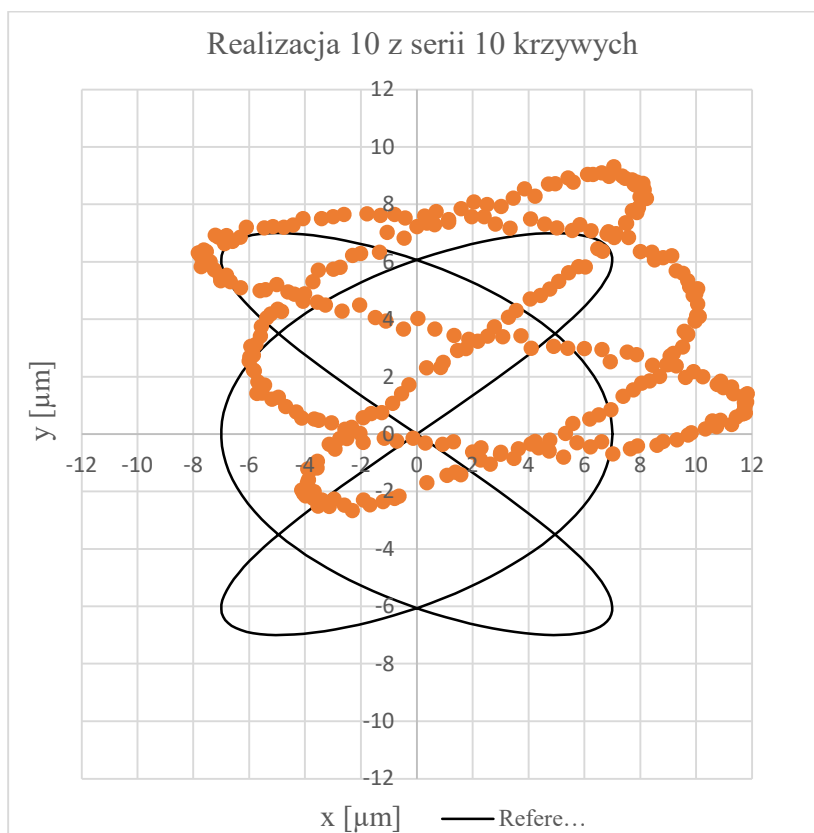
Następnie wykonano pomiary serii 10 krzywych z pojedynczym pomiarem punktu. Na Rys.10.17 przedstawiono pomiar 1 serii (z pojedynczym pomiarem punktu). Na Rys.10.18 przedstawiono pomiar 10, ostatniej serii, a na Rys.10.19 widnieją pierwsza i ostatnia seria pomiarowa.



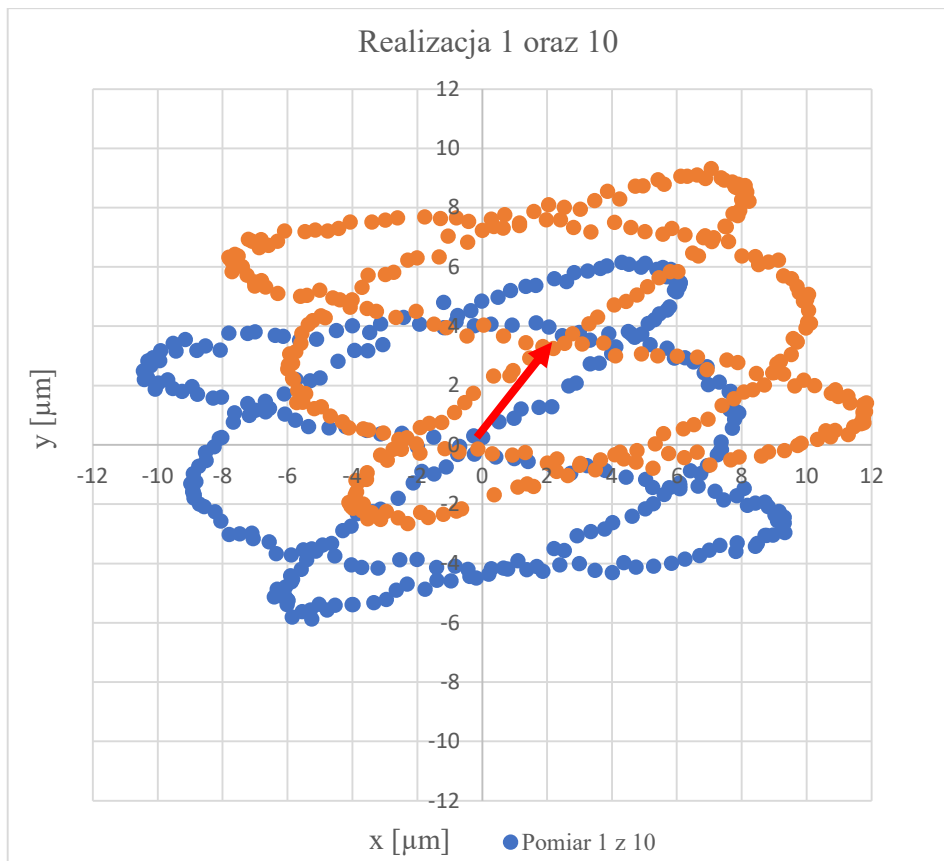
Rys.10.16. Realizacja krzywej Lissajoux, gdzie każdy z punktów mierzony był 10 krotnie.



*Rys.10.17. Pierwsza realizacja.*



*Rys.10.18. Dziesiąta realizacja.*

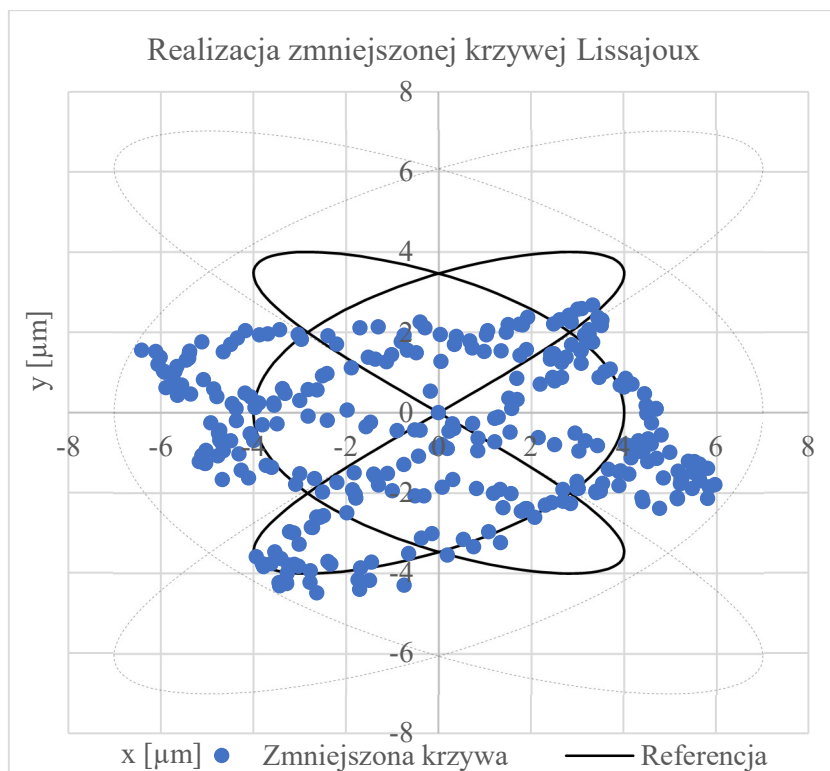


Rys.10.19. Realizacja 1 oraz 10 z wektorem przesunięcia środka wykresu pomiędzy seriami.

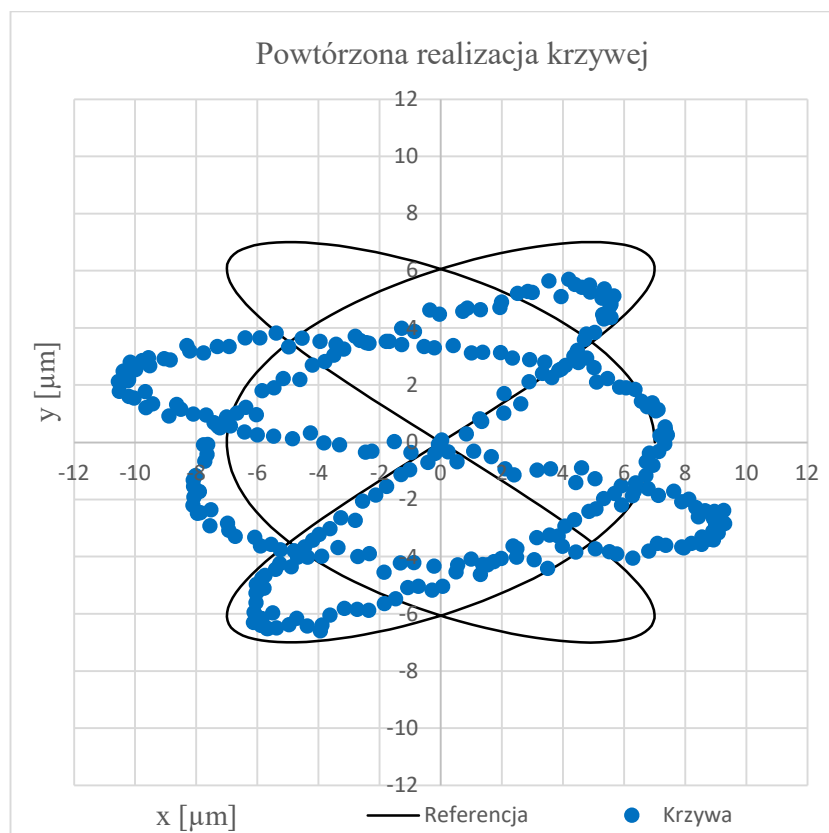
Dla wszystkich serii pomiarowych można zaobserwować rotację krzywych względem środka krzywej referencyjnej. Kolejne wykresy są przesunięte względem siebie. Ostatni - dziesiąty jest przesunięty względem pierwszego o wektor  $[2,3]$   $[\mu\text{m}]$ .

Dalej wykonano pomiar zmniejszonej krzywej Lissajoux o wymiarach:  $U_x = U_y = 4$   $[\mu\text{m}]$ ,  $u_x = 2$   $[\text{Hz}]$ ,  $u_y = 3$   $[\text{Hz}]$ . Wyniki pomiaru krzywej przedstawiono na Rys.10.20. Rotacja dalej jest obserwowalna. Widoczne jest również zmniejszenie względnego dopasowania punktów pomiarowych do krzywej.

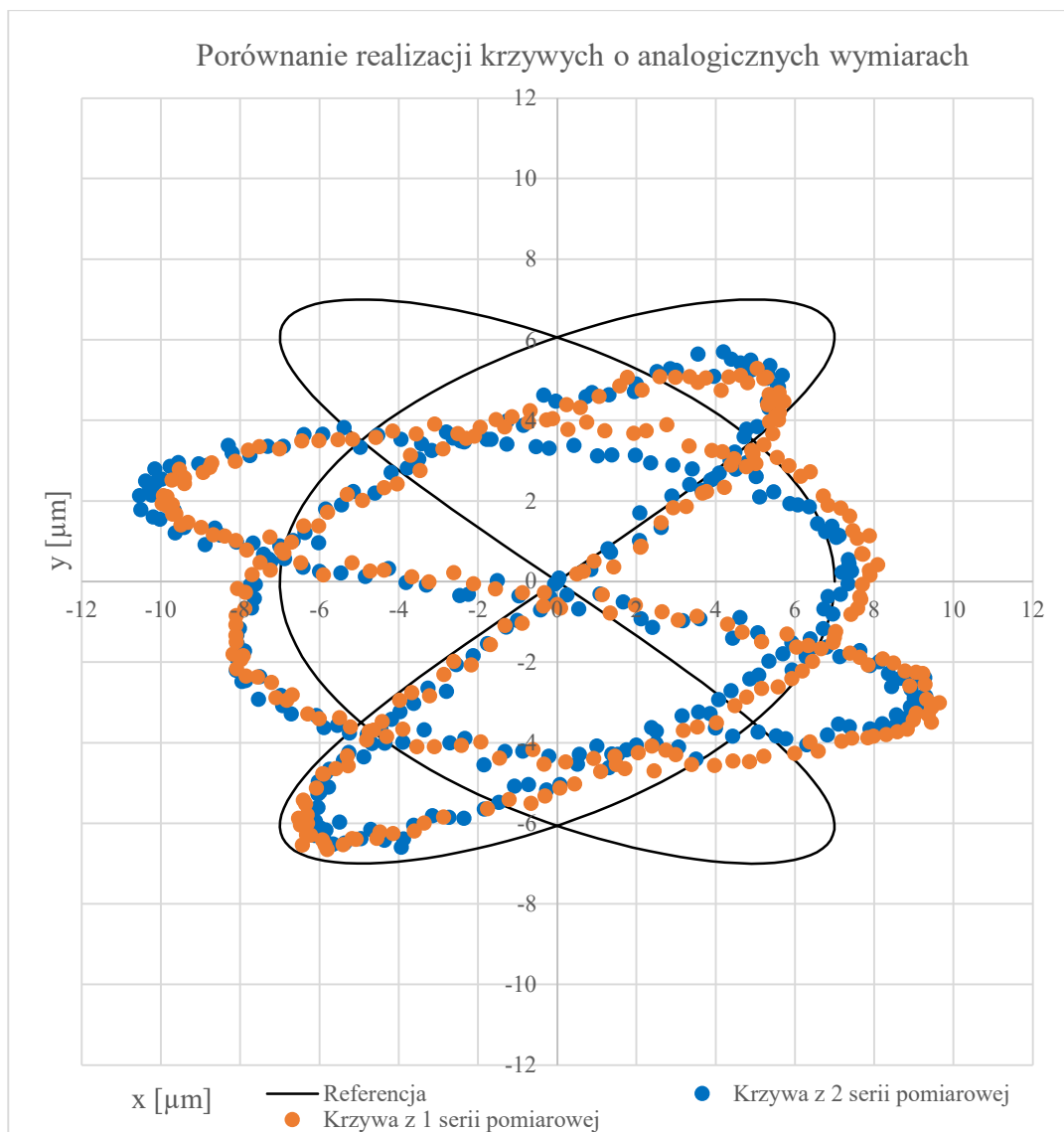
Rys.10.21 pokazuje powtórzony pomiar krzywej Lissajoux. Na Rys.10.22 widoczne są krzywe Lissajoux z pierwszej serii pomiarowej (Rys.10.16) i drugiej serii pomiarowej (Rys. 10.21). Obserwowane jest zachowanie kąta rotacji krzywej oraz położenia punktów pomiarowych względem siebie. Odstęp czasowy pomiędzy wykonaniem obu serii wynosił około 2 miesiące.



Rys.10.20. Realizacja zmniejszonej krzywej Lissajoux.

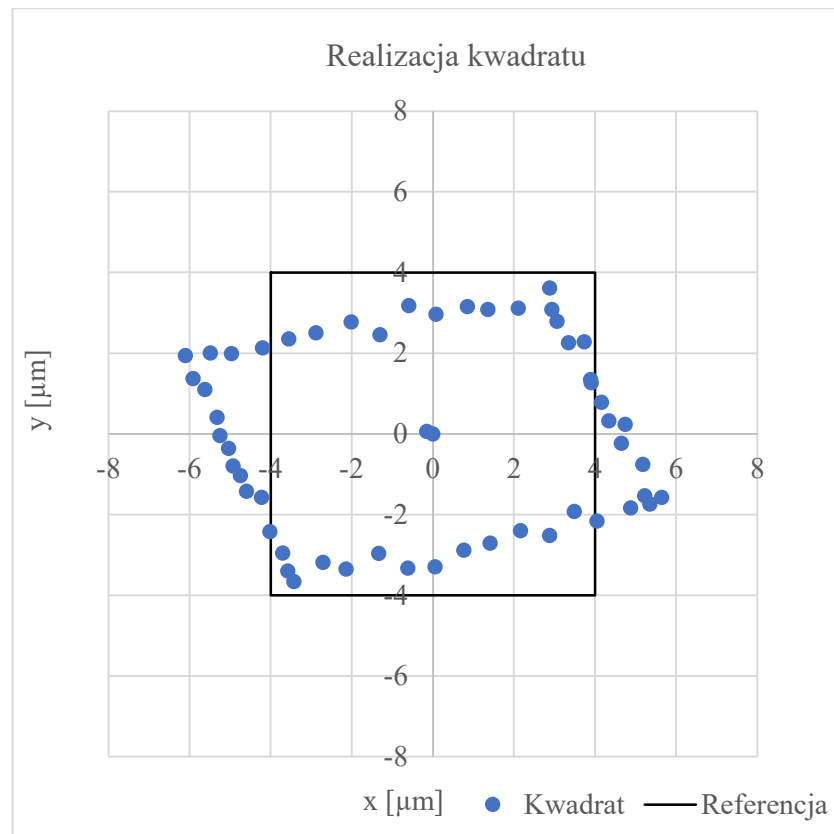


Rys.10.21. Ponowna realizacja krzywej Lissajoux o takich samych wymiarach jak krzywe z poprzednich serii.

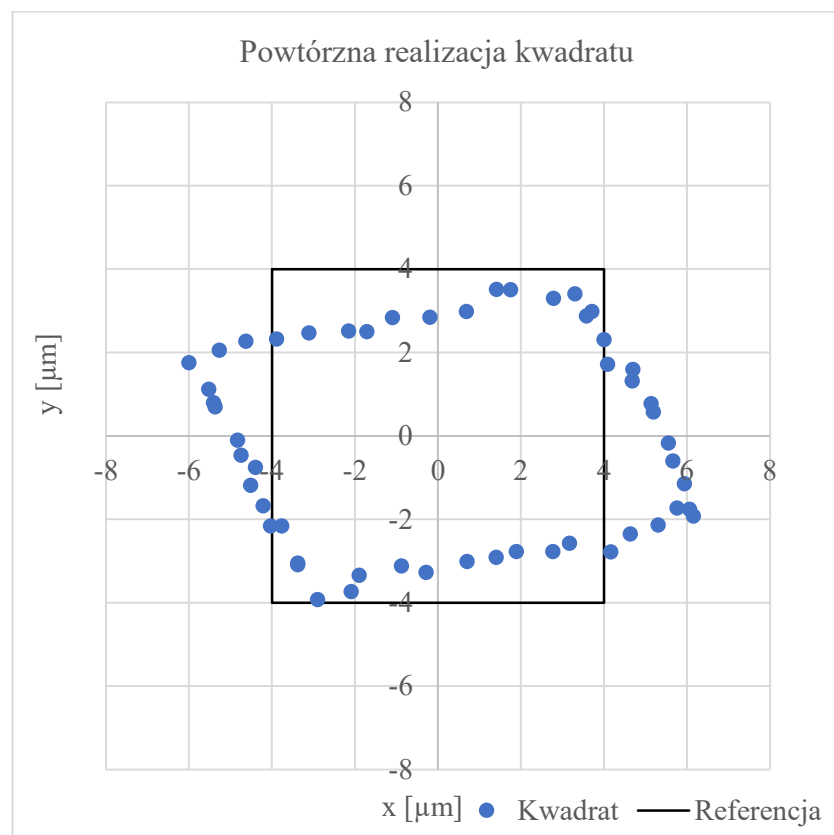


*Rys. 10.22. Porównanie realizacji krzywej Lissajoux o analogicznych wymiarach.*

Następnie wykonano pomiar realizacji kwadratu o boku wielkości  $8,0\text{ }\mu\text{m}$ . Kąty obrotu napędów zmniejszono celem sprawdzenia obecności zjawiska rotacji przy mniejszych naprężeniach w przewężeniach. Kwadrat przedstawiono na Rys.10.23. Pomiar realizacji kwadratu powtórzono. Wyniki przedstawiono na Rys.10.24.

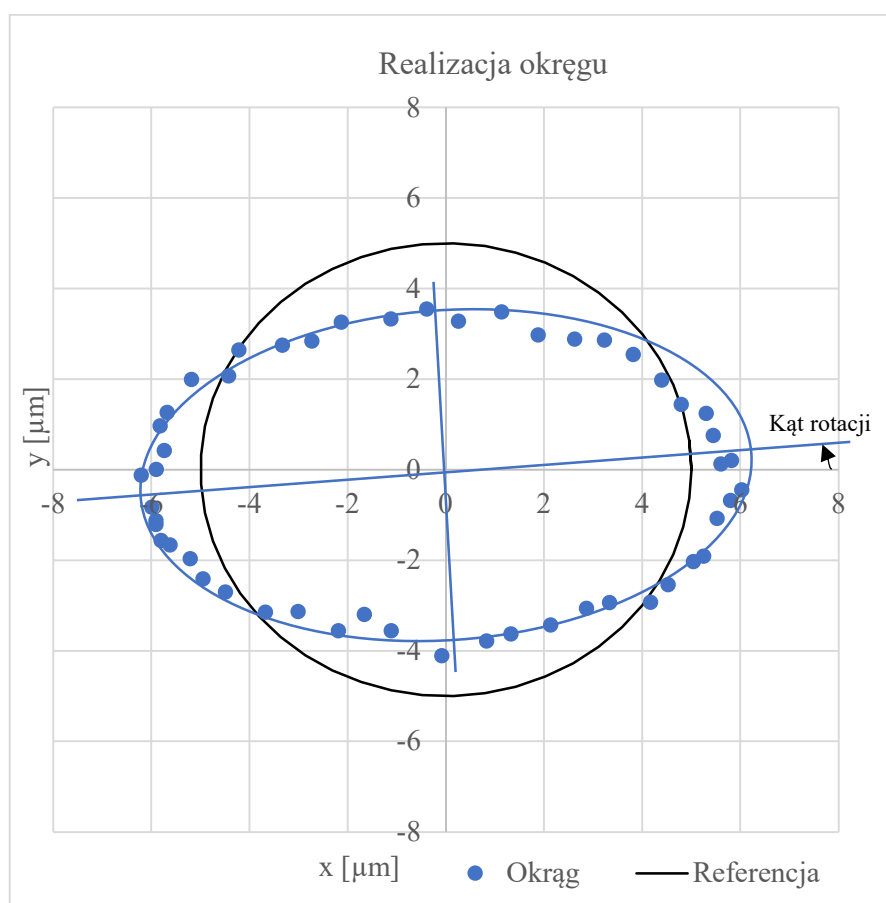


Rys.10.23. Realizacja kwadratu o boku wielkości  $8 [\mu\text{m}]$ .



Rys.10.24. Powtórzona realizacja kwadratu.

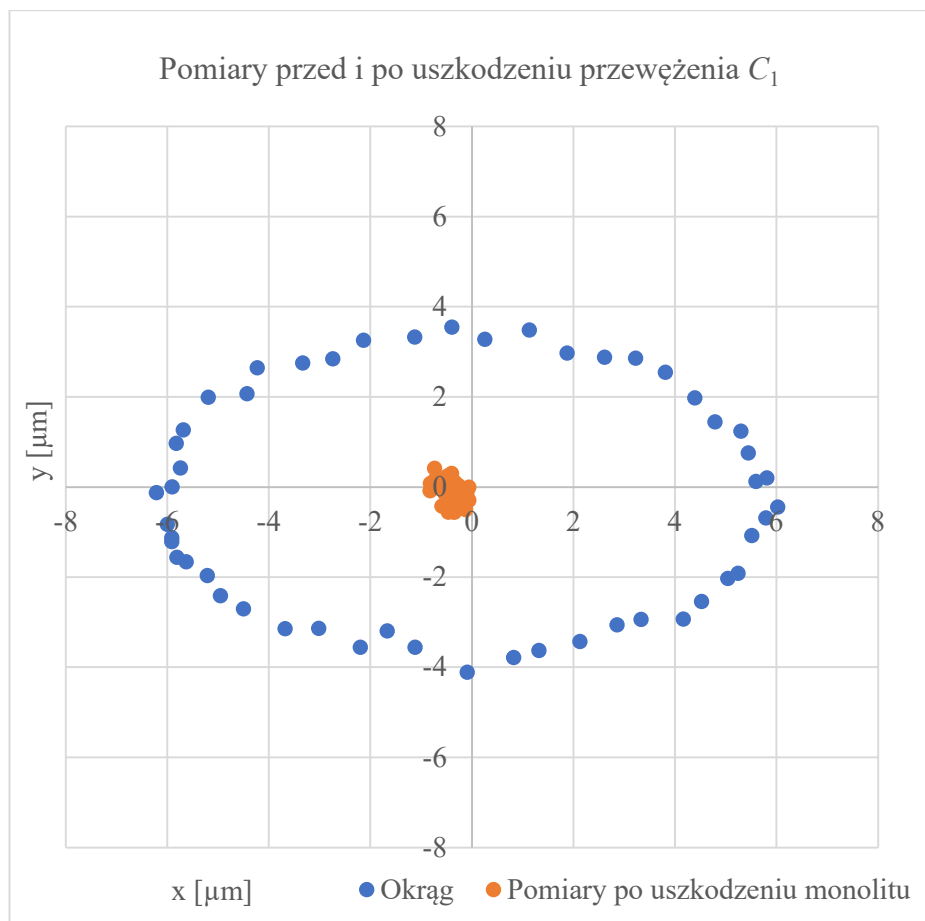
W obu pomiarach obserwowana jest rotacja względem środka układu współrzędnych, spłaszczenie i zukosowanie kwadratu. Kolejną zaplanowaną figurą był okrąg o średnicy 10 [ $\mu\text{m}$ ]. Wyniki przedstawiono na Rys.10.25.



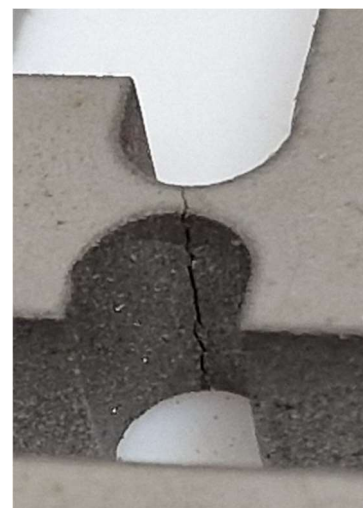
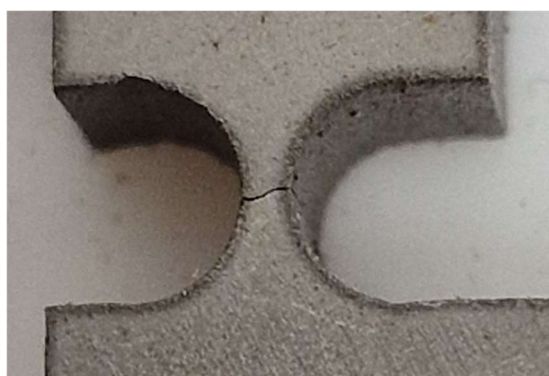
Rys.10.25. Realizacja okręgu o średnicy 10 [ $\mu\text{m}$ ].

We wszystkich krzywych oraz w kwadracie obserwowana jest rotacja względem figury referencyjnej. Obserwowane jest również spłaszczenie krzywych w kierunku osi y. Krzywe, w których dokonano zmniejszenia zakresu ruchu kąтового napędów, również wykazały objawy spłaszczenia i rotacji. Obserwowane jest podobieństwo kąta rotacji krzywych z poprzednich serii pomiarowych.

Po wykonaniu pomiarów okręgu doszło do uszkodzenia mechanizmu monolitycznego, (Rys.10.27) poprzez pęknięcie przewężenia  $C_1$ . Mechanizm był zaprogramowany do wykonania następnej pomniejszonej krzywej. Wyniki pomiarów tej krzywej przedstawiono na Rys.10.26. Pęknięcie nastąpiło po wykonaniu około 60 000 cykli.



Rys.10.26. Pomiary przed i po uszkodzeniu mechanizmu monolitycznego.



Rys.10.27. Pęknięcie przewężenia  $C_1$  po wykonaniu około 60 000 cykli.

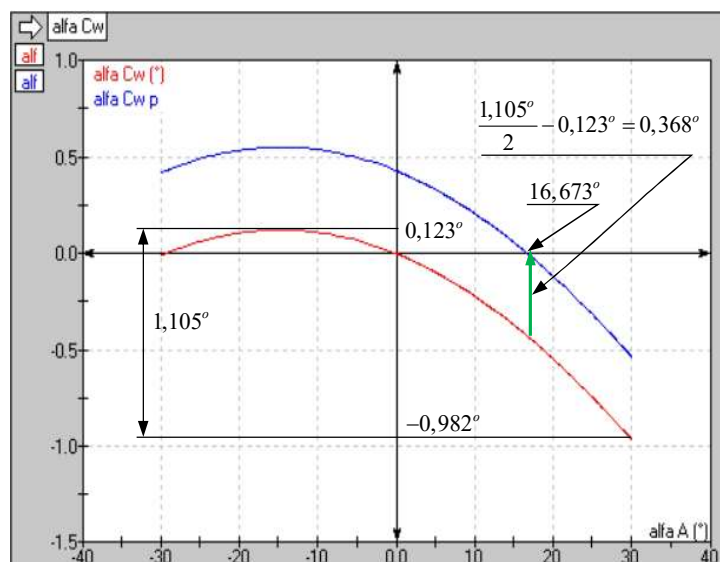
## 11. Proponowane zmiany

Uzyskane tory platformy są zniekształcone i niedokładne. Kolejny prototyp pozycjonera powinien lepiej realizować założony tor ruchu. Autor upatruje następujące przyczyny tego stanu rzeczy: niedokładne wycięcie monolitu, przekroczenie granicy sprężystości w przewężeniach  $C_k$  i niedoskonałe sterowanie. Poprawa dokładności wycięcia wiąże się z większymi kosztami i będzie zrealizowana gdy nie będzie innego sposobu. Natomiast uplastycznienie przewężenia monolitu można wyeliminować przez zmiany konstrukcyjne i w sterowaniu.

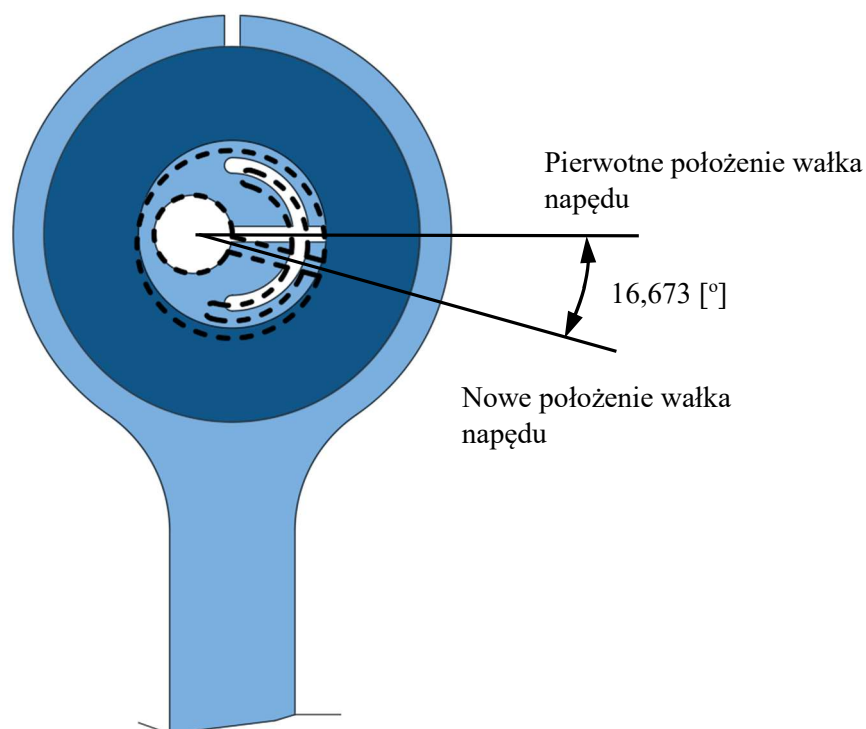
### 11.1. Poprawka początkowego położenia wałka napędu

Kąt wychylenia w przewężeniu  $C_k$  w funkcji kąta obrotu wałka silnika, na podstawie równania (8.1), zmienia się tak jak to przedstawiono na Rys. 11.1 (kolor czerwony). Dla ujemnych wartości kąta  $\alpha_k^w$  - maksymalny moduł kąta  $\alpha_{C_k}^w$  wynosi  $0,123[^\circ]$ , a dla dodatnich wartości kąta  $\alpha_k^w$  - maksymalny moduł kąta  $\alpha_{C_k}^w$  wynosi  $\alpha_{C_k}^w = -0,982 [^\circ]$ . Dla dodatnich  $\alpha_k^w$  moduł  $\alpha_{C_k}^w$  jest ośmiokrotnie większy od modułu  $\alpha_{C_k}^w$  dla ujemnych wartości  $\alpha_k^w$ . Nierównomierność wychylenia  $\alpha_{C_k}^w$  od pozycji początkowej skutkuje dużą różnicą naprężeń w przewężeniu  $C_k$  dla dodatnich i ujemnych  $\alpha_k^w$ , co pokazano w analizie MES w Tab.7.1. Można ustawić równomierność wychylenia w przewężeniu  $C_k$  przez wprowadzenie poprawki początkowego ustawienia kąta obrotu wałka  $k$ -tego silnika. Nowa wartość początkowa odpowiada miejscu zerowemu podniesionego przebiegu o pionowy wektor  $[0,0;0,368][^\circ]$  (w zielonym kolorze) i wynosi:  $16.673 [^\circ]$ .

Tak przesunięty przebieg ma takie same moduły ekstremalnych wartości wychylenia w przewężeniu  $C_k$ . Spowoduje to translację pola roboczego pozycjonera i niewielkie zmiany zakresów ruchów pozostałych przewężeń.



Rys.11.1. Sposób obliczenia poprawki kątowego położenia początkowego wałka napędu.

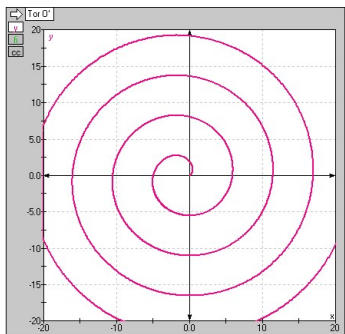
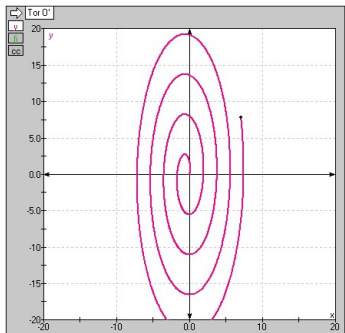
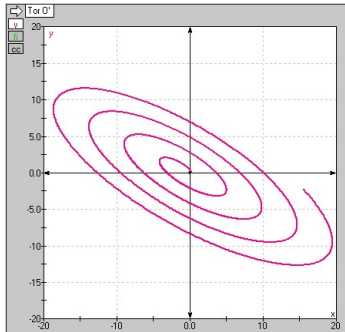
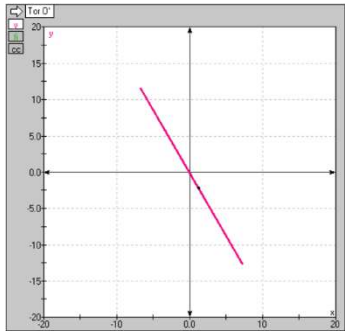


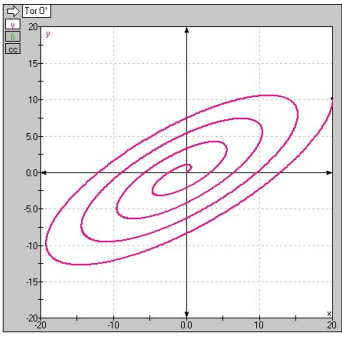
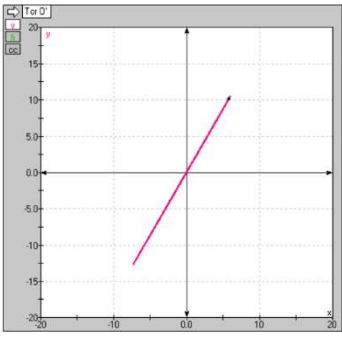
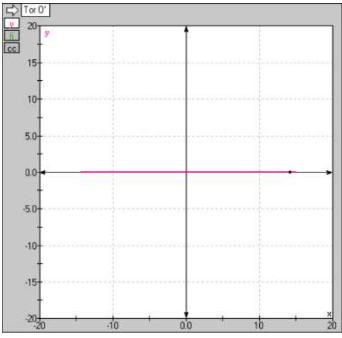
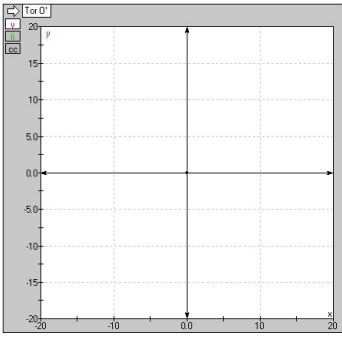
Rys.11.2. Proponowana zmiana położenia początkowego.

Innym oczywistym sposobem zmniejszenia wychyleń w przewężeniu  $C_k$  jest ograniczenie zakresu przemieszczeń napędów, co ograniczy pole pracy.

Uplastycznienie w przewężeniach  $C_k$  może doprowadzić do częściowego przenoszenia przemieszczeń od napędów zniekształcając zamierzony tor ruchu punktu  $O'$ . W Tab.11.1 przedstawiono realizację ruchu spiralnego dla różnych kombinacji włączonych i wyłączonych napędów. Wyznaczone przebiegi będą przydatne do interpretacji wyników pomiarów.

Tab.11.1 Realizacja spirali w zależności od kombinacji włączonych i wyłączonych napędów.

|                  |                    |                     |                                                                                      |
|------------------|--------------------|---------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| I napęd włączony | II napęd włączony  | III napęd włączony  |    |
|                  |                    | III napęd wyłączony |   |
|                  | II napęd wyłączony | III napęd włączony  |  |
|                  |                    | III napęd wyłączony |  |

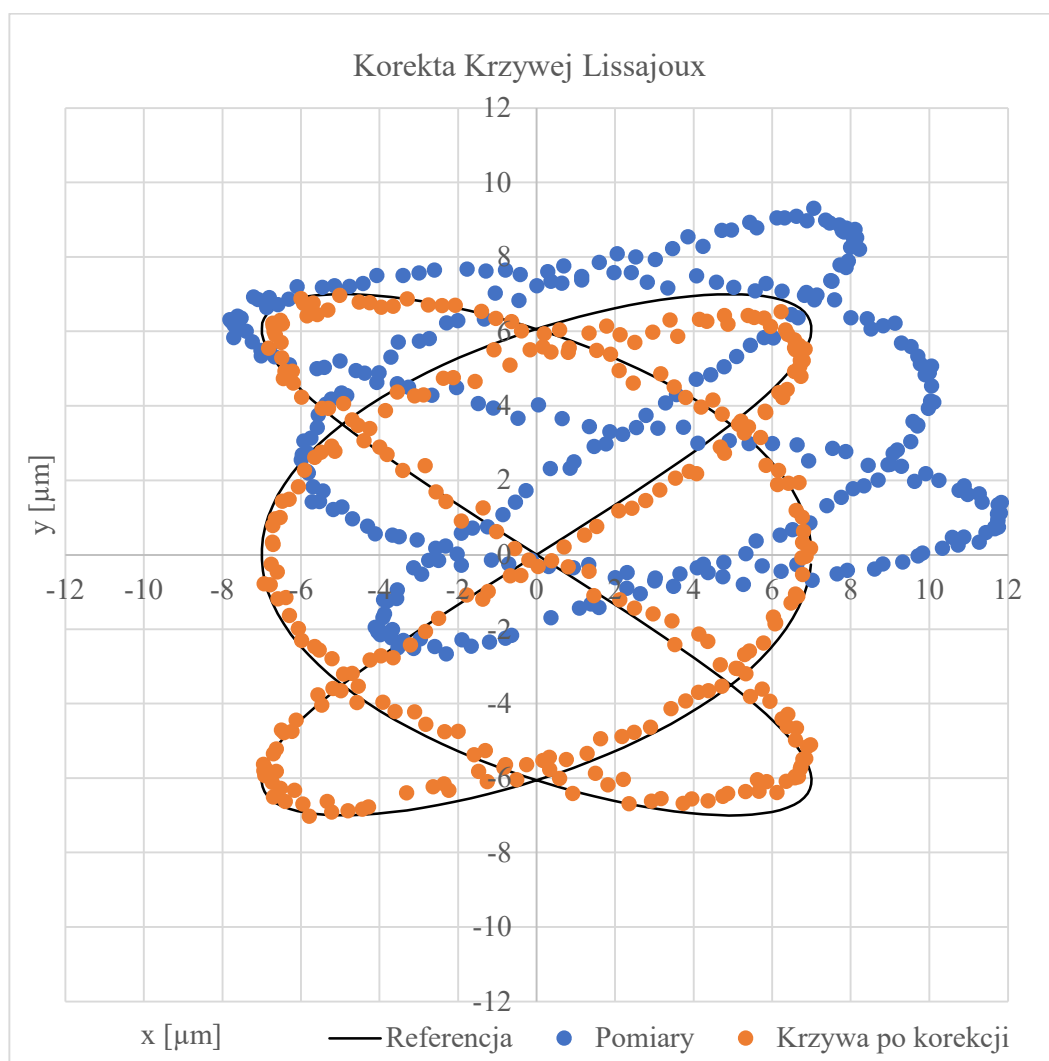
|                      |                       |                        |                                                                                      |
|----------------------|-----------------------|------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| I napęd<br>wyłączony | II napęd<br>włączony  | III napęd<br>włączony  |    |
|                      |                       | III napęd<br>wyłączony |    |
|                      | II napęd<br>wyłączony | III napęd<br>włączony  |   |
|                      |                       | III napęd<br>wyłączony |  |

## 11.2. Kalibracja mechanizmu manipulatora

Ograniczona precyzja wycięcia i efekty pełzania monolitu powodują niedokładną realizację przemieszczeń  $O'$ . Celem uzyskania większej dokładności można wprowadzić proces kalibracji poprzez poprawki przemieszczeń napędów. Na Rys.10.16 przedstawiono wyniki pomiaru

Na Rys.11.3 przedstawiono kwadrat o boku  $a = 14$  [ $\mu\text{m}$ ], w którym powinna się znaleźć krzywa Lissajoux oraz równoległobok o bokach  $c = 16,5$  [ $\mu\text{m}$ ] i  $d = 10,8$  [ $\mu\text{m}$ ], który zawiera wybraną i zrealizowaną krzywą Lissajoux (dla większej przejrzystości punkty krzywej na Rys.11.3 usunięto). Zaznaczono wektory łączące odpowiednie wierzchołki równoległoboku i kwadratu;  $\vec{r} = [-3, 7; -2, 9]$  [ $\mu\text{m}$ ],  $\vec{r}_a = [-5, 5; -7, 1]$  [ $\mu\text{m}$ ],  $\vec{r}_b = [1, 4; 0, 2]$  [ $\mu\text{m}$ ]. Współrzędne wybranego punktu  $P'$  w skośnym układzie współrzędnych związanym z równoległobokiem wynoszą:  $P' = [c', d'] = [10, 2; 2, 0]$  [ $\mu\text{m}$ ]. Wtedy współczynniki współrzędnych są równe:  $k = c'/c = 0,9239$  i  $n = d'/d = 0,2196$ . Wektor korekcji położenia punktu  $P'$  w punkt  $P$  wynosi:

Wyniki korekcji zrealizowanej na modelu pozycjonera przedstawiono na Rys.11.4.



*Rys.11.4. Korekta krzywej Lissajoux z pierwszej serii pomiarowej.*

Korekty wyznaczone dla wszystkich punktów krzywej Lissajoux za pomocą wzoru (11.1) można przeliczyć na podstawie rozwiązania zadania odwrotnego położenia na poprawki kątów ustawienia wałków napędów.

## 12. Wnioski

### 12.1. Ogólne

- Zaprojektowano i wykonano mechanizm monolityczny pozycjonera realizującego przemieszczenia w skali mikrometrycznej. Za pomocą trzech napędów krokowych zrealizowano zaplanowane mikrometryczne przemieszczenia platformy, równocześnie dokonując ich pomiarów.
- Przewężenia  $C_k$  monolitu zaprojektowano tak, aby dochodziło do przekroczenia granicy sprężystości. Wyniki pomiarów wykazały wpływ tego przekroczenia w postaci płynięcia i deformacji zaplanowanych torów ruchu platformy.
- Obecny stan konstrukcji mechanizmu pozycjonera należy traktować jako pierwszy prototyp wymagający zmian zwiększających precyzję przemieszeń platformy roboczej.

### 12.2. Dotyczące konstrukcji

- Rzeczywiste przemieszczenia platformy monolitu są mniejsze od przewidywanych przemieszczeń w modelu klasycznym o 35% w osi x oraz o 17% w osi y (Tab. 10.4). Może to wynikać z podatności nie tylko przewężeń, ale również pozostałych części monolitu. Inną przyczyną może być przekroczenie zakresu sprężystego w przewężeniu  $C_k$ .
- Ugięcie kątowe w przewężeniu  $C_k$  w trakcie ruchu dla kąta obrotu napędu od  $-30[^\circ]$  do  $30[^\circ]$  wynosi od  $0,123[^\circ]$  do  $-0,982[^\circ]$ , co jest zjawiskiem niepożądanym. Zaleca się zmianę konstrukcyjną, tak aby skrajne ugięcia kątowe w przewężeniach miały zbliżone wartości, a naprężenia nie przekraczały granicy sprężystości.
- Analiza rozkładu naprężeń w przewężeniach wskazuje przekroczenie zakresu sprężystego w przewężeniach  $C_l$  o około 540 [MPa]. Doprowadziło to do pęknięcia przewężenia  $C_l$ .
- Wycinanie monolitu metodą waterjet spowodowało powstanie mikrozadziórów na krawędziach monolitu, niewidocznych nieuzbrojonym okiem. Nie wpływały one na funkcjonalność mechanizmu, ale zaburzały wykrywanie krawędzi w trakcie pomiarów. Zaleca się dokładne usuwanie zadziórów przed przystąpieniem do montażu konstrukcji.

- Najtrudniejszą częścią montażu było umieszczenie tarcz pośredniczących z łożyskami do obejm. Obejma jest położona relatywnie daleko od punktu  $E$ , który jest najbliższym utwierdzeniem układu belek do ramy. Powoduje to ruchy układu belkowego i wprowadza dużą niedokładność montażową. Nietrudno jest doprowadzić do nadmiernego wychylenia belek i przekroczenia zakresu sprężystego w przewężeniach. Aby zminimalizować ryzyko uszkodzenia i efekt niedokładnego montażu silników krokowych do monolitu, zaleca się zaprojektowanie wkładek unieruchamiających obejmę na czas montażu. Alternatywnym rozwiązaniem mogłoby być pozostawienie przy procesie wycinania monolitu cienkich fragmentów blachy łączących obejmę z ramą, pełniących rolę tymczasowego utwierdzenia. Po montażu monolitu należy je przeciąć. W przypadku takiego rozwiązania tolerancją położenia punktów  $A_k$  byłaby tolerancja wykonania monolitu i komponentów, a ryzyko uszkodzenia monolitu w trakcie montażu uległoby zmniejszeniu.

### 12.3. Dotyczące sterowania

- W sterowaniu ręcznym pole robocze widoczne na monitorze charakteryzowało się rozmiarem około  $10 \times 10$  [cm]. W przypadku następnych konstrukcji, zaleca się większe dostosowanie pola roboczego monolitu do systemu wizyjnego, najlepiej tak, żeby pole robocze wypełniło cały monitor. Ponadto, walec o średnicy 1 [mm] obserwowany pod mikroskopem okazał się zbyt duży. Zaleca się wykonanie obserwowalnego wskaźnika w odpowiedniej skali i dokładności jeszcze na etapie wykonania monolitu.
- W sterowaniu ręcznym, ze względu na stałą prędkość ruchu w obu osiach, poruszanie się po krzywej było utrudnione. Stała prędkość ruchu sprawiła, że w praktyce precyzyjny ruch możliwy był tylko w poziomie i pionie lub pod kątem  $45^\circ$ . W przypadku początkowych części spirali o małym promieniu, nie sprawiło to problemu. Przy wzroście promienia manewrowanie stawało się trudniejsze i mniej dokładne. Te problemy mogłoby rozwiązać zastosowanie progresywnego joysticka. W takim przypadku prędkość ruchu efektora na daną oś byłaby proporcjonalna do wychylenia gałki. Pozwalałoby to na zwiększenie płynności w ruchu po łuku o dużym promieniu.
- Wprowadzenie sterowania uproszczonego z wykorzystaniem przełożeń w danej osi (Tab.9.1) okazało się proste do zaprogramowania w języku C++ dla mikrokontrolerów Arduino. Napędy, jak i układ sterujący, nie sprawiły problemów w trakcie badań.

## 12.4. Dotyczące pomiarów

- Umieszczenie końcówki pomiarowej w oddaleniu od środka platformy spowodowało konieczność dodatkowych przeliczeń wyników i zmniejszyło dokładność pomiarową. Lepszym rozwiązaniem byłoby umieszczenie końcówki w środku geometrycznym platformy. W monolicie zabrakło fizycznego punku identyfikującego środek platformy  $O$ . Zaleca się wykonanie w punkcie  $O$  wskaźnika do pomiarów, jeszcze na etapie wykonania monolitu. Może to być otwór, wgłębienie lub wycięcie w postaci krzyża z oznaczeniem osi  $x$  oraz  $y$ . W przypadku monolitu opisanego w pracy doktorskiej taki otwór nie został wykonany na etapie pomiarów, ze względu na obawę przed uszkodzeniem monolitu.
- W przypadku pomiarów maszyną współrzędnościową, pomiary punktów na ostrosłupie drukowanym na drukarce 3D oraz środków przewężeń okazały się nieskuteczne.
- Aby zwiększyć dokładność pomiaru czujnikami laserowymi, zaleca się ich umieszczenie tak, żeby plamka lasera celowała w zewnętrzny kraniec boku trójkątnego ekranu platformy, a nie w jego środek. Dla dodatkowego zwiększenia dokładności można również umieścić czujniki laserowe poza konstrukcją. Wymagałoby to przekonstruowania ekranów odbijających plamki lasera.
- Pomiary czujnikami laserowymi wykonywano w sposób ciągły, w takcie cykli pomiarowych, na maszynie współrzędnościowej. Wygenerowało to dużą ilość danych utrudniającą przeliczenia. Zaleca się wprowadzenie do układu wyzwalacza, który uruchamiałby pomiar w momencie startu ruchu, a kończył go po zakończeniu ruchu.
- Konieczność każdorazowego ustawienia początkowego mechanizmu przed rozpoczęciem serii pomiarowej wprowadzało niedokładności. Zaleca się doposażenie mechanizmu w automatyczny system kalibracji, na przykład z wykorzystaniem wskazań czujników laserowych do pomiaru pozycji początkowej lub konwencjonalnie z użyciem krańcówek położzeń skrajnych. System ten wymagałby jednorazowego ustawienia początkowego po montażu mechanizmu. Znacząco poprawiłoby to dokładność ruchu oraz komfort użytkowania urządzenia.
- Pomiary za pomocą czujników można trzykrotnie wykorzystać do wyznaczenia kąta obrotu platformy i jej współrzędnych wektora przesunięcia, przyjmując trzy stałe

układy współrzędnych, związanych z trzema bokami trójkąta bazowego. Uzyskane trzy zestawy wyników pozwolą na zwiększenie dokładności.

## 12.5. Podsumowujące badania

- Pomiar geometrii monolitu wskazały największe odchylenia w punktach  $A_k$  oraz  $C_k$ . Średnia różnica długości teoretycznej i długości rzeczywistej ogniwi to 0,004 [mm] (Tab.10.1 i 10.2). Duże odchyłki dla punktów  $A_k$  w porównaniu z innymi punktami mogą wynikać z trudności w montażu i regulacji położenia silnika krokowego. Pozostałe odchyłki wynikają z niedokładności wykonania monolitu lub z problemów montażowych. Przyczyna wysokich odchyleń położenia punktów  $A_i$  oraz  $C_i$  może również leżeć w odległości tych punktów od utwierdzenia. W trakcie wycinania, drgania monolitu, wynikające z technologii wytwarzania, mogły prowadzić do utraty dokładności.
- W pomiarach powtarzalności ruchu liniowego zaobserwowano niewielką rotację. Dodatkowo obserwowany jest ruch pasożytniczy i płynięcie w kolejnych powtarzanych torach ruchu. Płynięcie oraz ruch pasożytniczy w osi  $x$  jest o rząd wielkości większy niż w osi  $y$  (Tab.10.3).
- Dla wszystkich zadanych krzywych obserwowana jest rotacja w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Obserwowane jest również spłaszczenie krzywych w osi  $y$  oraz rozciągnięcie w osi  $x$ . Porównanie krzywych Lissajoux z pierwszej i drugiej serii pomiarowej wskazuje na powtarzalność obu błędów (Rys.10.22). Cechę tą można wykorzystać do wprowadzenia kalibracji. Pomiar dziesięciu krzywych Lissajoux, wykonywanych jedna po drugiej, wskazują na przesunięcie krzywych o około 2,0 [ $\mu\text{m}$ ] w osi  $x$  oraz 3,0 [ $\mu\text{m}$ ] w osi  $y$ . Może to być spowodowane przekroczeniem zakresu sprężystego w przewężeniach  $C_k$ .
- Pomniejszona krzywa zachowuje pewne cechy krzywej Lissajoux, ale jej dokładność jest dużo mniejsza niż krzywych o większych wymiarach. Może to wynikać ze zbyt małej dokładności pomiarowej lub z utraty właściwości sprężystych przewężeń  $C_k$ . Obserwowane są w niej również błędy powtarzające się w pozostałych seriach, czyli spłaszczenie i rotacja (Rys.10.20).
- Po zerwaniu przewężenia  $C_1$ , mechanizm traci funkcjonalność, a ruch platformy jest obserwowany w niewielkim stopniu w pozycji środkowej. Jest to efekt pozwalający na detekcję uszkodzenia monolitu (Rys.10.26).

- Pomiarzy czujnikami laserowymi wykazały spłaszczenie i rotację krzywych. Spirale wykonane przez Operatora 1 charakteryzowały się mniejszą deformacją, niż spirale wykonane przez Operatora 2 (Rys.10.10 i Rys.10.11). Pomiarzy obu operatorów wykazują znaczne zwiększenie spirali względem referencji. Nie jest to obserwowane dla spirali mierzonej na maszynie pomiarowej (Rys.10.9). Wyniki pomiarów położenia platformy wykonane przy użyciu czujników laserowych mogą więc odbiegać od rzeczywistości, co potwierdzają obliczone wartości niepewności pomiarów kąta  $\varphi$  oraz  $x_{O_0}$  i  $y_{O_0}$  (Tab.10.5). Aby zmniejszyć niepewności pomiarowe można do pomiarów użyć dokładniejszych czujników. Analiza realizacji spirali w zależności od kombinacji włączenia i wyłączenia napędów z Tab.11.1 pokazuje spłaszczenie spirali, podobne do obserwowanego w trakcie pomiarów, w przypadku braku działania jednego z trzech napędów. Spłaszczenie krzywych może więc być spowodowane uszkodzeniem przewężenia  $C_I$ .

## 12.6. Dotyczące rozwoju konstrukcji monolitycznych

- Ciekawym kierunkiem rozwoju konstrukcji monolitycznych byłaby analiza doboru materiału, z którego wykonany jest monolit oraz techniki wytwarzania. Mechanizm monolityczny wymaga wysokiej dokładności wycinania w miejscach przewężeń. Dokładność ta nie jest konieczna w pozostałych elementach monolitu. Połączenie dokładnej metody obróbki, takiej jak EDM, w miejscach przewężeń, z konwencjonalnymi metodami wytwarzania w pozostałych miejscach, pozwoli na zmniejszenie kosztów wytwarzania. W przypadku doboru materiału należałoby skupić się na kompromisie pomiędzy właściwościami materiału, zwłaszcza granicy sprężystości, a podatnością na obróbkę. Rozkład naprężeń w przewężeniu wskazuje na koncentrację naprężeń przy krawędziach przewężenia.
- Ważnym kierunkiem rozwoju mechanizmów monolitycznych jest analiza doboru zarysu przewężeń. Przewężenia powinny być dobrane tak, aby naprężenia w trakcie ruchu rozkładały się równomiernie w całym przewężeniu.
- Do zredukowania niedokładności ruchu można zastosować sprzężenie zwrotne. Czujniki laserowe mogłyby być wtedy zastosowane do pomiaru aktualnego położenia platformy, a na podstawie ich wskazań, sterowanie poprawiałoby dokładność położenia platformy. Podobny efekt można również uzyskać w wyniku analizy obrazu i zastosowaniu proponowanego w pracy algorytmu kalibracji krzywej. Pomiarzy sugerują, że błędy takie jak rotacja i spłaszczenie, są powtarzalne pomiędzy seriami pomiarowymi. W takim przypadku algorytm sterujący można wzbogacić

o możliwość zapisania ustawień kalibracji. W przypadku zmiany błędu wykonanie cyklicznej kalibracji pozwoliłoby na utrzymanie dokładności pracy mechanizmu.

- Ze względu na wrażliwość mechanizmu na przekroczenie granicy sprężystości, można zastosować dodatkowe zabezpieczenie w postaci krańcówek odcinających dopływ prądu do silników lub wykorzystać czujniki laserowe komunikujące się z programem sterującym.
- Duża ilość otwartej przestrzeni na platformie może zostać wykorzystana do montażu odpowiednio precyzyjnego chwytaka. Znacząco zwiększyłyby to praktyczne wykorzystanie konstrukcji. Zwiększenie funkcjonalności można również osiągnąć poprzez wprowadzenie sterowania kątem obrotu platformy. W przypadku mechanizmu opisanego w pracy, kąt obrotu platformy jest zbyt mały aby mógł być wykorzystany do zadań manipulacyjnych.

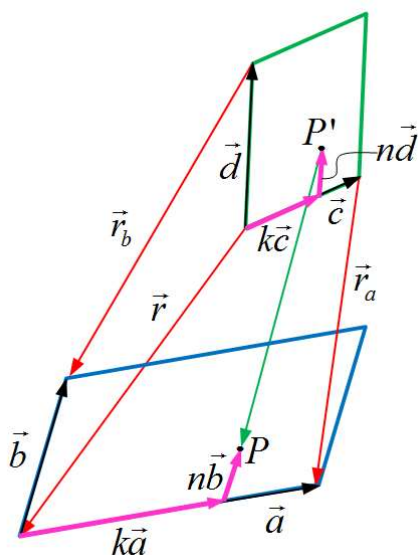
## Dodatek A

Pochodne cząstkowe występujące w równaniach (5.12), (5.13) i (5.14) wyznaczone na podstawie równań (5.9), (5.10) i (5.11).

|                     | $\frac{\partial \varphi}{\partial x_k}$             | $\frac{\partial x_{O'}}{\partial x_k}$             | $\frac{\partial y_{O'}}{\partial x_k}$                                                                                                                       |
|---------------------|-----------------------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $x_k = \tilde{p}_1$ | $\frac{-2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                      | $1 - \frac{\sqrt{3}}{3}$                           | $-1 + \varphi + \frac{\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                  |
| $x_k = \tilde{p}_2$ | $\frac{-2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                      | $\frac{2\sqrt{3}}{3}$                              | $2\frac{\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                                |
| $x_k = \tilde{p}_3$ | $\frac{-2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                      | -                                                  | -                                                                                                                                                            |
| $x_k = p'_1$        | $\frac{2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                       | $-\frac{\sqrt{3}}{3} - 1$                          | $1 - \varphi - \frac{\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                   |
| $x_k = p'_2$        | $\frac{2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                       | $-\frac{2\sqrt{3}}{3}$                             | $-2\frac{\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                               |
| $x_k = p'_3$        | $\frac{2}{3w-2u_1-2u_2-2u_3}$                       | -                                                  | -                                                                                                                                                            |
| $x_k = u_1$         | $\frac{4(p_1 + p_2 + p_3)}{(3w-2u_1-2u_2-2u_3)^2}$  | $-\frac{\sqrt{3}}{3}$                              | $1 - \frac{\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                             |
| $x_k = u_2$         | $\frac{4(p_1 + p_2 + p_3)}{(3w-2u_1-2u_2-2u_3)^2}$  | $-\frac{2\sqrt{3}}{3}$                             | $-\frac{2\sqrt{3}}{3} \varphi$                                                                                                                               |
| $x_k = u_3$         | $\frac{4(p_1 + p_2 + p_3)}{(3w-2u_1-2u_2-2u_3)^2}$  | -                                                  | -                                                                                                                                                            |
| $x_k = w$           | $\frac{-6(p_1 + p_2 + p_3)}{(3w-2u_1-2u_2-2u_3)^2}$ | $\frac{2\sqrt{3}}{3} - \frac{\sqrt{3}}{6} \varphi$ | $2\frac{\sqrt{3}}{3} \varphi - \frac{1}{2} \varphi$                                                                                                          |
| $x_i = \varphi$     | -                                                   | $-\frac{\sqrt{3}}{6} w$                            | $-p_1 - \frac{\sqrt{3}}{3} p_1 - 2\frac{\sqrt{3}}{3} p_2 + u_1$<br>$-\frac{\sqrt{3}}{3} u_1 - 2\frac{\sqrt{3}}{3} u_2 + 2\frac{\sqrt{3}}{3} w - \frac{w}{2}$ |

## Dodatek B

Przekształcenie równoległoboku  $cd$  w równoległobok  $ab$ .



### Założenie:

Są dane dwa równoległoboki. Jeden oparty na wektorach  $\vec{a}$  i  $\vec{b}$ . Drugi oparty na wektorach  $\vec{c}$  i  $\vec{d}$ . Opowiadające sobie wierzchołki równoległoboków tworzą wektory  $\vec{r}, \vec{r}_a, \vec{r}_b$ . Dla  $k, n \in \langle 0; 1 \rangle$  punkt  $P'$  jest opisany w układzie równoległoboku  $cd$  sumą  $k\vec{c} + n\vec{d}$  a odpowiadający mu punkt  $P$  jest opisany w układzie równoległoboku  $ab$  sumą  $k\vec{a} + n\vec{b}$ .

### Teza:

Przekształcenie punktu  $P'$  w punkt  $P$  jest realizowany przez wektor translacji:

$$\vec{r}_{P'P} = \vec{r} + k(\vec{r}_a - \vec{r}) + n(\vec{r}_b - \vec{r})$$

### Dowód:

Na podstawie założeń można sformułować:

$$\vec{r} + k\vec{a} + n\vec{b} = k\vec{c} + n\vec{d} + \vec{r}_{P'P} \quad (1)$$

$$\vec{r} + \vec{a} = \vec{c} + \vec{r}_a \quad (2)$$

$$\vec{r} + \vec{b} = \vec{d} + \vec{r}_b \quad (3)$$

Równania (2) i (3) mnoży się kolejno przez  $k$  oraz  $n$  i odejmuje stronami od równania (1):

$$\vec{r} - k\vec{r} - n\vec{r} = \vec{r}_{P'P} - n\vec{r}_b - k\vec{r}_a$$

Co prowadzi do:

$$\vec{r}_{P'P} = \vec{r} + k(\vec{r}_a - \vec{r}) + n(\vec{r}_b - \vec{r}) \text{ c.n.d.}$$

## Literatura

- [1] [https://sparmed\\_live.s3.amazonaws.com/documents/sparmed\\_ICSIPIulator\\_2018.pdf](https://sparmed_live.s3.amazonaws.com/documents/sparmed_ICSIPIulator_2018.pdf)
- [2] F.Chen, Q.Zhang, Y.Gao, A Review on the Flexure-Based Displacement Amplification Mechanisms, IEEE Access Volume 8, 2020
- [3] X.Chen, Z.Deng, J.Gao, Design of a flexible piezoelectric microgripper based on combine amplification principles, Nanotechnol. Precis. Eng. 2, 138, 2019
- [4] F.Cui, Y.Li, J.Qian, Development of a 3-DOF Flexible Micro-Motion Platform Based on a New Compound Lever Amplification Mechanism, Micromachines 2021, 2021
- [5] M.Helal, A.A.Alshennawy, A.Algola, *Optimal Design of a Positioning Flexible Hinge Compliant Micro-Gripper Mechanism with Parallel Movement Arms*, International Journal of Engineering Research and Technology Volume 10 Number 2, 2017
- [6] J.Qian, Y.Li, L.Zhuge, An Investigation on a Novel 3-RCU Flexible Micromanipulator, Micromachines 2020, 11, 423, 2020
- [7] Q.Xu, Y.Li, Kinematic Analysis and Optimization of a New Compliant Parallel Micromanipulator, International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 3, No. 4, 2006
- [8] Z.Zhang, J.Yan, T.Kuriyagawa, *Manufacturing technologies toward extreme precision*, International Journal of Extreme Manufacturing, 1(2), Article 022001, 2019
- [9] L.Yu, Z.Wang, W.Wang, Research on micromanipulator's clamping force sensing based on static wire rope tension of a surgical robot, Advances in Mechanical Engineering, 2015
- [10] V.Bučinskas, J.Subačiūtė-Žemaitienė, A.Dzedzickis, *Robotic micromanipulation: actuators and their application*, Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania, 2021
- [11] H.Penny, D.Hayman, E.Avci, Micromanipulation System for Isolating a Single Cryptosporidium Oocyst, Micromachines 11, 2020
- [12] S.Jagtap, B.Deshmukh, S.Pardeshi, *Applications of compliant mechanism in today's world – A review*, Journal of Physics: Conference Series 1969, 2021
- [13] Y.Li, W.Ge, X.Tong, Optimization and Experiment of a Novel Compliant Focusing Mechanism for Space Remote Sensor, Sensors 2020, 2020
- [14] P.Arumugam, A.Kumar, Design Methods for compliant mechanisms used in new age industries – A review, 14(2016)2, 2016
- [15] M.Ling, L.L.Howell, J.Cao Kinetostatic and Dynamic Modeling of Flexure-Based Compliant Mechanisms: A Survey, Applied Mechanics Reviews Vol.72, ASME, 2020
- [16] J.Sanchez, J.Herder, *Synthesis Methods in Compliant Mechanisms: An Overview*, ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2009
- [17] E.Alejandro, V.Fachinotti, M.Pucheta, *A Review of design methods for compliant mechanisms*, Mecánica Computacional Vol XXIX, 2010
- [18] L.Zentner, S.Linß, Compliant systems, Mechanics of elastically deformable mechanisms, actuators and sensors, De Gruyter, 2019

- [19] W.Ma, R.Wang , X. Zhou G.Meng, J ,*The performance comparison of typical notched flexure hinges*, Mechanical Engineering Science, 2019
- [20] S.Zelenika, M. Munteanu , F. De Bona , Optimized flexural hinge shapes for microsystems and high-precision applications, Mechanism and Machine Theory 44, 2009
- [21] N.Lobontiu, J. Paine, E.Garcia , *Corner-Filletted Flexure Hinges*, ASME Vol. 123, 2001
- [22] B.Zhu, X.Zhang, M.Liu, Topological and Shape Optimization of Flexure Hinges for Designing Compliant Mechanisms Using the Level Set Method, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019
- [23] M.Liu, X. Zhang, S.Fatikow, *Design and analysis of a high-accuracy flexure hinge*, Rev. Sci. Instrum. 87, 2016
- [24] G.Chen, X.Liu, Generalized Equations for Estimating Stress Concentration Factors of Various Notch Flexure Hinges, Journal of Mechanical Design 136(3), 2014
- [25] Z.Wu, Y.Li, Design, *Modeling, and Analysis of a Novel Microgripper Based on Flexure Hinges*, Advances in Mechanical Engineering Volume 2014, 2014
- [26] S.Awtar, Synthesis and Analysis of Parallel Kinematic XY Flexure Mechanisms, Mechanical Engineering, 1998
- [27] L.Yan, A.Jiang, F.Jiang, Design and Performance Analysis of a Micro-Displacement Worktable Based on Flexure Hinges, Micromachines 2022, 2022
- [28] M. Nijenhuis, J.P. Meijaard, D.M. Brouwer, Misalignments in an overconstrained flexure mechanism: A cross-hinge stiffness investigation, Precision Engineering Volume 62, 2020
- [29] S.Linß, T. Erbe, R.Theska, L.Zentner, The Influence of asymmetrical flexure hinges on the axis of rotation, 56TH International scientific colloquium, 2011
- [30] M.Dang, H.Giang Le, N. Le Chau, T. Dao, Optimization for a Flexure Hinge Using an Effective Hybrid Approach of Fuzzy Logic and Moth-Flame Optimization Algorithm, Mathematical Problems in Engineering Volume 2021, 2021
- [31] N.L.Chau,N.t.Tran,T.P.Dao, *Design and Performance Analysis of a TLET-Type Flexure Hinge*, Advances in Materials Science and Engineering Volume 2020,2020
- [32] T.L.Qiua, L.Liangb, D.Lib, Teoretical and experimental study on FBG accelerometer based on multiflexible hinge mechanism, Optical Fiber Technology 38, 2017
- [33] D.Stojiljkovi', M.Milošević, D.Ristic, Simulation, Analysis, and Experimentation of the Compliant Finger as a Part of Hand-Compliant Mechanism Development, Appl. Sci. 2023, 13,2023
- [34] S.Zhou, Z.Zhang, J.Shang, Design and Simulation of Micro-displacement Magnification Mechanism base on Flexible Hinges, Advanced Materials Research Vols 154-155, 2011
- [35] T.Li, Y.Du, J.Zhang, Empirical Compliance Equations for Constant Rectangular Cross Section Flexure Hinges and Their Applications, Mathematical Problems in Engineering Volume 2016, 2016
- [36] United States Patent Application Publication Pub. No.: US 2018 / 0210983 A1, Jul . 26 , 2018, 2018

- [37] Z.Zhang, Y.Yuan, *Research on a Novel Flexure Hinge*, Journal of Physics: Conference Series 48, 2006
- [38] S.T.Smith, V.G.Badami, J.S.Dale, *Elliptical flexure hinges*, Review of Scientific Instruments 68 (1474), 1997
- [39] J.Jones , Y.Lee, J. Moore Parametric study for asymmetric flexure hinge design for tissue cutting, , J Engineering Manufacture 2019
- [40] L.Qian, Optimization Design of Flexible Micro-Displacement Amplification Mechanism Based on Parameters, Journal of Applied Science and Engineering, Vol. 18, No. 4, 2015
- [41] C.Lin, C.Shih, Multiobjective design optimization of flexure hinges for enhancing the performance of micro-compliant mechanisms, Journal of the Chinese Institute of Engineers Vol.28, 2005
- [42] Y.Hu, B.Ju, W.Zhu, Integrated Development of a Topology-Optimized Compliant Mechanism for Precise Positioning, Actuators 2022, 2022
- [43] D.Kern, M. Rosner, E.Bauma, Key features of flexure hinges used as rotational joints: Transition from concentrated to distributed compliances, Forschung im Ingenieurwesen · December, 2013
- [44] S.Xu, P.Liu, Generalized mechanics of flexure hinges for unified simulations, IOP Conf. Ser.: Mater., 2019
- [45] R. Friedrich, R. Lammering, M. Rösner, On the modeling of flexure hinge mechanisms with finite beam elements of variable cross section, Precision Engineering 38, 2014
- [46] J.Kong, Z.Huang, X.Xian, *Generalized model for conic-V-shaped flexure hinges*, Science Progress Vol 103, 2020
- [47] R.Lin, X.Zhang, X.Long, *Hybrid flexure hinges*, Review of Scientific Instruments 84, 085004, 2013
- [48] L.Li, D.Zhang, S.Guo, *Design, modeling, and analysis of hybrid flexure hinges*, Mechanism and Machine Theory 131, 2019
- [49] S. Linß, P.Schorr, L.Zentner, General design equations for the rotational stiffness, maximal angular deflection and rotational precision of various notch flexure hinges, Mech. Sci., 8, 29–49, 2017
- [50] X. Zhang, B. Zhu, *Topology Optimization of Compliant Mechanisms*, Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2018
- [51] J.H.Moon, Analysis of the Cylindrical Flexure Hinges with Circular Notches, J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 39, No. 2,2022
- [52] E.Pernette, S.Henein, I.Magnani, *Design of parallel robots in microrobotics*, Robotica Volume 15, 1997
- [53] S.Linß, S.Henning L.Zentner, Modeling and Design of Flexure Hinge-Based Compliant Mechanisms, 2019
- [54] M.Malgarejo, M. Darnieder, S.Linß, On Modeling the Bending Stiffness of Thin Semi-Circular Flexure Hinges for Precision Applications, Actuators 2018, 2018
- [55] S.Wanm Y.Zhang, Q.Xu, Design and development of a new large-stroke XY compliant micropositioning stage, Journal of Mechanical Engineering Science Vol 231, 2017

- [56] R.Malka, A.LDesbiens, Y.Chen, *Principles of Microscale Flexure Hinge Design for Enhanced Endurance*, 2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2014).
- [57] S.Shuib, A.Kadarman, M. Ridzwan, Methodology of Compliant Mechanisms and its Current Developments in Applications: A Review, American Journal of Applied Sciences, 2007
- [58] K.Cai, Y.Tian, F.Wang, *Development of a piezo-driven 3-DOF stage with T-shape flexible hinge mechanism*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 37. pp. 125-138, 2015.
- [59] J.Gan , J.Long, Ming-Feng Ge , Design of a 3DOF XYZ Bi-Directional Motion Platform Based on Z-Shaped Flexure Hinges, Micromachines 2022
- [60] C.Lin, S.Zheng, M.Jiang, Dynamic Analysis and Experiment of 6-DOF Compliant Platform Based on Bridge-Type Amplifier, Micromachines 2020, 2020
- [61] S.Magleby, L.Howell, E.Merriam, *Monolithic 2 DOF fully compliant space pointing mechanism*, Mechanical Sciences 4, 2014
- [62] S.Henning, S.Linß, L.Zentner , detasFLEX – A computational design tool for the analysis of various notch flexure hinges based on non-linear modelling , Compliant Systems Group, 2018
- [63] R.Friedrich, R.Lammering, Flexure Hinge Mechanisms Modeled by Nonlinear Euler-Bernoulli-Beams, PAMM · Proc. Appl. Math. Mech. 15, 2015
- [64] N.K.Meinders, Compensating parasitic motions and cross-couplings in compliant mechanisms. The development of a new compensation strategy to diminish unwanted motions, TuDelft, 2021
- [65] D.Krajcarz, *Comparison Metal Water Jet Cutting with Laser and Plasma Cutting*, 24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2013
- [66] S.Spadło, D.Krajcarz, P.Młynarczyk, A comparison of laser cutting and water-jet cutting, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Volume 66 Issue 2, 2014
- [67] W. Vanderauweraa, M. Garzonb, T. Aerts, *Comparison of micro-milling and micro-EDM operations*, , EUFP7-NMP project Integ-μ (NMP-2007-3.5-2), 2007
- [68] A.Ruszaj, Electrochemical machining – state of the art and direction of development, MECHANIK NR 12/2017, 2017
- [69] C.Veera, B.Pradeep, C.Boopathi, Comparison of geometrical accuracy and surface finish of cam profile generated by wire-EDM and CNC milling machine, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 764,2020
- [70] E.G.Merriam, J.E. Jones, L.L. Howell, *Design of 3D-Printed Titanium Compliant Mechanisms*, 42nd Aerospace Mechanisms Symposium, 2014
- [71] S.Pagliano, D.E. Marschner, D.Maillard, *Micro 3D printing of a functional MEMS accelerometer*, Microsystems & Nanoengineering 2022
- [72] J.Shah, J.Soni, P.Moradiya, A Review of Compliant Mechanisms Manufactured by using 3D Printing Technology, Special Edition ICRPMSME 2021 Volume-I, 2022

- [73] N.Akkus, E.Aygul, S.Yalçinkaya, MEMS Fabrication using 2PP technique-based 3D printer, *International Journal of Architectural Computing* January, 2020
- [74] J.Horoszkiewicz, A.Ruszaj, S.Skoczypiec, *Materiały I Procesy stosowane w wytwarzaniu MEMS*, Inżynieria Maszyn, R. 16, z. 4, 2011
- [75] J. G. Chase, B. W. Smith Overview of Modern Lithography Techniques and a MEMS-Based Approach to High Throughput Rate Electron Beam Lithography, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury 2001
- [76] L.A. Giannuzzia, F.A. Stevieb , A review of focused ion beam milling techniques for TEM specimen preparation, *Micron* 30, Elsevier Science Ltd., 1999
- [77] S.Yang, X.Xia, X.Liu, Improving Velocity of Stick-Slip Piezoelectric Actuators With Optimized Flexure Hinges Based on SIMP Method, 10.1109/ACCESS.2020.3039857, 2020
- [78] [https://www.piceramic.com/en/products/piezoceramic-actuators/stack\\_actuators/p-010xxh-p-025xxh-pica-thru-ring-actuators-102800](https://www.piceramic.com/en/products/piezoceramic-actuators/stack_actuators/p-010xxh-p-025xxh-pica-thru-ring-actuators-102800)
- [79] S.Yang, X.Xia, X.Liu, Improving Velocity of Stick-Slip Piezoelectric Actuators With Optimized Flexure Hinges Based on SIMP Method, *IEEE Access* Volume 8, 2020
- [80] W.Xu, T.King, Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy, and stress considerations, *Precision Engineering* 19:4-10, 1996
- [81] W.Xu, T.King, Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy, and stress considerations, *Precision Engineering* 19:4-10, 1996
- [82] <http://keystonemfg.net/how-thermal-actuators-work/>
- [83] K. Hameyer, M. Nienhaus, *Electromagnetic Actuators – Current Developments and examples*, 1 Katholieke Universiteit Leuven, EE dept., 2017
- [84] S.Mohanty, I.S.M.Khalil, S.Misra, Contactless acoustic micro/nano manipulation: a paradigm for next generation applications in life sciences, Royal Society Publishing, 2020.
- [85] M.Kim, J. Heo, H.Rodrigue, *Shape Memory Alloy (SMA) Actuators: The Role of Material, Form, and Scaling Effects*, , *Adv. Mater.* 2023, 35, 2208517, 2023
- [86] D.Maffiodo, T.Raparelli, *Three-Fingered Gripper with Flexure Hinges Actuated by Shape Memory Alloy Wires*, *International Journal of Automation Technology* 11, 2017
- [87] Chuyao Zhou, High Precision and Low-cost Stepper Motor Control for Industrial Implementation , 2018
- [88] J.E. Bresenham, *Algorithm for computer control of digital plotter*, *IBM Systems Journal* Vol 4, 1965
- [89] Praca Zbiorowa, *Monografia - Niepewność pomiarów w teorii i praktyce*, Biuletyn Głównego Urzędu Miary Nr 3, vol. 6, 2011, 2011
- [90] H.Patil, P.Jeyakarthikeyan, Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 402, 2018
- [91] <https://www.airspayce.com/mikem/arduino/AccelStepper>

## Streszczenie

Celem pracy doktorskiej pod tytułem „Sterowanie mechanizmów elastycznych w manipulatorach do mikroprzemieszczeń” jest opracowanie i wykonanie mechanizmu elastycznego napędzanego trzema silnikami obrotowymi, który realizuje dwa niezależne ortogonalne przemieszczenia liniowe i przemieszczenie kątowe wraz z weryfikacją skuteczności i dokładności jego działania poprzez badania eksperymentalne. Sformułowano tezę pracy: można zbudować mechanizm elastyczny i jego sterowanie, który wykonuje przemieszczenia w płaszczyźnie z dokładnością mikrometryczną.

Zakres pracy obejmuje syntezę mechanizmu elastycznego, symulację ruchu mechanizmu, weryfikację jego działania poprzez analizę MES, utworzenie układu elektronicznego wraz algorytmem sterującym, wykorzystującym rozwiązanie zadania odwrotnego, oraz opracowanie i wykonanie mechanizmu elastycznego i poddanie go badaniom eksperymentalnym. W ramach pracy zaproponowano również algorytm pomiaru położenia platformy przy użyciu trzech czujników laserowych.

Zaproponowano płaski mechanizm równoległy o strukturze opartej na trójkątnej platformie. Mechanizm zawiera trzy identyczne układy dźwigniowe redukujące przemieszczenia napędów, zawierające symetryczne przewężenia półkoliste. Źródło napędu stanowią silniki krokowe. Rozwiązanie zadania odwrotnego posłużyło do stworzenia modeli sterowania o różnych poziomach skomplikowania. Na ich podstawie zrealizowano sterowanie w trybie ruchu po zadanej krzywej, oraz sterowanie manualne.

Praca mechanizmu została zweryfikowana poprzez symulacje oraz testy praktyczne, obejmujące sprawdzenie dokładności ruchów ortogonalnych i ruchów po różnych krzywych. Na podstawie pomiarów określono zakres ruchu, przełożenie oraz rozdzielczość. Zmierzono przemieszczenie pasożytnicze i płynięcie wzdłuż osi pionowej i poziomej. Przetestowano również powtarzalność ruchów. Dokładność sterowania ręcznego sprawdzono poprzez realizację krzywych przez dwóch operatorów, z pomiarem położenia platformy mechanizmu przez czujniki laserowe.

Wyniki pomiarów wykazały realizację ruchu z dokładnością mikrometryczną. Krzywe obserwowane posiadają cechy krzywych referencyjnych z obserwowalnym spłaszczeniem i rotacją. Błędy krzywych są powtarzalne między seriami pomiarowymi, co sprawia, że błędy mogą być zniwelowane przez zastosowanie kalibracji.

## Summary

The aim of the doctoral thesis entitled "The control of a flexible mechanism in manipulators for micro-movements " is to design and manufacture the mechanism, which generates two independent orthogonal linear transmission and angular displacement together with control and its operation studied through experimental studies. The motion will be generated by three stepper motors. Thesis is: it is possible to create and control an elastic mechanism, which can generate micro displacement.

The scope of the thesis includes synthesis, simulation of the mechanism's work, verification through FEM, designing control system together with verification of its operation through experimental studies. The thesis also propose measurement algorithm using three laser sensors.

Parallel mechanism based on a triangular structure was proposed, consisting of the three coherent lever systems with semicircular symmetrical elastic hinges reducing displacement. Source of movements are stepper motors. Inverse tasks were used to create control models or various complication level. Based on them, two steering modes were implemented. First is motion along a given curve, second is manual control.

Experimental studies were conducted, started by orthogonal movement and movement along different curves measurement. Range of motion, ratio and resolution were calculated. Parasitic displacement and flow of the vertical and horizontal axes movement were measured. Repeatability was also tested. Accuracy of manual steering was checked by measuring curves done by two operators with laser sensors.

The measurement results showed that the movement was carried out with micrometric accuracy. Measured curves, have observable flattening and rotation. Curve errors are repeatable between measurement series, which makes the errors can be minimized by prior calibration.