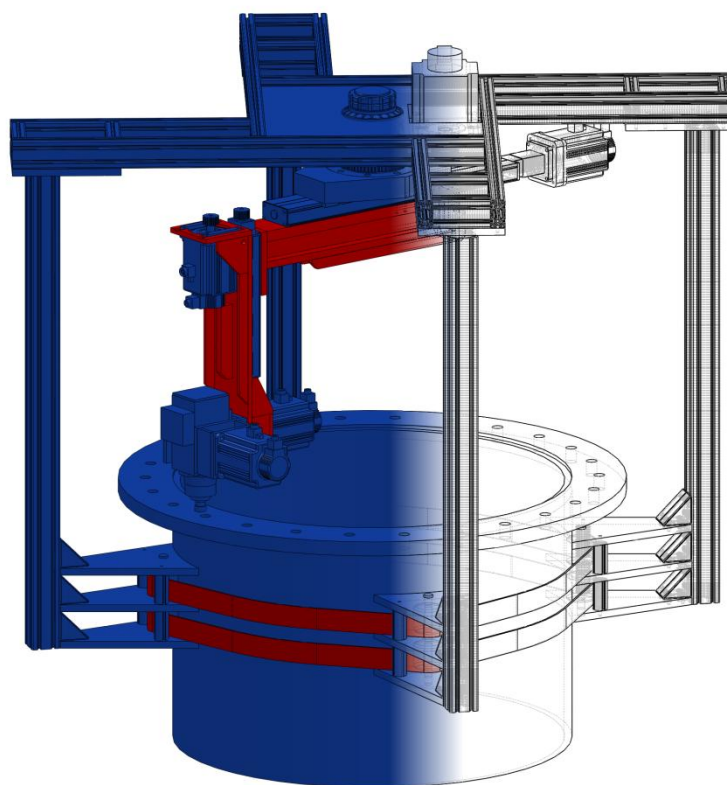


 Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie

**Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki**

**Piotr Pawełko**

**Studium projektowania obrabiarek przenośnych  
w ujęciu mechatronicznym  
na przykładzie obrabiarki przenośnej do kołnierzy**



Szczecin 2013

## Spis treści

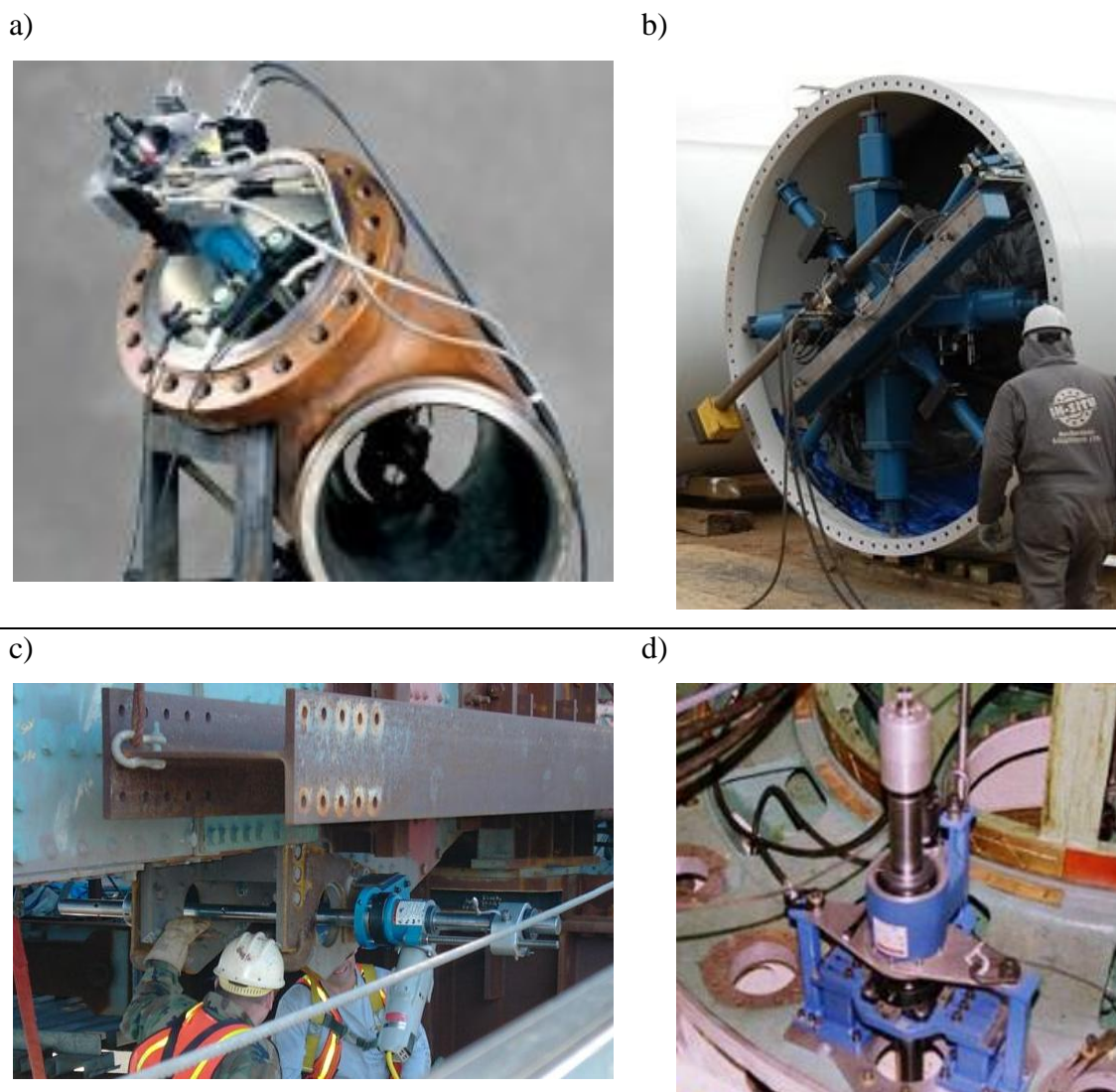
1.	Wprowadzenie .....	4
2.	Projektowanie obrabiarek przenośnych w ujęciu mechatronicznym .....	7
2.1.	Projektowanie mechatroniczne.....	7
2.2.	Charakterystyka technologiczna obrabiarek przenośnych .....	10
2.3.	Rozwiązania konstrukcyjne obrabiarek przenośnych.....	15
2.3.1.	Podział obrabiarek przenośnych ze względu na kształt przestrzeni roboczej.....	15
2.3.2.	Podział obrabiarek przenośnych ze względu na stosowany system montażu.....	16
2.3.3.	Rozwiązania konstrukcyjne obrabiarek przenośnych ze względu na realizowane operacje technologiczne .....	19
2.4.	Metody modelowania i obliczeń statycznych i dynamicznych charakterystyk obrabiarek ..	21
3.	Cel i zakres pracy .....	25
4.	Algorytm projektowania obrabiarki przenośnej w ujęciu mechatronicznym.....	27
5.	Projektowanie koncepcyjne obrabiarki przenośnej .....	32
5.1.	Określenie przeznaczenia obrabiarki przenośnej oraz lista wymagań projektowych.....	32
5.2.	Kryteria oceny rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek przenośnych .....	36
5.3.	Wybór sposobu mocowania obrabiarki przenośnej na przedmiocie .....	38
5.4.	Wybór Struktury Geometryczno - Ruchowej obrabiarki przenośnej .....	40
5.5.	Realizacja projektu koncepcyjnego na przykładzie obrabiarki przenośnej do kołnierzy ....	43
6.	Opracowanie projektu wstępnego i technicznego obrabiarki przenośnej .....	48
6.1.	Projektowanie układu Masowo-Dyssypacyjno-Sprężystego.....	53
6.1.1.	Modelowanie struktury bryłowej .....	58
6.1.2.	Modelowanie struktury kontaktowej .....	59
6.1.3.	Modelowanie elementów napędu ruchu posuwowego .....	60
6.1.4.	Warunki obciążenia układu OP-PO.....	64
6.2.	Projekt i ocena właściwości statycznych i dynamicznych układu nośnego obrabiarki przenośnej.....	70
6.2.1.	Model MDS obrabiarki przenośnej.....	72
6.2.2.	Przedmiot Obrabiany.....	75
6.2.3.	Wrzeczono narzędziowe .....	77
6.2.4.	System mocowania.....	79
6.2.5.	Układy prowadnicowe i napędowe.....	81
6.2.6.	Układy korpusowe.....	83
6.2.7.	Wibrostabilność układu MDS OP-PO .....	85
6.2.8.	Analiza wrażliwości modelu OP na zmianę jego parametrów .....	92
6.2.9.	Modelowanie i obliczenia charakterystyk amplitudowo - częstotliwościowych obrabiarki przenośnej .....	95
6.3.	Dobór silników układów napędowych posuwu.....	101
6.4.	Projektowanie układu sterowania.....	107
7.	Korekcja błędów mocowania i ustalenia układu Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany .....	113
8.	Doświadczalna weryfikacja prototypu obrabiarki przenośnej.....	126

8.1. Weryfikacja sposobu mocowania i ustalenia układu Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany (OP-PO).....	126
8.1.1. Pomiar błędów mocowania i ustalenia układu OP-PO.....	126
8.1.2. Badanie dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi posuwowych.....	127
8.1.3. Pomiar odchyłek osiowych i promieniowych trajektorii narzędzia układu OP-PO.....	131
8.1.4. Szacowanie niepewności ustalenia i zamocowania układu OP-PO.....	133
8.1.5. Weryfikacja koncepcji korekcji trajektorii ruchu narzędzia ze względu na system mocowania OP-PO.....	135
8.2. Badania doświadczalne dynamiki układu OP-PO.....	136
8.2.1. Test impulsowy.....	137
8.2.2. Badania modalne układu MDS OP-PO.....	145
8.3. Doświadczalna weryfikacja wibrostanowności układu OP-PO.....	152
9. Podsumowanie, oryginalne elementy pracy.....	157
10. Literatura.....	161
10.1. Książki i czasopisma.....	161
10.2. Normy, akty prawne.....	165
10.3. Strony internetowe.....	165
10.4. Patenty.....	166
11. Streszczenie / Summary.....	167
12. Załączniki.....	168
12.1. Załącznik 1 – Charakterystyki metrologiczne zastosowanej w badaniach doświadczalnych aparatury pomiarowo-rejestrującej.....	168
12.2. Załącznik 2 - Dobór przetworników pomiarowych.....	169
12.3. Załącznik 3 – Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prototypu obrabiarki przenośnej.....	170
12.4. Załącznik 4 – Protokoły pomiarów powierzchni obrobionych po przeprowadzonych próbach pracą.....	175

## 1. Wprowadzenie

Używane powszechnie, zarówno w dziedzinie techniki jak i języku potocznym, pojęcie obrabiarka przenośna jest często źródłem nieporozumień. Obrabiarka przenośna (*ang. portable machine tool*) jest rodzajem obrabiarki, która ma kilka cech charakterystycznych: m.in. można ją transportować, w celu przeprowadzenia obróbki należy ją zamocować na przedmiocie obrabianym. W odróżnieniu od przenośnych elektronarzędzi, w obrabiarce przenośnej wszystkie ruchy mają zapewnione prowadzenie.

Impulsem do powstania obrabiarek przenośnych były jak zwykle potrzeby przemysłu. Wiele z gałęzi przemysłu m.in. przemysł energetyczny (elektrownie wodne, wiatrowe, atomowe, na paliwo klasyczne), górniczy (drążenie tuneli), przemysł stoczniowy, petrochemiczny (rafinerie, platformy wiertnicze, rurociągi), przemysł ciężki, papierniczy, wymusiły na projektantach obrabiarek skrawających do metali zmianę sposobu myślenia w zakresie obróbki m.in. przedmiotów wielkogabarytowych. Dostrzeżono dość istotny problem, a mianowicie konieczność transportu elementów wielkogabarytowych. Wiąże się on przede wszystkim z przemieszczaniem tychże elementów między miejscami ich wytwarzania lub montażu, a zakładami wyposażonymi w odpowiednie obrabiarki, na których możliwe jest przeprowadzenie wymaganych operacji obróbczych. Proces transportu generuje duże koszty związane z konieczną w tym przypadku logistyką, oraz wymaga dodatkowego czasu. O ile dla nowych elementów czasy transportu można niejako wpleść w proces wykonania gotowych wyrobów, to w przypadku konieczności przeprowadzenia ich regeneracji, stanowi to istotny problem. Istnieją również sytuacje, w których brak jest możliwości transportu przedmiotu. Bardzo wyrazistymi przykładami tego typu problemów są przede wszystkim regeneracje i naprawy podzespołów trwale połączonych z konstrukcją macierzystą. Mogą to być m.in. elementy systemów chłodzenia w elektrowniach atomowych, elementy platform wiertniczych, posadowienia wież wiatrowych. Przykłady udokumentowanych, ciekawych zastosowań obrabiarek przenośnych przedstawiła w swoich materiałach firma Climax [128] np.: frezowanie i polerowanie gniazd zaworów odcinających MSIV (Main Steam Isolation Valves) w elektrowniach jądrowych (rys. 1.1 a), modernizacje układów pomp w elektrowniach węglowych, obróbka kołnierzy wież wiatrowych (rys. 1.1 b), naprawa łożysk łopatek regulacyjnych na tamie Hoovera (rys. 1.1 d), zastąpienie procesu szlifowania frezowaniem spawów w naprawianej armaturze okrętów podwodnych przez General Dynamics Electric Boat, modernizacja sejsmiczna konstrukcji Mostu Golden Gate itp. (rys. 1.1 c).



Rys. 1. 1. Obrabiarki przenośne Climax [128]: a) wytaczarko-szlifierka VM9000, b) frezarka kołowa CM6000 c) przenośna wytaczarka BB6000, d) przenośna wytaczarka BB5000

Pierwsze rozwiązania konstrukcyjne obrabiarek przenośnych [128÷144] oraz pierwsze zastrzeżenia patentowe [164÷168], przypadają na lata 60-te XX wieku.

Od dwóch dekad można zaobserwować rosnące tempo rozwoju przenośnych maszyn wytwórczych, zwłaszcza obrabiarek skrawających do metalu, co jest odpowiedzią rynku na ich rosnące zapotrzebowanie. Światowy prym wiedzie tu kilku wyspecjalizowanych producentów: wspomniany Climax (USA) [128], D.L. Ricci Corp. (USA) [129], SIR Meccanica (Włochy) [130], EFCO (Niemcy) [131] i inni [132÷144].

Jednakże należy zwrócić uwagę na fakt, że o ile konstrukcje obrabiarek stacjonarnych CNC (*ang. Computer Numerical Control*) charakteryzują się ciągłym rozwojem technologicznym, a ich możliwości obróbkowe zdają się praktycznie nieograniczone, to niestety sektor obrabiarek przenośnych odpowiada zaawansowaniu technologicznemu

obrabiarek stacjonarnych z lat 50-tych. Dotyczy to stosowanych systemów sterowania, układów napędowych, parametrów obróbki, konstrukcji układów prowadnicowych itp.

W projektowaniu obrabiarek przenośnych należy stosować tzw. podejście mechatroniczne, którego istotą jest założenie o jednoczesnym uwzględnieniu informacji projektowych z takich dziedzin jak mechanika, elektronika, a obecnie także teoria sterowania i informatyka. Dowiedziono praktycznie, że uzyskuje się wówczas znacząco lepsze produkty w znacząco krótszym czasie. Oczywiście wymaga to *synergii* wiedzy z uprzednio wymienionych dziedzin, co możliwe jest dzięki informatyzacji procesu projektowego. Obecnie dostępne są różnorodne, wyspecjalizowane oprogramowania komputerowe CAx (*ang. Computer Aided technologies* [16,23]), wspomagające projektantów praktycznie w każdej dziedzinie związanej z projektowaniem mechatronicznym. Technika ta umożliwi sprawne przeprowadzenie procesu wirtualnego prototypowania projektowanego urządzenia na dowolnym poziomie szczegółowości projektu. Dotychczas dostępne na rynku obrabiarki przenośne nie mają cech urządzeń mechatronicznych, uwidocznionych w swojej budowie oraz wynikających z procesu ich projektowania. Zakładając jednak naturalną tendencję ich rozwoju technologicznego można przyjąć, że będzie on ukierunkowany na zastosowanie w nich nowoczesnych układów napędowych i układów sterowania CNC, dzięki czemu zaczną spełniać warunki przynależności do grona urządzeń mechatronicznych.

W pracy tej będzie przedstawione studium projektowania w ujęciu mechatronicznym obrabiarek przenośnych poparte przykładem realizacji projektu mechatronicznej obrabiarki przenośnej do kołnierzy.

## 2. Projektowanie obrabiarek przenośnych w ujęciu mechatronicznym

### 2.1. Projektowanie mechatroniczne

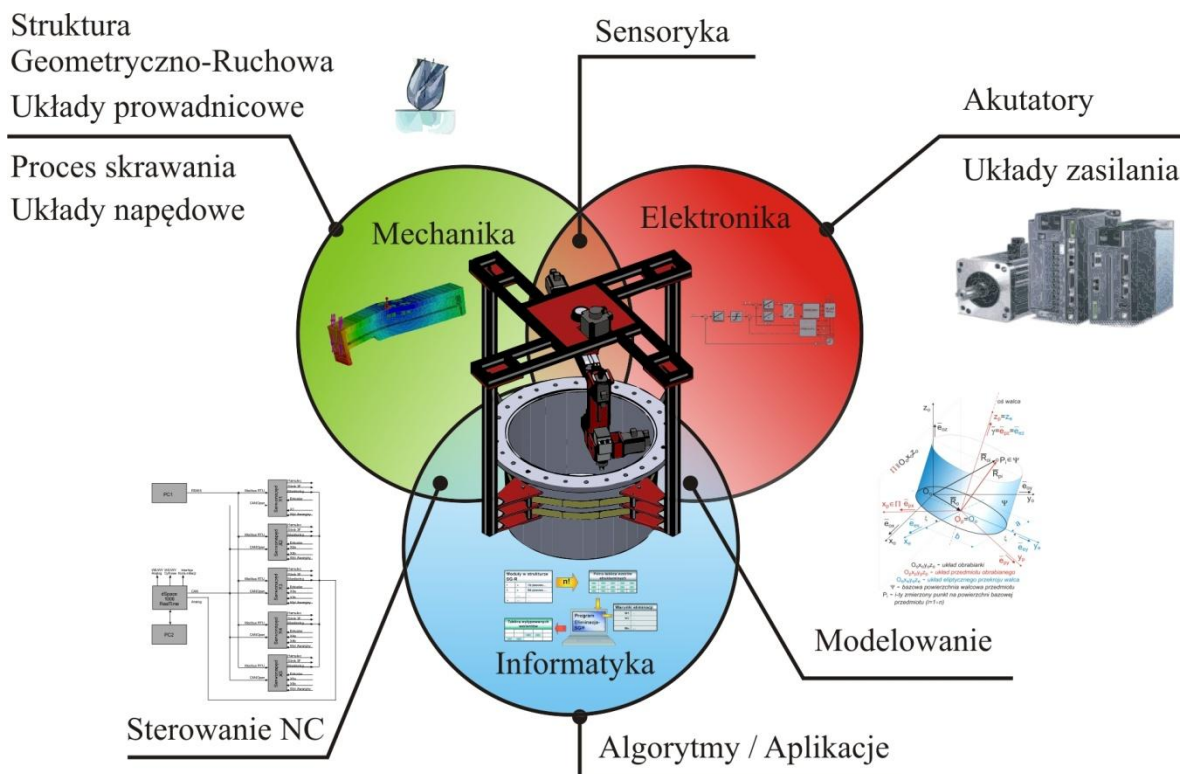
Etymologię nazwy „mechatronika” można wiązać z Japonią, gdzie w 1969 roku Tresuro Mori z firmą Yakasawa Electric zarejestrował tę nazwę, jako chroniony znak towarowy [171, 172]. W 1982 roku zrezygnował ze swych praw, w celu umożliwienia swobodnego wykorzystywania tej nazwy na całym świecie.

Od tego czasu było wiele prób precyzyjnego zdefiniowania tego sformułowania. Niżej przedstawiono niektóre z nich:

- *Mechatronika jest synergicznym połączeniem mechaniki z elektroniką i inteligentnym sterowaniem komputerowym w projektowaniu i wytwarzaniu produktów i procesów wytwórczych [30],*
- *Mechatronika jest synergiczną kombinacją mechaniki precyzyjnej, sterowania elektronicznego i myślenia systemowego w projektowaniu produktów i procesów wytwórczych [97],*
- *Mechatronika to synergiczna integracja mechaniki, elektroniki, inżynierii sterowania i informatyki w procesie projektowania i wytwarzania produktów [101, 102],*
- *Mechatronika jest zastosowaniem złożonego podejmowania decyzji w działaniu systemów fizycznych [9],*
- *Mechatronika to najlepsza praktyka syntezy dla inżynierów różnych dziedzin [98],*
- *Mechatronika jest metodologią stosowaną do optymalnego projektowania produktów elektromechanicznych [88, 89].*

Mimo tego nadal brak jest jednej, precyzyjnej i jednoznacznej definicji tego pojęcia, uznanej przez ogół. Jedną z precyzyjniejszych definicji mechatroniki wydaje się być sformułowanie traktujące mechatronikę i projektowanie w ujęciu mechatronicznym jako *optymalizacyjny, iteracyjny, proces projektowy, poszukujący jednocześnie rozwiązań w wielowymiarowej przestrzeni możliwych rozwiązań, dla różnych dziedzin i zjawisk fizycznych.*

Ideę obrabiarki jako układu mechatronicznego, uwzględniającą wzajemne powiązanie (synergię) dziedzin wiedzy wykorzystywanych w procesie konstrukcyjnym jej struktury geometryczno-ruchowej i najważniejszych podsystemów przedstawiono na rys. 2.1.



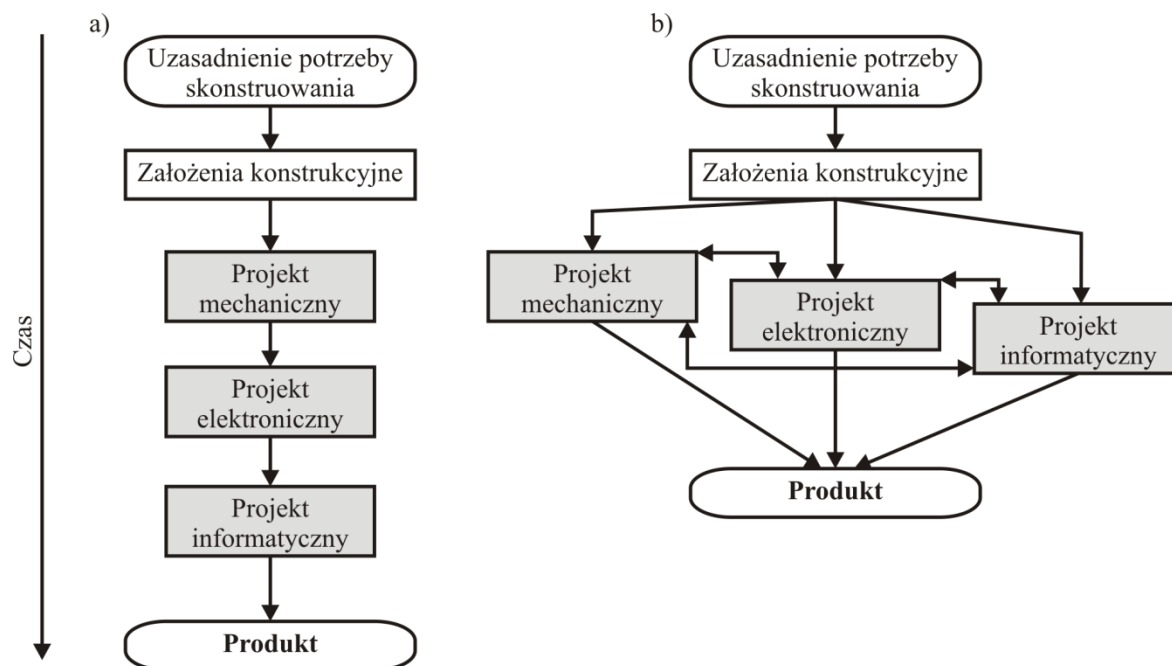
Rys. 2. 1. Obrabiarka jako układ mechatroniczny

Usystematyzowane podejście do projektowania mechatronicznego, zmodyfikowało istotnie klasyczne (strukturalne, sekwencyjne) podejście do projektowania m.in. stacjonarnych obrabiarek skrawających [84]. Obecnie zakłada się, że w procesie projektowania niewystarczające jest skoncentrowanie się na analizie właściwości i optymalizacji wybranych podsystemów obrabiarki. Konieczna jest analiza wzajemnych powiązań podsystemów i optymalizacja obrabiarki jako kompletnego systemu mechatronicznego. Na przykład, w celu zapewnienia wymaganej dokładności obróbki, w połączeniu z wciąż podwyższanymi parametrami dynamiki ruchu ze względu na wydajność obróbki, należy uwzględnić interakcje między poszczególnymi podsystemami maszyny. Zastosowanie wybranego układu napędowego, systemu sterowania i rodzaju przeprowadzonego procesu obróbki, muszą być uwzględniane już w trakcie procesu projektowania elementów układu nośnego i przy doborze układów prowadnicowych. Należy zatem określić wszystkie, możliwe do analiz, interakcje pomiędzy składowymi elementami systemu, już na wstępnych etapach projektu.

Jest oczywiste, że produkt mechatroniczny jest zbyt złożony, aby mógł być dobrze zaprojektowany przez jedną osobę. Projektowanie mechatroniczne narzuca współpracę, przy realizacji projektu, grupy projektantów o różnych specjalizacjach. Z drugiej strony wymagany jest ciągły i swobodny przepływ informacji pomiędzy specjalistami poczynając



od początkowych faz realizacji projektu. Ten rodzaj podejścia do projektowania odróżnia go od dotychczasowego, zwanego projektowaniem sekwencyjnym [32,74,107] (rys. 2.2 a).



Rys. 2. 2. Schemat procesu projektowania: a) sekwencyjnego, b) mechatronicznego współbieżnego

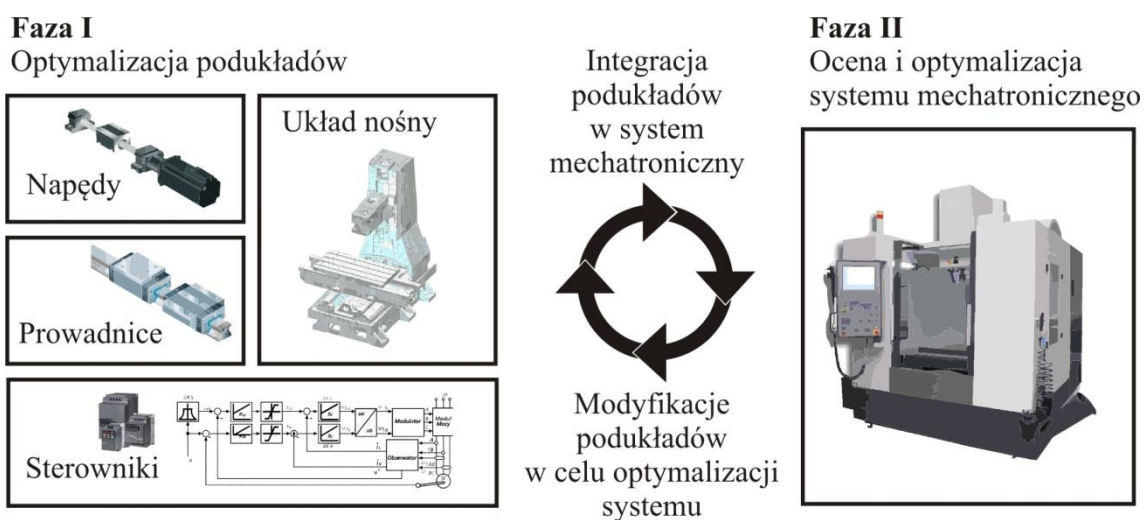
Jak uprzednio wspomniano, podejście mechatroniczne do projektowania obliguje do powołania zespołu specjalistów już na wstępnym etapie projektu. Umożliwia to szybką wymianę informacji między projektantami z poszczególnych dziedzin, ale proces ten prowadzony jest tylko na określonym poziomie szczegółowości wymaganych informacji. Umożliwia to prowadzenie procesu projektowania współbieżnego (*ang. Concurrent Engineering*) [104], gdzie dopuszcza się jedynie we wstępnej fazie, minimalne przesunięcia czasowe poszczególnych projektów składowych (rys. 2.2 b).

Rozwijając dalej tę ideę, proces projektowania w ujęciu mechatronicznym można podzielić na dwie główne fazy (rys. 2.3):

- Faza I – dla określonego zbioru założeń wstępnych należy indywidualnie podejść do podsystemów maszyny, ich wstępny dobór nie uwzględnia szczegółowych interakcji między nimi, i jest prowadzony wg powszechnie znanych zasad, co jest wystarczające na tak wczesnym i niskim poziomie szczegółowości projektu. Jest to już jednak faza projektowania, która przebiega wg metodyki projektowania współbieżnego[104],
- Faza II – wstępnie przyjęte podzespoły maszyny rozpatrywane są od tej chwili jako kompletny system mechatroniczny, który należy poddać optymalizacji na różnych płaszczyznach tzn. wg różnych kryteriów oceny. Wykorzystywane na tym poziomie

zaawansowania projektu jest podejście MBS (ang. *Multibody Simulation*) [84] i techniki wirtualnego prototypowania maszyn [5,7,26], wykorzystujące zintegrowane projektowanie inżynierskie CAx, tzn m.in. systemy CAD (ang. *Computer Aided Design*), FEM (ang. *Finite Element Method*), CACE (ang. *Computer Aided Control Engineering*), PDM (ang. *Product Data Management*), programowanie założonych trajektorii ruchów NC.

Ponadto na każdym etapie definiowania, rozwoju, modyfikacji projektu należy, oprócz rozpatrywanych cech funkcjonalnych urządzenia, co jest rzeczą oczywistą, uwzględniać wymagania dotyczące bezpieczeństwa pracy i obsługi projektowanego urządzenia [115,116].



Rys. 2. 3. Proces projektowania obrabiarki jako systemu mechatronicznego

## 2.2. Charakterystyka technologiczna obrabiarek przenośnych

Obrabiarki przenośne przeznaczone są do prowadzenia obróbki elementów przede wszystkim w terenie, czyli w miejscu ich finalnej instalacji. Ten rodzaj usług określa się terminami „in place” lub „in situ”. Obrabiarki przenośne mogą pracować w bardzo skrajnych warunkach otoczenia, co wynika bezpośrednio z idei powstania tego typu obrabiarek. Stawia się im wymaganie przeprowadzenia obróbki, niezależnie od warunków panujących w otoczeniu przedmiotu obrabianego, tj. temperatury, wilgotności, sposobu zamocowania i innych czynników. Warunki ich użytkowania są skrajnie zmienne, stąd też istnieje trudność w określeniu założeń dotyczących dokładności tych maszyn. Obecnie na jakość realizowanej obróbki największy wpływ wywiera operator obrabiarki, który decyduje o sposobie i dokładności wykonania procesu montażu obrabiarki na przedmiocie obrabianym oraz decyduje o parametrach pracy maszyny i przebiegu procesu skrawania.

Obrabiarki przenośne nie stanowią w zakresie prowadzonych operacji technologicznych, żadnej konkurencji dla obrabiarek stacjonarnych, a jedynie uzupełniają ogólny zakres możliwości technologicznych maszyn do obróbki skrawaniem. Tylko w zakresie obróbki przedmiotów wielkogabarytowych można zauważyć pozorną konkurencję w tym zakresie. Firmy dostarczające na rynek obrabiarki wielkogabarytowe np.: Poręba [149], Rafamet [148], Waldrich [150], Nicolas Correa [147], Knuth [146], Union [145], wypełniają swoistą niszę w przemyśle obrabiarkowym. Są to producenci mocno wyspecjalizowani w produkcji tego typu maszyn i ich osprzętu. Obrabiarki te, podobnie jak obrabiarki stacjonarne średniej wielkości, są projektowane do wykonania konkretnych operacji technologicznych. Oczywiście nie wyklucza to jednoznacznie możliwości przeprowadzenia kilku różnych operacji technologicznych na jednej maszynie np. frezowanie, wiercenie, wytaczanie, jak to ma miejsce na zwykłych obrabiarkach skrawających. Ze względu na kształt przedmiotu obrabianego nadal istnieje tu naturalny podział na tokarki i frezarki. W tabelach 2.1 i 2.2 przedstawiono przykładowe zestawienia dostępnych obecnie na rynku obrabiarek wielkogabarytowych z wybranymi parametrami technicznymi.

Tabela 2. 1. Przykłady tokarek wielkogabarytowych firmy Poręba [149]







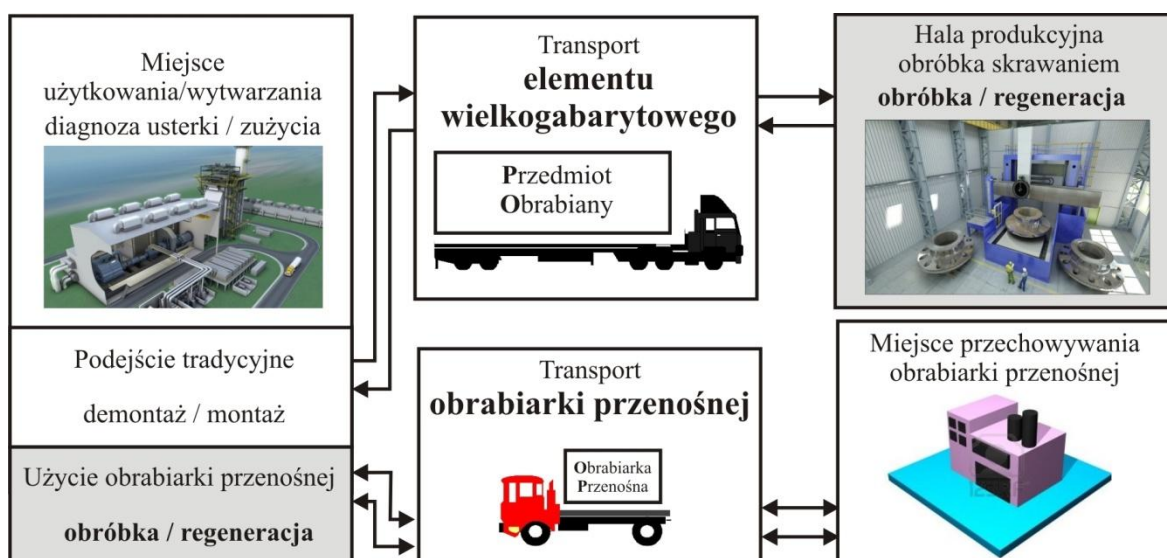
Typ obrabiarki	Model	Ilustracja	Parametry
Tokarka kłowa	TC2B-300 CNC		Długość toczenia 3-25 m Średnica toczenia nad suportem 2 550 mm Masa przedmiotu obrabianego w kłach 30 000 kg Max. masa przedmiotu obrabianego w uchwycie 4 000 kg Masa min. 45 000 kg (+1600 kg/m) Moc wrzeciona 75 kW
Tokarka kłowa super ciężka	TC3-250 CNC		Długość toczenia 4-25 m Średnica toczenia nad suportem 2 000 mm Masa przedmiotu obrabianego w kłach 90 000 kg Max. masa przedmiotu obrabianego w uchwycie 12 000 kg Masa min. 75000 kg (+3500 kg/m) Moc wrzeciona 150 kW

Tabela 2. 2. Zestawienie kilku rodzajów przykładowych modeli obrabiarek wielkogabarytowych firmy Nicolas Correa – CORREANAYAK [147]

Typ obrabiarki	Model	Ilustracja	Parametry
Frezarka łożowa (bezwspornikowa)  <i>(ang. Bed milling machines)</i>	PERFORMER 2.500		X Y Z - 2700x850x1100 Obciążenie stołu 6 000 kg Masa własna 18 000 kg Moc wrzeciona 30 kW
Frezarka z ruchomą kolumną (z przesuwnym stojakiem)  <i>(ang. Travelling Column milling machines)</i>	HVM-MG		X Y Z - 2000x2000x2000 Obciążenie stołu 100 000 kg Masa własna 38 000 kg Moc wrzeciona 30 kW
Frezarka wzdłużna mostowa  <i>(ang. Bridge type milling machines)</i>	FP-50/50		X Y Z - 5000x2500x2000 Obciążenie stołu 25 000 kg Masa własna 56 000 kg Moc wrzeciona 37 kW
Frezarka wzdłużna bramowa (portalowa)  <i>(ang. Gantry type milling machines)</i>	FPM		X Y Z - 2000x5000x2000 Obciążenie stołu 15 000 kg/m <sup>2</sup> Masa własna 68 000 kg Moc wrzeciona 37 kW

Technologia produkcji i regeneracji obiektów wielkogabarytowych o podwyższonych dokładnościach wykonania na obrabiarkach stacjonarnych jest ogólnie znana. Tradycyjne podejście do tej technologii obróbki skrawaniem, realizowanej na maszynach stacjonarnych, zakłada ustalenie i zamocowanie przedmiotu obrabianego w obrębie przestrzeni roboczej maszyny a następnie przeprowadzenie wymaganych operacji (zabiegów) technologicznych. Technologia obróbki jest oczywiście silnie uzależniona od indywidualnych cech obrabiarki tzn. zakresów roboczych, możliwej kinematyki ruchów, sztywności statycznej i dynamicznej maszyny itp. Jedną z największych uciążliwości przy wykorzystaniu tego typu maszyn jest konieczność transportu elementu wielkogabarytowego do miejsca obróbki, której to cechy nie mają obrabiarki przenośne (rys. 2.4).



Rys. 2. 4. Realizacja procesu obróbki skrawaniem dla przypadku obróbki / regeneracji wielkogabarytowego elementu przy podejściu tradycyjnym i z użyciem obrabiarki przenośnej

W obrabiarkach przenośnych ze względu na ograniczenia konstrukcyjne związane m.in. z masą własną obrabiarki, instaluje się napędy ruchu głównego o znacznie mniejszej mocy. Skutkuje to koniecznością ograniczeń niektórych parametrów obróbki, co przekłada się na zwiększenie czasu trwania zabiegów skrawania. Dodając uciążliwość z pracochłonnym mocowaniem obrabiarek przenośnych na obrabianych przedmiotach, na pozór dziwi fakt, że jednak wciąż rośnie zapotrzebowanie rynku na obrabiarki tego typu oraz na usługi prowadzone przy ich użyciu.

W praktyce obrabiarki przenośne wykorzystywane są coraz częściej tam, gdzie potrzebne jest dotrzymanie wytycznych projektowych w trakcie lub po montażu dużych elementów konstrukcji, przy jednoczesnym skróceniu czasów powstawania wyrobów oraz obniżeniu kosztów. Używane są wówczas jako urządzenia służące do kompensacji technologicznej, czyli obróbki elementu w trakcie jego montażu. Często wielkogabarytowe elementy wytwarzane są w miejscu ich przeznaczenia. Jako jedną z technologii produkcyjnych używa się technologii spawania, gdzie na skutek oddziaływań termicznych elementy ulegają dodatkowym odkształceniom. W celu zapewnienia im wymaganej dokładności wymiarowo-kształtowej poddawane są procesowi obróbki skrawaniem przy użyciu obrabiarek przenośnych. Podobna sytuacja zachodzi przy prowadzeniu procesów regeneracji części na istniejących obiektach np. wymianie i obróbce jedynie uszkodzonego fragmentu konstrukcji, odtworzenia geometrii wyeksploatowanych powierzchni itp. Tam też demontaż fragmentu uszkodzonej konstrukcji jest niemożliwy albo przynajmniej ekonomicznie nieuzasadniony.

Obecnie praktycznie wszystkie sektory gospodarki stosują w mniejszym lub większym stopniu technologię obróbki skrawaniem realizowaną przy użyciu obrabiarek przenośnych, zarówno przy prowadzenia operacji regeneracji zużytych bądź uszkodzonych elementów na miejscu ich eksploatacji, jak i przy wytwarzaniu zupełnie nowych produktów bezpośrednio w miejscu ich późniejszej eksploatacji (tabela 2.3).

Tabela 2. 3. Sektory gospodarki wykorzystujące obrabiarki przenośne









Sektor gospodarki	Zastosowanie	Ilustracja	
Energetyka	<ul style="list-style-type: none"> <li>- obróbka kołnierzy rurociągów,</li> <li>- łopatki wirników, turbogeneratorów w elektrowniach,</li> <li>- bieżnie łożysk generatorów,</li> <li>- maszty elektrowni wiatrowych,</li> <li>- naprawa instalacji ciepłowniczych,</li> </ul>		Climax [128]
Górnictwo	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ogólnie pojęta regeneracja maszyn górniczych pracujących pod ziemią oraz na powierzchni,</li> </ul>		Sir meccanica [130]
Przemysł maszynowy	<ul style="list-style-type: none"> <li>- posadowienia urządzeń dźwigowych,</li> <li>- oczka łyżek maszyn budowlanych,</li> <li>- regeneracja powierzchni połączeń ślizgowych i toczyń,</li> </ul>		Hofmann [140]
Przemysł petrochemiczny	<ul style="list-style-type: none"> <li>- aparatura rafinerii ropy i gazu,</li> <li>- regeneracja przylg kołnierzy,</li> <li>- regeneracja zaworów na instalacjach</li> <li>- naprawy bieżące morskich platform wiertniczych</li> </ul>		Ehwachs [141]
Infrastruktura	<ul style="list-style-type: none"> <li>- kołnierze rur,</li> <li>- regeneracja zaworów na instalacjach,</li> <li>- zbiorniki,</li> <li>- szyny kolejowe,</li> <li>- maszty telekomunikacyjne,</li> </ul>		Hydratight [135]

Tabela 2.3 - c.d

Sektor gospodarki	Zastosowanie	Ilustracja	
Budownictwo	<ul style="list-style-type: none"> <li>- konstrukcje stalowe,</li> <li>- precyzyjne fundamentowania maszyn,</li> <li>- podpory mostowe,</li> <li>- regeneracja ciężkich maszyn budowlanych (zwłaszcza otworów pod ruchome trzpienie)</li> </ul>		FMT [142]
			Climax [128]
Przemysł stoczniowy	<ul style="list-style-type: none"> <li>- tuleje pod trzon steru,</li> <li>- elementy korpusowe,</li> <li>- regeneracja oczek do klap ładowni,</li> <li>- powierzchnie fundamentowania dźwigów,</li> <li>- obróbka spawów,</li> </ul>		FieldSystems

## 2.3. Rozwiązania konstrukcyjne obrabiarek przenośnych

Obrabiarki przenośne zalicza się do grupy obrabiarek specjalnych. Specyfika operacji technologicznych jakie realizują, miejsce ich eksploatacji, dostępność przestrzeni roboczej wywiera silny wpływ na ich postać konstrukcyjną. Niezwykła różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych istniejących maszyn tego typu, nie pozwala na przeprowadzenie jednoznacznej ich klasyfikacji. Przedstawiony w niniejszym podrozdziale proponowany podział obrabiarek przenośnych dotyczy jedynie ich podstawowych wyróżników konstrukcyjnych, czyli: kształtu przestrzeni roboczej, stosowanego systemu montażowego<sup>1</sup> oraz realizowanych operacji technologicznych.

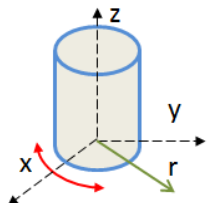
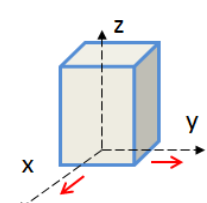
### 2.3.1. Podział obrabiarek przenośnych ze względu na kształt przestrzeni roboczej

Obrabiarki przenośne z punktu widzenia kształtu przestrzeni roboczej, można podzielić na dwie główne grupy: obrabiarki z przestrzenią walcową oraz prostopadłościenną (tabela 2.4). Podział ten wynika z realizowanych operacji technologicznych przez

<sup>1</sup> W skład systemu montażowego obrabiarki przenośnej wchodzi system ustalenia i system mocowania obrabiarki na przedmiocie obrabianym, często występuje jako system zintegrowany.

maszyny, a więc z ich struktury geometryczno-ruchowej (SG-R). Jest tu widoczna analogia do konwencjonalnych obrabiarek: tokarek (obróbka elementów osiowo-symetrycznych) i frezarek (obróbka elementów o bardziej złożonej przestrzennej geometrii).

Tabela 2. 4. Podział operacji obróbkowych w zależności od kształtu przestrzeni obróbkowej dla obrabiarek przenośnych

Przestrzeń obróbkowa	Walcowa	Prostopadłościenna
Postać przestrzeni obróbkowej		
Rodzaje operacji obróbkowych	<ul style="list-style-type: none"> <li>• wytaczanie</li> <li>• toczenie</li> <li>• wiercenie</li> <li>• frezowanie</li> <li>• ukosowanie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• planowanie</li> <li>• frezowanie (kształtowe)</li> <li>• wiercenie</li> <li>• ukosowanie</li> </ul>

### 2.3.2. Podział obrabiarek przenośnych ze względu na stosowany system montażu

W zależności od właściwości przedmiotu obrabianego oraz zleconych zadań obróbkowych można wyróżnić kilka rozwiązań stosowanych w praktyce przy montażu obrabiarek przenośnych na przedmiotach obrabianych (tabela 2.5). Przy określonym zadaniu obróbkowym, ograniczonym dostępie do przedmiotu, dostępnej przestrzeni pracy, wybór bazy montażowej często staje się jednoznaczny, co wcale nie oznacza, że sposób zamocowania maszyny na wybranej powierzchni bazowej nie jest problematyczny.

Tabela 2. 5. Zestawienie sposobów mocowania obrabiarek przenośnych na przedmiotach obrabianych

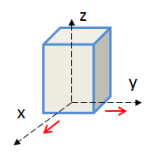
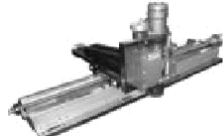
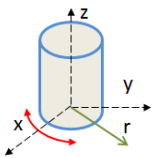








Postać przestrzeni obróbkowej	Rodzaj mocowania	Przykładowe operacje na przedmiotach obrabianych	Stosowane rozwiązania	Przykładowy model obrabiarki przenośnej
	OD mount montowanie zewnętrzne	Frezowanie powierzchni płaskich	Pośrednie listwy montażowe ze śrubami regulującymi przyspawane lub przykręcane do konstrukcji	 Climax PM4200 [128]



Tabela 2.5. cd

Postać przestrzeni obróbkowej	Rodzaj mocowania	Przykładowe operacje na przedmiotach obrabianych	Stosowane rozwiązania	Przykładowy model obrabiarki przenośnej
	ID mount montowanie wewnętrzne	Frezowanie powierzchni czołowej rury	Siłowniki mocowane na wewnętrznej powierzchni cylindrycznej	 Mirage Machine MM1000i [132]
			Mechaniczny układ rozporowy mocowany na wewnętrznej powierzchni cylindrycznej obrabianego elementu	 Enerpac Ff120 [144]
	OD mount montowanie zewnętrzne	Frezowanie lub toczenie powierzchni czołowej rury z kołnierzem	Stale trzpienie mocowane na zewnętrznej powierzchni cylindrycznej przez łańcuchy dociskające je do powierzchni	 Efco TD [131]
			Stale trzpienie mocowane na zewnętrznej powierzchni cylindrycznej przez bloki napinające mocowane na istniejących otworach przedmiotu	 Efco TDF [131]
		Wytaczanie powierzchni wewnętrznej np. przewodnic zaworów	Stale trzpienie mocowane bezpośrednio w otworach kołnierza	 Efco TD-2T [131]
		Ukosowanie i cięcie rur	Mocowanie typu „clamp shelf” – dopasowany pierścień mocowany na powierzchni zewnętrznej	 Tri Tool TTM-1 [133]
		Wytaczanie otworów	Pierścienie samocentrujące z nakładkami umożliwiającymi przyspawanie ich do konstrukcji	 Sir Meccnica RSX9 [130]
		Wiercenie otworów na powierzchniach płaskich i cylindrycznych	Chwytyki magnetyczne	 Zalco PRO30 [136]

Ponadto, w niektórych przypadkach, elementy mocujące mogą ograniczać przestrzeń obróbki, co istotnie wpływa na konstrukcję obrabiarki lub na sposób realizacji z jej użyciem procesu obróbkowego.

Specyfika wykonywanych prac obróbkowych, niekonwencjonalne podejście do sposobu realizacji obróbki skrawaniem, różnorodność kształtów, wymiarów, położenia przedmiotów obrabianych, spowodowało powstanie szerokiego zakresu oprzyrządowania do mocowania obrabiarek na przedmiotach. Można tu wyróżnić dwie główne grupy systemów mocowania, z ingerencją w przedmiot obrabiany i umożliwiające mocowanie bez ingerencji (tabela 2.6).

Tabela 2. 6. Zestawienie metod mocowania przenośnych obrabiarek na przedmiotach obrabianych

Mocowanie	Rozwiązania techniczne	Efekt wywierany na przedmiot obrabiany
Wymagające ingerencji w przedmiot obrabiany	<ul style="list-style-type: none"> <li>Pierścienie samocentrujące przyspawane do konstrukcji</li> <li>Przyspawane do konstrukcji listwy montażowe ze śrubami regulującymi</li> <li>Wsporniki i chwytyspawane do przedmiotu</li> </ul>	Narażenie na odkształcenia na skutek procesu spawania
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Nieruchome trzpienie mocowane na zewnętrznej powierzchni cylindrycznej przez bloki napinające</li> <li>Nieruchome trzpienie mocowane w otworach kołnierza</li> </ul>	Konieczność przygotowania otworów, na których opiera się system mocowania
Bez ingerencji w przedmiot obrabiany	<ul style="list-style-type: none"> <li>Układy rozprężne mocowane na wewnętrznej powierzchni cylindrycznej</li> <li>Przystawki magnetyczne</li> <li>Mocowanie typu „clamp shelf” – pierścień mocujący na powierzchni zewnętrznej</li> <li>Mocowanie przez objęcie przedmiotu łańcuchem</li> </ul>	Odształcenia postaciowe na skutek działania sił mocujących i procesu roboczego

Dodatkowo istotnym problemem jest sama dokładność zamocowania, czyli ustalenia jednostki obróbkowej względem przedmiotu obrabianego. Niestety stosowane rozwiązania nie zapewniają ani jednoznacznego ustalenia maszyny względem przedmiotu, a tym bardziej jego powtarzalności. Wszystkie z uprzednio wskazanych rozwiązań konstrukcyjnych mają zarówno wady jak i zalety, i nie są rozwiązaniami uniwersalnymi. Każde z tych rozwiązań generuje dodatkowe (różnego pochodzenia) błędy wpływające na dokładność obróbki, szczególnie istotne są te, które powodują odkształcenia przedmiotu obrabianego. Jednak najistotniejszym czynnikiem wpływającym na jakość tego procesu jest operator maszyny, jego doświadczenie, umiejętności, wiedza – czyli tzw. czynnik ludzki.

### 2.3.3. Rozwiązania konstrukcyjne obrabiarek przenośnych ze względu na realizowane operacje technologiczne

Obrabiarki przenośne stanowią bardzo zróżnicowaną grupę pod względem układu konstrukcyjnego, zaliczane są do obrabiarek specjalnych i specjalizowanych. Ważnym czynnikiem wpływającym na ich postacie geometryczno-ruchowe są nie tylko rodzaje realizowanych procesów obróbczych, lecz także same przedmioty obrabiane, ich postać geometryczna, sposób zabudowy w konstrukcji, dostępność przestrzeni wokół przedmiotu itd. Rozróżnić można cztery podstawowe grupy obrabiarek w zależności od realizowanego sposobu obróbki, tj. wiertarki, wytaczarki, tokarki i frezarki (tabela 2.7).

Tabela 2. 7. Podstawowe typy przenośnych maszyn obróbkowych

	<b>WIERTARKI</b>	<b>WYTACZARKI</b>	<b>TOKARKI</b>	<b>FREZARKI</b>
<b>Sposób obróbki</b>	Wiercenie otworów przelotowych i nieprzelotowych	Roztaczanie otworów przelotowych i nieprzelotowych narzędziem jednoostrzowym	Planowanie, ukosowanie, fazowanie, pogłębianie walcowe lub przecinanie	Zastosowanie głowicy do frezowania powierzchni płaskich
<b>Liczba sterowanych osi roboczych</b>	Sterowanie w jednej osi	Sterowanie w jednej osi	Sterowanie w dwóch osiach	Sterowanie w 2-3 osiach

**Wiertarki przenośne** w większości przypadków mocowane są na przedmiocie obrabianym za pomocą uchwytów elektromagnetycznych lub przyłączy kołnierzowych. Opcjonalnym wyposażeniem wpływającym na bezpieczeństwo pracy, są łańcuchy zabezpieczające maszynę przed upadkiem np. w przypadkach zaniku napięcia w uchwycie elektromagnetycznym. Wiertarki przenośne mogą być stosowane do wiercenia otworów w warunkach terenowych, a także wszędzie tam, gdzie nie mogą być zastosowane maszyny stacjonarne. np. do wiercenia otworów w dużych elementach konstrukcji czy korpusach. Charakteryzują się niewielkimi masami i wymiarami, co umożliwia pracę w trudno dostępnych miejscach i w ograniczonej przestrzeni. Dodatkowo można je wyposażać w specjalne uchwyty, które umożliwiają ich montaż do elementów walcowych.

**Wytaczarki i tokarki przenośne** stanowią grupę dość prostych urządzeń, umożliwiających obróbkę powierzchni walcowych zewnętrznych i wewnętrznych, oraz planowanie powierzchni czołowych. Maszyny montowane są na przedmiocie obrabianym w osi otworu, umożliwiają roztaczanie wielu stopni otworów współosiowych w jednym przejściu. Ich montaż następuje przez przyspawanie specjalnych uchwytów trzymających

wrzeciono obrabiarki do powierzchni czołowej przedmiotu obrabianego, lub przez wykorzystanie elementów rozporowych lub zaciskowych zapierających się o przedmiot obrabiany. Istnieje również możliwość ingerencji w przedmiot obrabiany i montaż z wykorzystaniem wykonanych dodatkowych otworów w przedmiocie umożliwiających stabilne zamocowanie maszyny. Osiewanie wytaczarki względem otworu jest procesem czasochłonnym pomimo stosowania udogodnień takich jak np. stożki samocentrujące. Często praktyką stosowaną przy ustalaniu wielkogabarytowych wytaczarek mobilnych jest korzystanie z technik i urządzeń geodezyjnych. Sposób montażu jak i obecnie dostępne konstrukcje umożliwiają zastosowanie urządzenia w ograniczonych przestrzeniach. Wszystkie modele charakteryzują się podobnym układem konstrukcyjnym, systemami posuwu osiowego (śruba pociągowa z nakrętką), sposobami mocowania narzędzia we wrzecionie. Wytaczadła/noże tokarskie mocowane są w oprawce, a następnie we wrzecionie (wałek obrotowy). Zwartość i prostota konstrukcji z jednej strony zapewnia wymaganą dokładność obróbki, ale niestety ogranicza automatyzację pracy. Nie ma możliwości wysuwu narzędzia podczas obróbki i wykonanie np. podcięć, nie występuje tu sterowanie osi na tym kierunku.

**Frezarki przenośne** do powierzchni płaskich służą do frezowania płaszczyzn montażowych (takich jak fundamenty, płaszczyzny kontaktowe, bieżnie ślizgów). W spotykanych maszynach tego typu istnieje możliwość sterowania jedynie w dwóch osiach. Trzecia oś jest przestawiana przed kolejnym cyklem pracy (analogia do działania plotera, sterowane osie X i Y, oś Z niesterowana w czasie pracy).

Przykładem obrabiarek specjalizowanych pod określony typ przedmiotu są tokarki do kołnierzy. Umożliwiają one realizację takiej obróbki jak: planowanie, ukosowanie, fazowanie, pogłębianie walcowe lub przecinanie i przygotowanie pod spawanie. Większość producentów oferuje możliwości obróbki w zakresie średnic od 25 mm do ponad 3 000 mm. Na specjalne zlecenia realizowane są egzemplarze do obróbki większych średnic (4 ÷ 6 m). Tego typu maszyny montuje się na przedmiocie obrabianym w jego osi i w zależności od rodzaju kołnierza i warunków otoczenia, może to być mocowanie zarówno na powierzchni wewnętrznej lub zewnętrznej obrabianego detalu. Dla łatwego ustawienia mniejsze maszyny mają zintegrowany rozporowy system montażu, który wspomaga proces ustalenia i mocowania obrabiarki w otworze, większe urządzenia mają osobny system mocowania, który jako pierwszy montuje się w otworze, a dopiero w drugiej kolejności przyłącza się do niego część roboczą maszyny.

**Inne typy** urządzeń przenośnych wykonane na konkretne zapotrzebowanie klientów to m.in.: ukosowarki do blach i rur przeznaczone do przygotowywania krawędzi elementów stalowych do spawania poprzez nadanie im wymaganych skosów spawalniczych, frezarki do rowków (rowki klinowe, proste i inne), tokarki do czopów wałów, maszyny przeznaczone do regeneracji zaworów przemysłowych, napawarki itp.

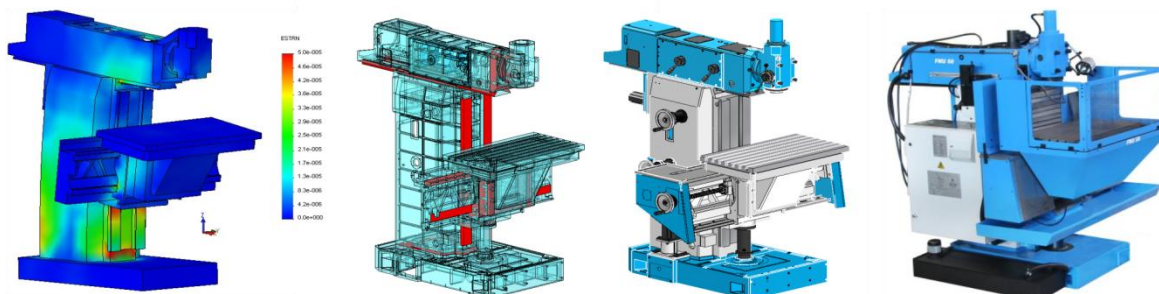
Nie sposób przytoczyć wszystkich rozwiązań konstrukcyjnych tych czterech wymienionych rodzajów maszyn przenośnych. Różnorodność ich rozwiązań konstrukcyjnych wynika zarówno z przeznaczenia, ale także z konieczności uwzględniania istniejących już rozwiązań chronionych patentami. Obecnie istnieje ponad 100 zastrzeżeń patentowych związanych z obrabiarkami przenośnymi, zarówno w zakresie konstrukcji części roboczej maszyny oraz systemów mocowania [164].

#### **2.4. Metody modelowania i obliczeń statycznych i dynamicznych charakterystyk obrabiarek**

We współczesnym podejściu do projektowania obserwuje się wyraźną tendencję do poprawy efektywności procesu projektowo-konstrukcyjnego. Dotyczy to między innymi prognozowania właściwości nowoprojektowanej konstrukcji z zastosowaniem komputerowych symulacji jej zachowań. Uzyskanie wiarygodnych prognoz, a następnie kształtowanie, przez odpowiednie modyfikacje konstrukcyjne, cech i właściwości projektowanej konstrukcji wymaga stosowania odpowiednich metod modelowania. Obecnie do działań tych wykorzystuje się przede wszystkim metodę elementów skończonych (MES) [7,83,87,113] w dwóch odmianach tzw. Metoda Sztywnych Elementów Skończonych (SES) [54,66] (*ang. MBS - Rigid Multi-Body Simulation*) oraz Odkształcalnych Elementów Skończonych (OES) (*ang. FEM - Finite Element Method*). Metoda SES (MBS) jest szczególnie efektywna we wstępnej fazie projektowania, przy określaniu konfiguracji maszyny, natomiast MES - przy szczegółowej analizie właściwości statycznych i dynamicznych podzespołów [110]. Istnieje także trzecia metoda modelowania MES nazywana metodą hybrydową, wykorzystującą zalety obydwu z uprzednio wymienionych [41,42,96]. W projektowaniu obrabiarek skrawających niezwykle ważne jest prawidłowe opracowanie ich układów nośnych (UNO) [11,12,20], układów prowadnicowych [4,94,95,96], układów napędowych [5,53]. Ze względu na specyfikę tych maszyn, zastosowanie uniwersalnych oprogramowań metody elementów skończonych często jest mało efektywne. Jest to spowodowane występowaniem, w układach i podukładach tworzących te obrabiarki bardzo wielu specyficznych zjawisk

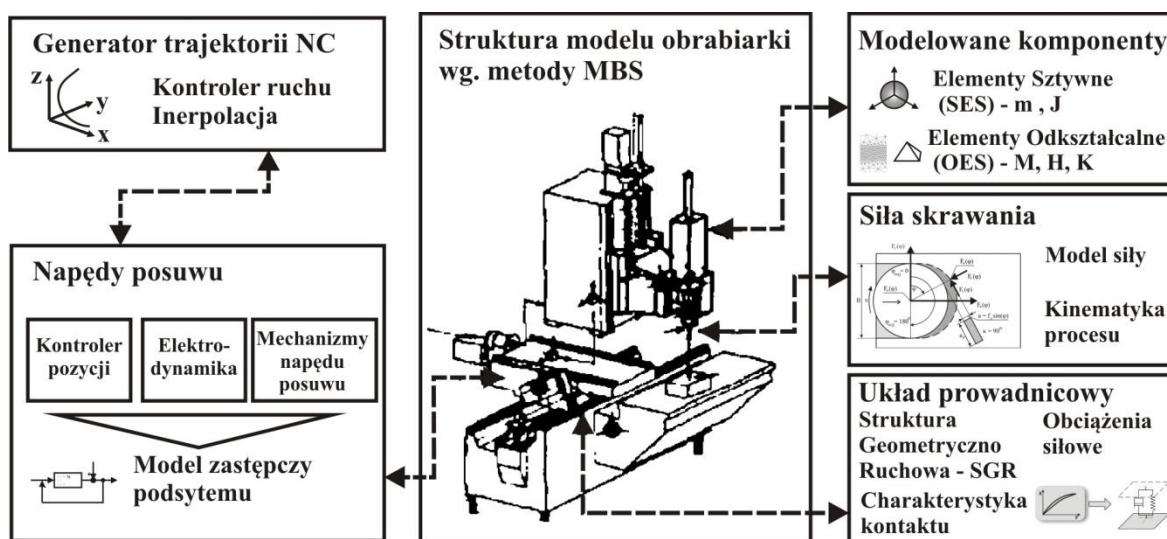
wymagających stosowania odpowiednich, specjalnych procedur obliczeniowych [106]. Dodatkowym problemem jest zmienna wzajemna konfiguracja zespołów korpusowych układu nośnego, wynikająca z realizacji procesu roboczego obrabiarki. Uzasadnione jest przypuszczenie, że może występować silnie zmienny rozkład właściwości obiektu uzależniony od wzajemnego położenia poszczególnych składników układu. Wobec tego należy wyznaczać właściwości tych obiektów w jak największej liczbie punktów ich przestrzeni obróbki. Z punktu widzenia modelowania, uwzględnienie zmienności wzajemnego położenia poszczególnych zespołów układu powoduje konieczność przygotowania modelu dla każdego analizowanego punktu. W tym celu używa się procedur umożliwiających budowę modeli parametrycznych, gdzie parametrami w tym przypadku mogą być wzajemne położenia układów korpusowych [58].

Metoda elementów skończonych (MES) jest uznana jako powszechnie stosowane narzędzie dokonywania analiz obliczeniowych także w procesie projektowym obrabiarek. Metoda ta jest często stosowana do przewidywania zachowań i optymalizacji SGR zarówno w zakresie statyki jak i dynamiki. Metoda ta doczekała się zastosowań przemysłowych, lecz dotyczą one jedynie analiz elementów i zespołów obrabiarkowych. Na przykład Zaeh i Oertli opracowali model napędów z kulkową przekładnią śrubową [110], Altintas i Cao opracowali model wrzeciona uwzględniający wał i łożyska [5]. Podejmowane są również próby modelowania z wykorzystaniem MES tocnych układów prowadnicowych jak i ogólnie zagadnienia związane z modelowaniem ruchowych połączeń tocnych: Modelowanie łożysk z użyciem MES - Kania [48], Prashad - tłumienie łożyskach tocnych [80], Al-Bendera –wyznaczanie histerezy w prowadnicach tocnych [4], Chlebus – modelowanie i obliczenia FEM korpusów obrabiarek z prowadnicami ślizgowymi [17].



Rys. 2. 5. Przykład zastosowania metody MES oraz systemu CAD w procesie projektowania obrabiarki

Metodę SES (analogia do *Rigid Multibody System – R-MBS*) stosuje się z kolei do analiz skomplikowanych, złożonych układów konstrukcyjnych, mając jednak na uwadze wpływ stosowanych uproszczeń oraz możliwość użycia elementów zastępczych w modelu konstrukcji [35,94,95,96]. Przyjęto, że prowadzenie zróżnicowanych analiz i wprowadzanie na bieżąco zmian w projekcie czyli fragmentarycznych optymalizacji właściwości podukładów lub kompletnej obrabiarki, powinny być prowadzone już na etapie wczesnych faz rozwoju projektu. Umożliwia to szybką reakcję projektanta na uzyskiwane wyniki analiz i bieżącą ocenę jakości prowadzonego procesu konstrukcyjnego.

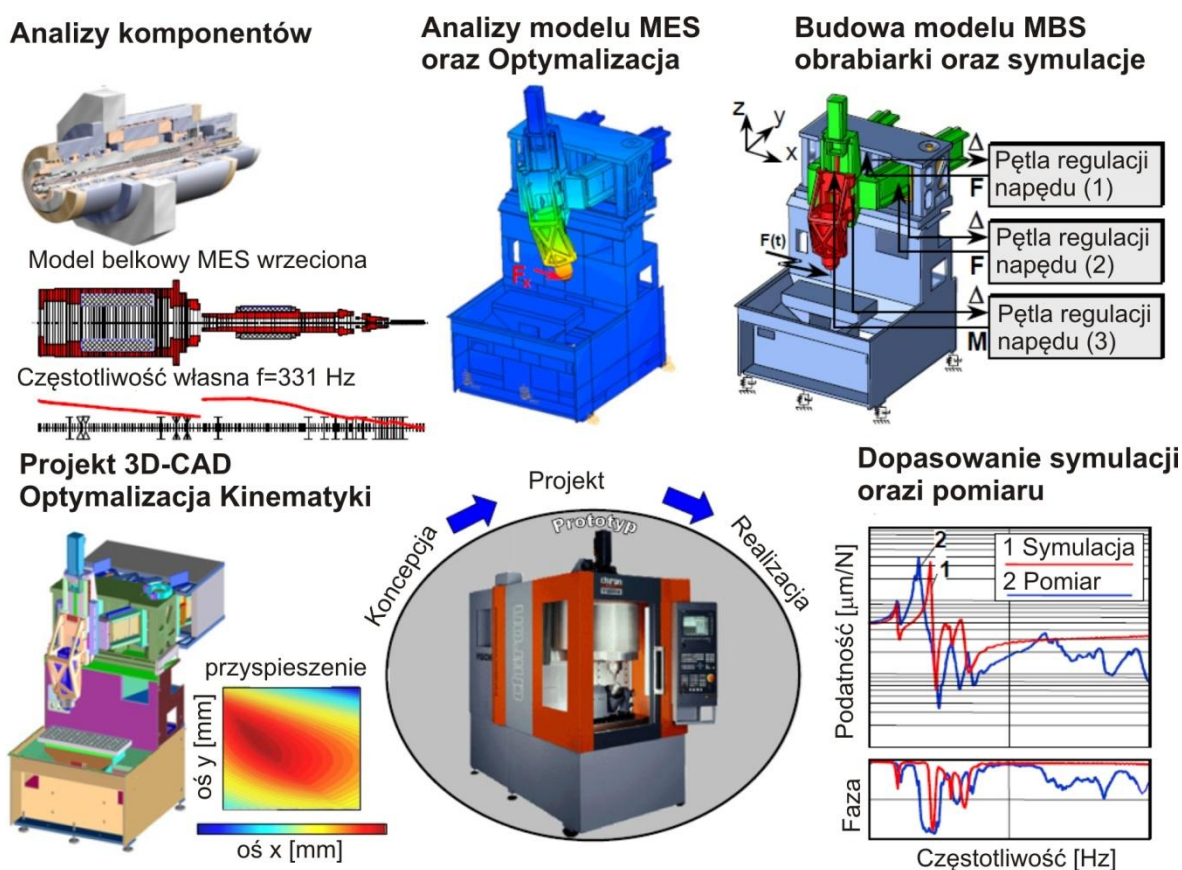


Rys. 2. 6. Przykłady zastosowań metody MBS do analiz obrabiarek (opracowanie autora na podstawie [84])

Główne zastosowanie MBS dotyczy tworzenia modeli wirtualnych maszyny, procesów roboczych, stosowanych do poprawnego generowania trajektorii narzędzia na podstawie złożenia podstawowych ruchów w jądrze NC. Ponadto badania symulacyjne prowadzone z użyciem metody MBS umożliwiają analizę obciążeń działających na elementy składowe pod wpływem zewnętrznych obciążeń dynamicznych (wymuszeń siłowych i kinematycznych). Umożliwia to lepsze zrozumienie interakcji, występujących w podukładach i pomagają wykryć tzw. słabe ogniwa w analizowanym obiekcie. Symulacje dynamiki obrabiarki prowadzone z użyciem MBS, R-MBS lub FEM można traktować zamiennie w zależności od przeznaczenia wyników oraz od szczegółowości danych dostępnych w trakcie budowy modelu.

Z modelowaniem obrabiarki jako urządzenia mechatronicznego związane jest sformułowanie Wirtualna Obrabiarka (*ang. Virtual Machine Tool*) [7,84,104]. Model VMT obrabiarki powinien dostarczać informacji zwrotnej projektantowi każdej z dziedzin

ujętych w projekcie (mechanika, automatyka, informatyka itd.), zgodnie z ramami projektowania w ujęciu mechatronicznym, przy czym postać tych danych może być skrajnie różna. Utworzenie mechatronicznego modelu wirtualnej obrabiarki angażuje rozległe systemy modelowania służące m.in. do: modelowania trójwymiarowej geometrii (CAD), modelowania kinematyki układu (CAE), analizy sztywności statycznej i dynamicznej (FEM), ogólnie pojętej optymalizacji układu (CAx), budowy wirtualnych modeli implementowanych w układach sterowania (MBS i R-MBS). Systemy te, choć skrajnie różne, muszą uwzględniać wzajemne oddziaływania między sobą i wzajemne skutki podejmowanych decyzji projektowych. Takie podejście do problematyki szeroko pojętego modelowania obrabiarek, choć skomplikowane i angażujące specjalistów z różnych dziedzin, umożliwia przeprowadzenie z sukcesem procesu projektowania, zwieńczonego uzyskaniem maszyny o założonych parametrach pracy [114]. Złożoność procesu budowy modelu wirtualnego obrabiarki pokazano na rysunku 2.7.



Rys. 2. 7. Integracja dziedzin techniki służąca opracowaniu wirtualnych prototypów (opracowane autora na podstawie [7])



### **3. Cel i zakres pracy**

Projektowanie urządzeń mechatronicznych, do których zaliczane są także obrabiarki, jest procesem wymagającym zaangażowania wielu specjalistów z różnych dziedzin. Rozwój współczesnych obrabiarek następuje bardzo szybko zarówno pod względem rozwiązań konstrukcyjnych, parametrów pracy jak i sterowania. Rozwój ten, związany z postępowaniem technologicznym, kreowany jest przede wszystkim w centrach badawczo-rozwojowych głównych światowych firm obrabiarkowych. Na rzecz uprzednio wspomnianego rozwoju pracują liczne rzesze inżynierów i naukowców. Proces projektowo-konstrukcyjny obrabiarek stacjonarnych jest szeroko opisany w literaturze [m.in.7,18,66,96,107]. Znacznie skromniej przedstawia się literatura traktująca o projektowaniu obrabiarek przenośnych.

Wobec tego, że projektowanie obrabiarek przenośnych musi uwzględniać ich specyficzne cechy, nie jest możliwe zastosowanie wprost algorytmów opracowanych dla obrabiarek stacjonarnych. Dlatego głównym celem tej pracy jest opracowanie syntetycznego algorytmu projektowania obrabiarek przenośnych w ujęciu mechatronicznym, poprzez synergię wiedzy z zakresu projektowania obrabiarek stacjonarnych, projektowania mechatronicznego oraz w oparciu o wytyczne projektowania urządzeń tego typu, zawartych w aktualnych aktach prawnych.

Nowoczesne techniki modelowania układów mechanicznych z użyciem MES umożliwiają dokładne i wszechstronne analizowanie projektowanych konstrukcji zarówno w zakresie statyki jak i dynamiki. Dlatego drugim celem pracy jest próba opracowania efektywnego sposobu modelowania układu masowo dyssypacyjno sprężystego (MDS) obrabiarki z uwzględnieniem m.in. odkształcalności struktur bryłowych. Badania symulacyjne przeprowadzone będą przy użyciu uzyskanego w ten sposób trójwymiarowego modelu obrabiarki przenośnej. W zakres badań symulacyjnych wejdą także badania wpływu błędów mocowania i ustalenia obrabiarki przenośnej oraz odkształcalności tych elementów, na wynikową trajektorię narzędzia skrawającego.

Dokładność prognozy uprzednio wspomnianej trajektorii czyli ścieżki narzędzia skrawającego – w tym także niezbędnej jej korekcji, w zdecydowanym stopniu zależy od dokładności przygotowanych modeli symulacyjnych. Z kolei wiarygodność modeli można ocenić dokonując ich weryfikacji doświadczalnej. Stąd trzecim celem pracy jest doświadczalna weryfikacja zaproponowanego w pracy modelu układu masowo dyssypacyjno sprężystego obrabiarki przenośnej. W związku z tym opracowano system

pomiarowy, umożliwiającą zbieranie danych o wzajemnym położeniu obrabiarki przenośnej względem przedmiotu obrabianego w celu określenia niezbędnych korekt trajektorii ruchu narzędzia skrawającego.

Produktem, który uzyska się w wyniku osiągnięcia trzech uprzednio sformułowanych celów będzie procedura (algorytm) projektowania obrabiarki przenośnej. Poprawność działania tej procedury będzie zweryfikowana na przykładzie projektowania obrabiarki przenośnej do kołnierzy mocowanej bezinwazyjnie na obiekcie obrabianym.

W procesie projektowania w ujęciu mechatronicznym obrabiarki przenośnej do kołnierzy, szczególny nacisk zostanie położony na aspekty wyróżniające ten proces w porównaniu z klasycznym algorytmem projektowania obrabiarek.

Przedstawiony będzie sposób opracowania listy wymagań projektowych dla postawionego zadania projektowego. Zdefiniowane będą nowe kryteria oceny projektu obrabiarki przenośnej, odmienne od stosowanych dla obrabiarek stacjonarnych. Ponadto w zakresie dokonywanych analiz i doboru optymalnej Struktury Geometryczno Ruchowej (SG-R) będą omówione zmodyfikowane warunki selekcji i oceny jej wariantów, uwzględniające specyficzne cechy obrabiarek przenośnych. Na etapie powstawania wirtualnego trójwymiarowego modelu CAD projektowanej maszyny będą podane wytyczne, umożliwiające przeprowadzenie tego procesu w środowisku metody elementów skończonych. Dokonane będą symulacje komputerowe z zastosowaniem opracowanego modelu MDS w zakresie jego właściwości statycznych i dynamicznych. Z punktu widzenia przeznaczenia rozważanej obrabiarki, szczególny nacisk będzie położony na analizy wibrostanilności [66,99].

Ponadto w pracy przedstawione będzie nowe podejście do rozwiązania problemów mocowania i ustalania obrabiarek przenośnych na przedmiotach obrabianych, które wraz z systemem sterowania maszyny i zastosowanym układem pomiarowym, wnosi nową jakość do konstrukcji tego typu maszyn.

Ostatecznym efektem pracy będzie prototyp obrabiarki przenośnej do obróbki kołnierzy, mocowanej bezinwazyjnie na przedmiocie obrabianym, zaprojektowanej zgodnie z zaproponowanym algorytmem. Prototyp będzie poddany badaniom doświadczalnym.

W podsumowaniu rozprawy będą sformułowane zalecenia do projektowania obrabiarek przenośnych.

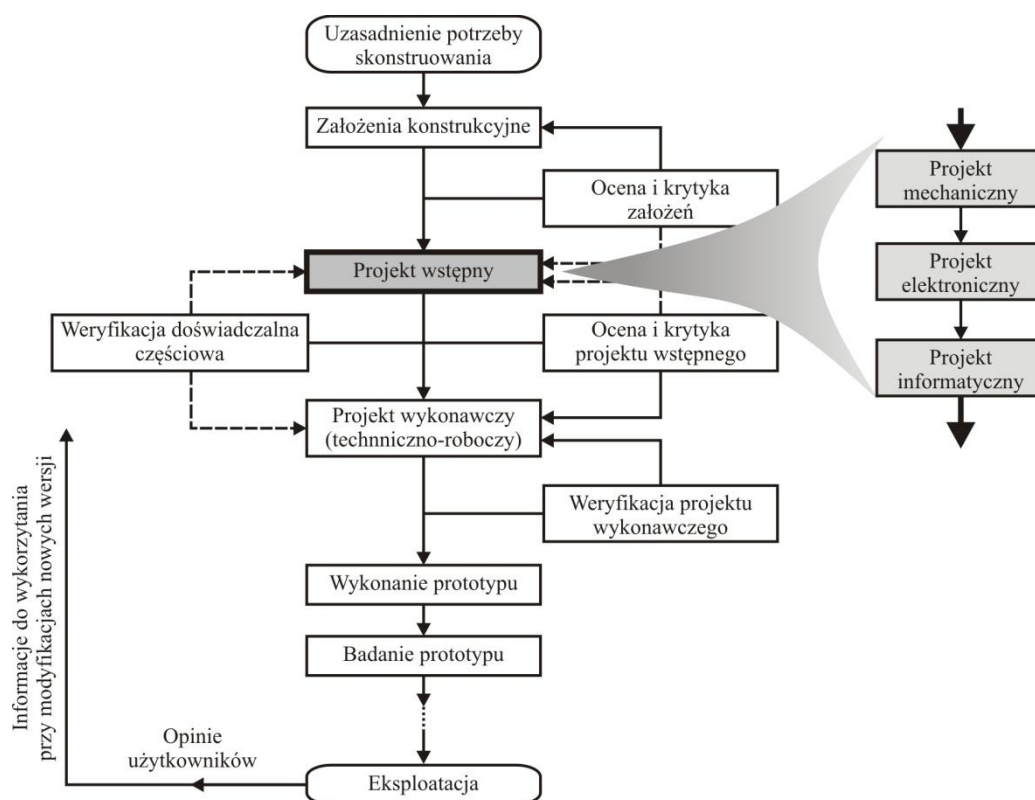
## **4. Algorytm projektowania obrabiarki przenośnej w ujęciu mechatronicznym**

Dotychczasowe prace na temat wykorzystania podejścia mechatronicznego w projektowaniu obrabiarek bazują głównie na doświadczeniach w projektowaniu obrabiarek stacjonarnych. Jest to naturalnym wynikiem wysokiej popularności takich obrabiarek w zastosowaniach przemysłowych. Zunifikowane podejście do sposobów ich projektowania w oczywisty sposób pociąga za sobą krótszy czas projektu i znacznie zmniejsza nakłady finansowe. Nawet zagadnienia związane z kinematyką ruchów osi, czyli generowaniem trajektorii narzędzia dla obrabiarek stacjonarnych, wydają się być łatwiejsze, gdyż często bazują na gotowych i łatwo implementowanych algorytmach uzyskując satysfakcjonujące rezultaty. Niestety metody stosowane w projektowaniu obrabiarek stacjonarnych nie nadają się do bezpośredniego przełożenia na obrabiarki przenośne ze względu na ich znaczną odmienność konstrukcyjną. Mimo ogromnego potencjału ukrytego we właściwościach użytkowych obrabiarek przenośnych, trudności związane ze znacznie bardziej rozbudowanym projektem stają się poważną barierą w ich rozwoju.

Ogólnie proponowane rozwiązania zagadnień związanych z tematyką obrabiarek przenośnych zawierają tylko fragmentaryczną wiedzę z punktu widzenia całego projektu, a precyzyjne informacje związane np. z implementacją układu sterowania dla takich konstrukcji są przemilczane. Efektem tego, brak jest prac, gdzie byłby pokazany cały proces projektowania obrabiarki przenośnej, wykorzystujący podejście mechatroniczne, z uwypukleniem problemów z tym związanych oraz z przedstawieniem ich rozwiązań. Kolejną istotną różnicą pomiędzy obrabiarkami stacjonarnymi a przenośnymi jest fakt, iż obrabiarki przenośne z założenia są obrabiarkami specjalizowanymi lub zadaniowymi [72,74,107]. Zatem proces projektowania takiej obrabiarki jest tym bardziej odmienny od klasycznego podejścia do konstruowania, tzn. w jego skład nie wchodzi jawne rozdzielanie projektu wstępnego od techniczno-roboczego (rys. 4.1).

Dzieje się tak dla urządzeń projektowanych jednostkowo, szczególnie biorąc pod uwagę obecne podejście do projektowania z wykorzystaniem technik komputerowych CAx [16]. Traktując obrabiarkę przenośną jako system produkcyjny oraz uwzględniając nowoczesne tzn. mechatroniczne podejście do projektowania, należy istotnie zmodyfikować funkcjonujące dotychczas algorytmy projektowania obrabiarek. Wykorzystywanie w tym procesie obecnie sprawdzonych i skutecznych metod modelowania i analiz

projektowanego obiektu na różnych etapach jego projektu jest rzeczą niepodlegającą dyskusji.



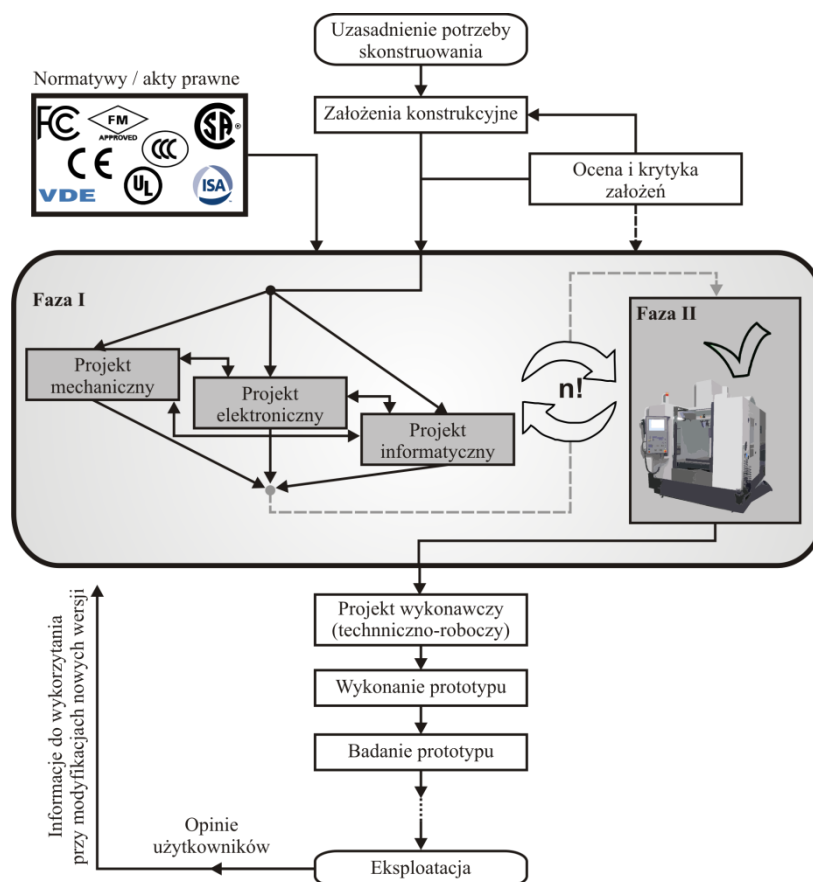
Rys. 4. 1. Proces projektowania obrabiarki wg L.T.Wrotnego [107]

Projektowanie mechatroniczne jako synergiczna kombinacja mechaniki, elektroniki, automatyki oraz informatyki w najwyższym jakościowym wydaniu, umożliwia uzyskanie lepszego efektu łącznego projektu finalnego, niż suma efektów projektów cząstkowych. Zachodzi więc potrzeba komplementarności projektów częściowych, czyli wzajemnego uzupełniania się poszczególnych dyscyplin na zasadzie jedynie częściowej rozłączności.

Nie należy zapominać, iż istotą projektowania mechatronicznego jest oprócz wspomnianej już synergii wiedzy z wymienionych dyscyplin, wykorzystanie metody projektowania współbieżnego (*ang. Concurrent Engineering*) [104]. Tak zmodyfikowany proces projektowania obrabiarki przenośnej powinien umożliwić zaprojektowanie obrabiarki zgodnie z założeniami wstępnymi (rys. 4.2).

Zaproponowany proces projektowania nie jest gotową metodyką projektowania obrabiarki przenośnej, a jedynie próbą zarysu istotnych składowych tego procesu oraz ich korelacji. Samo rozróżnienie projektu mechanicznego, elektronicznego i informatycznego jako projektów prowadzonych współbieżnie, obrazuje skomplikowanie i nieodzowną iteracyjność tego procesu. W poszczególnych fazach projektów rozróżniane będą cykle ich

uszczegółowienia, używania różnych technik modelowania w zależności od stadium zaawansowania projektu.



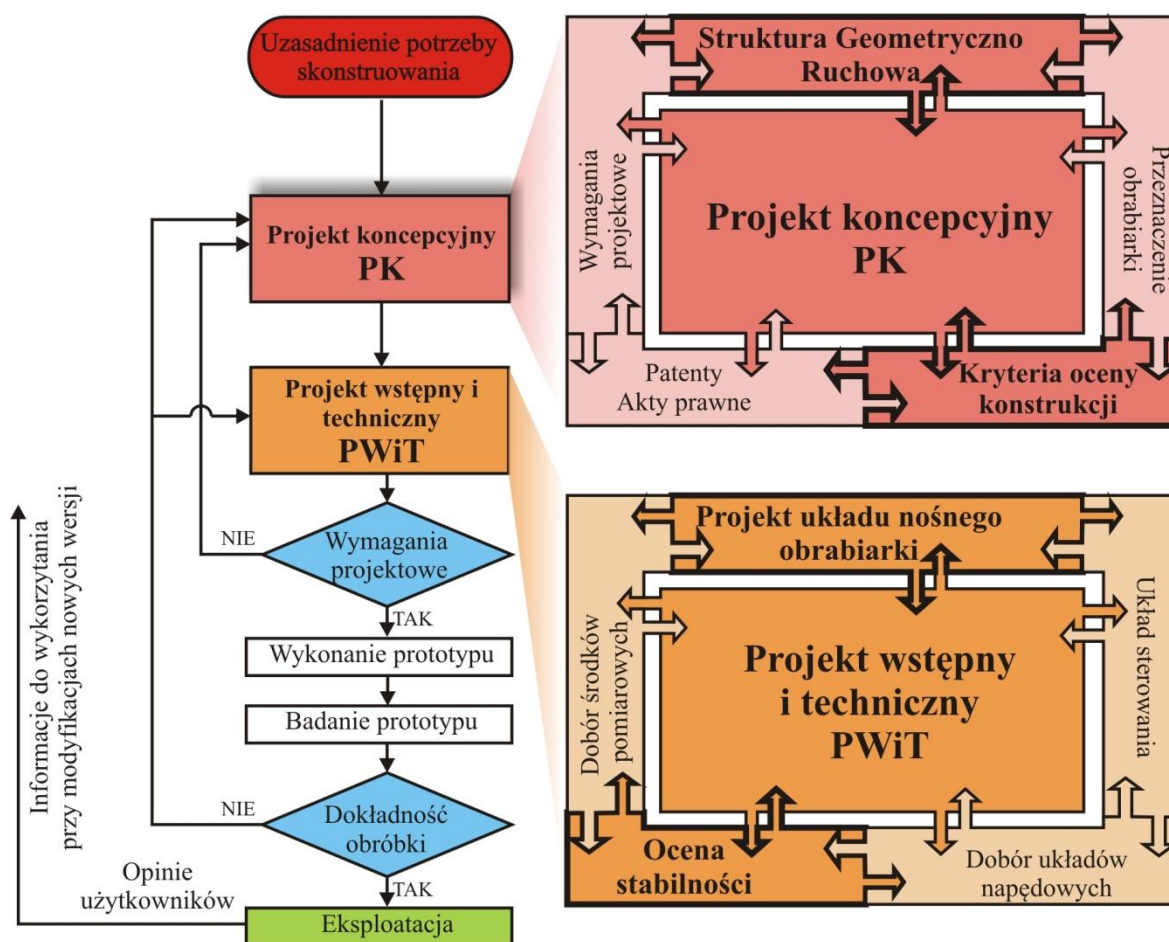
Rys. 4.2. Zmodyfikowany proces projektowania obrabiarki jako systemu mechatronicznego

Przekazywane informacje między projektami także będą miały różny stopień szczegółowości, uzależniony od aktualnych potrzeb poszczególnych kroków realizacji zadań. Część danych projektowych nie powinna ulegać zmianie, np. struktura geometryczna, struktura ruchowa, natomiast inne powinny zostać uznane za parametry podlegające zmianom. Ich zmiany nieustannie wpływają na poszczególne projekty częściowe i pozwalają na urealnienie proponowanych rozwiązań wraz z postępem w uszczegóławianiu projektu. Są to np. masa układu napędowego, dynamika napędów, nośności podzespołów prowadnicowych.

Jak pokazują dotychczasowe doświadczenia, osiągnięcie wysokiej efektywności w projektowaniu obrabiarek można osiągnąć jedynie poprzez zastosowanie podejścia mechatronicznego [9,26,30,32,88,89,97,98,102,104]. Oczywiście jest, że bazując na podejściu mechatronicznym, które zakłada jednoczesne uwzględnienie wiedzy z różnych dziedzin, teoretycznie możliwe staje się projektowanie i wytwarzanie produktów o znacząco lepszej jakości. Jedyne pytanie, jakie może się nasunąć, to czy dostępne

narzędzia wspomagające projektowanie pozwolą w pełni wykorzystać walory podejścia mechatronicznego i czy możliwe jest wdrożenie procedur takiego projektowania w przypadku obrabiarek przenośnych. Patrząc na współczesne trendy wydaje się, że dobrym i skutecznym kierunkiem jest wykorzystanie odpowiedniego środowiska informatycznego, które umożliwi prowadzenie projektu w różnych dziedzinach wiedzy oraz pozwoli na dołączenie innych specjalistycznych narzędzi, które bardzo często towarzyszą projektowaniu złożonych urządzeń.

Algorytm projektowania obrabiarki przenośnej jako systemu mechatronicznego, z uwzględnieniem specyfiki projektowania obrabiarki specjalizowanej, oraz z wyszczególnieniem podejmowanych w tej pracy zagadnień związanych z problematyką projektowania urządzeń przenośnych, przedstawiono na rysunku 4.3.



Rys. 4. 3. Algorytm projektowania obrabiarki przenośnej jako systemu mechatronicznego

Obecnie nie istnieje jeszcze zintegrowany system informatyczny umożliwiający takie działanie. Jednakże wykorzystanie środowisk CAx pod postacią modelera CAD (np. SolidWorks), systemu analiz metodą MES (np. CosmosM, Nastran), środowiska programistycznego (np. Matlab, Simulink) oraz sterowania (DiSpace), między którymi

istnieje możliwość wymiany istotnych danych projektowych wydaje się wystarczające do poprawnego przeprowadzenia procesu projektowania zgodnie z założeniami idei projektowania mechatronicznego.

## **5. Projektowanie koncepcyjne obrabiarki przenośnej**

Projekt koncepcyjny służy przedstawieniu ogólnej koncepcji projektowej, ukazuje m.in. rozmieszczenie, kształt i wzajemne położenie najważniejszych elementów projektowanego urządzenia, określa ramy prawne projektu, kryteria jego oceny, a wszystko odniesione jest do przyjętych wymagań projektowych (patrz pkt. 5.1). Projektowanie koncepcyjne stało się kluczowe w pomyślnym wdrażaniu projektów konstrukcyjnych. Zauważono, że istotne i trafne decyzje podejmowane odpowiednio wcześnie, czyli podczas projektowania koncepcyjnego, przyspieszają zadania inżynierskie i mają kolosalny wpływ na jakość ostatecznego produktu. Odnotowano, że około osiemdziesiąt procent kosztownych decyzji podejmowanych jest już na etapie projektu koncepcyjnego [157]. Już na tym etapie realizacji procesu projektowania nieodzowne staje się stosowanie podejścia mechatronicznego.

### **5.1. Określenie przeznaczenia obrabiarki przenośnej oraz lista wymagań projektowych**

Określenie przeznaczenia obrabiarki przenośnej, czyli rodzajów operacji technologicznych jakie powinna realizować z uwzględnieniem indywidualnych cech przedmiotu obrabianego, determinuje jej postać konstrukcyjną, która powinna być precyzyjnie przemyślana.

Powołując się na przedstawioną na przykładach w punkcie 2.3 różnorodność konstrukcji obrabiarek przenośnych oraz operacji technologicznych jakie realizują, zauważyć można pewien stopień korelacji między konstrukcją obrabiarki, a realizowanymi operacjami. Podobnie jak w obrabiarkach stacjonarnych, do obróbki części osiowo-symetrycznych (o walcowym kształcie przestrzeni roboczej) typuje się obrabiarki realizujące ruch obrotowy w osi obrabiarki zgodnej z osią przedmiotu obrabianego jako ruch główny. Przykładami operacji technologicznych realizowanych w ten sposób są np. planowanie tzw. powierzchni przylgowych kołnierzy (np. rur, zaworów, posadowień), wytaczanie, roztaczanie wewnętrznych powierzchni walcowych (np. prowadnic zaworów hydraulicznych, otworów pod trzpienie montażowe, łożyska, ukosowanie i cięcie rur). Obrabiarka pracuje wówczas w układzie biegunowym tzn. realizuje ruch główny obrotowy wokół swojej osi, a narzędzie w postaci wytaczadła wykonując ruchy prostoliniowe. realizuje obróbkę punktową. Z kolei obrabiarki, od których wymaga się przeprowadzenia operacji wiercenia - szczególnie otworów w szyku liniowym, obróbki powierzchni



płaskich – niekoniecznie osiowosymetrycznych, są najczęściej obrabiarkami o prostopadłościenną przestrzeni roboczej. Ich struktura ruchowa określona jest najczęściej w układzie kartezjańskim. Jako narzędzie skrawające występuje tu najczęściej głowica frezarska wielostrzowa.

Niezależnym od powyższego warunkiem determinującym postać konstrukcyjną obrabiarki przenośnej jest miejsce jej eksploatacji. Występują rozwiązania konstrukcyjne które umożliwiają eksploatację urządzenia praktycznie w dowolnych warunkach i miejscach, czyli zarówno na placu budowy pod przysłowiowym gołym niebem, jak i w zamkniętej hali produkcyjnej. Nadanie obrabiarce cech odporności na bardzo zmienne warunki otoczenia nie zawsze jest pożądane, ponieważ istotnie wpływa to na wzrost kosztów wytworzenia takiej obrabiarki.

Innym istotnym, z punktu widzenia przeznaczenia obrabiarki przenośnej, założeniem wstępnym jest określenie sposobu jej sterowania. Wyróżnić tu można najprostsze sterowanie ręczne, sterowanie NC oraz sterowanie CNC. Podstawową funkcją układu sterowania jest kierowanie ruchami narzędzia względem przedmiotu po zadanym torze. W sterowaniu ręcznym to operator jest odpowiedzialny za uzyskanie odpowiedniej jakości przedmiotu obrabianego. Z kolei w sterowaniu NC i CNC operator programuje układ sterowania, który dokonuje później obróbki. Wyróżnia się trzy rodzaje tego sterowania:

- *Sterowanie punktowe* – dotyczy ruchów nastawczych narzędzia lub przedmiotu obrabianego, które mają zapewnić ich ustawienie w punkcie o współrzędnych zapisanych w programie. Tor przemieszczenia nie ma istotnego znaczenia, gdyż obróbka rozpoczyna się po osiągnięciu położenia docelowego. Sterowanie to jest stosowane w wiertarkach i wytaczarkach,
- *Sterowanie odcinkowe* – obejmuje ruchy posuwowe i ustawcze. Narzędzie przemieszcza się względem przedmiotu obrabianego po torach równoległych do osi sterowania numerycznego. W trakcie obróbki przemieszczenie jest możliwe wzdłuż jednej osi. Stosowane jest we frezarkach, wytaczarkach, tokarkach.
- *Sterowanie kształtowe (ciągłe)* – umożliwia obróbkę przedmiotów przy zastosowaniu złożonych ruchów kształtowania będących wynikiem sumowania, złożenia dwóch lub trzech elementarnych ruchów składowych. Stosowane jest w tokarkach, frezarkach, centrach obróbczych.

Układy sterowania numerycznego kształtowego są wyposażone w interpolatory, których zadaniem jest wyznaczenie współrzędnych punktów toru narzędzia, między podanymi w programie obróbki punktami węzłowymi. Oczywiście i tu najistotniejszym powodem

stosowania lub nie sterowania NC lub CNC jest cena, jak i również kwalifikacje operatora w zakresie programowania obrabiarek sterowanych numerycznie.

Uszczegóławiając wymienione oczekiwania można sformułować ogólne wytyczne do projektowania obrabiarek przenośnych. Podstawowym warunkiem ich mobilności jest minimalizacja masy obrabiarki, należy również dążyć do ograniczenia jej wymiarów gabarytowych (obróbka w warunkach trudnodostępnych, problem transportowania obrabiarki, konieczność montażu obrabiarki na przedmiocie obrabianym). Przygotowanie obrabiarki do pracy wymaga zamontowania jej na przedmiocie obrabianym, istotnym problemem jest jednoznaczne ustalenie położenia obrabiarki względem przedmiotu obrabianego przy minimalizacji wpływu tych działań na dokładność obróbki.

Określenie wymagań projektowych dla obrabiarki przenośnej, ze względu na przewidywane, zastosowanie oraz specyfikę pracy tego typu maszyn, jest procesem złożonym. Proces ten zazwyczaj realizowany jest w **trzech etapach**. W **pierwszym kroku** określa się podstawowe funkcje obrabiarki (takie jak: ustawienie narzędzia i przedmiotu obrabianego względem siebie oraz zamocowanie obrabiarki na przedmiocie obrabianym, realizacja wymaganych ruchów roboczych) [72,92,93]. W **kolejnym etapie przeprowadza się** analizę dostępnej wiedzy projektowej biorąc pod uwagę: informacje pochodzące od producentów i dystrybutorów aktualnie produkowanych maszyn. W ramach niniejszej pracy w celu sformułowania tych wymagań przeanalizowano zbiór danych pochodzących z ogólnodostępnych katalogów branżowych [128÷136]. Działania te umożliwiły wytypowanie ogólnych cech charakteryzujących istniejące obrabiarki przenośne. Opis cech zarówno użytkowych jak i technicznych zestawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5. 1. Cechy użytkowe i techniczne obrabiarek przenośnych

Nr	Nazwa cechy	Opis cechy
1	Uniwersalność zastosowania	Niska uniwersalność w zakresie operacji obróbkowych oraz typów i wielkości przedmiotów obrabianych.
2	Dokładność obróbki	Zróznicowana - zależna od sposobu mocowania oraz nadzoru operatora.
3	Powtarzalność wyników obróbki	Niska - zależna od operatora ze względu na ręczny proces ustawiania i montażu obrabiarki na przedmiocie obrabianym
4	Stabilność procesu skrawania	Uzyskanie zadowalającej i jednakowej jakości powierzchni obrabianej
5	Czas przygotowania obrabiarki do pracy	Czasochłonny, manualny proces montażu i ustawiania obrabiarki na przedmiocie obrabianym
6	Masa obrabiarki	Stosunkowo duża masa jak na oczekiwania od obrabiarki przenośnej.
7	Automatyzacja procesu obróbki	Niski stopień automatyzacji, często ręcznie realizowane ruchy posuwowe.

W **trzecim kroku** dokonuje się analizy wymagań i preferencji użytkowników. W kroku tym formułuje się również najistotniejsze kryteria wyboru tego rodzaju obrabiarek przez ich użytkowników, co zestawiono tabelarycznie (tabela 5.2).

Tabela 5. 2. Kryteria wyboru i oczekiwania użytkowników obrabiarek przenośnych.

Nr	Kryterium	Oczekiwania
1	Masa obrabiarki	Minimalizacja masy obrabiarki.
2	Wymiary gabarytowe obrabiarki	Minimalizacja gabarytów głównych obrabiarki (często istotne jedynie dla fazy transportowej).
3	Wymiary obrabianego przedmiotu	Zwiększenie możliwości obrabiarki w zakresie wymiarów przedmiotów obrabianych.
4	Trudność prac obróbkowych	Ułatwienie sterowania oraz minimalizacja wpływu operatora na dokładność obróbki,
5	Skomplikowane i indywidualne zabiegi obsługi obrabiarki	Unifikacja systemów sterowania, mocowania, systemu transportu obrabiarki, a także ergonomiczność maszyny.
6	Trudność procesu ustawiania i montażu obrabiarki na przedmiocie obrabianym	Poprawa ergonomiczności obrabiarki w zakresie ustawiania, montażu (dodatkowe elementy wspomagające), lub eliminacja procesu ustawiania.
7	Trudność serwisowania	Poprawa organizacyjna serwisu, typizacja i unifikacja części.
8	Odporność na wpływy otoczenia zewnętrznego.	Zapewnienie większej odporności obrabiarki na wpływy otoczenia zewnętrznego (czynniki atmosferyczna).
9	Wytrzymałość obrabiarki (trwałość)	Zwiększenie wytrzymałości obrabiarki zarówno w zakresie prowadzonych prac jak i transportu.
10	Wydajność	Wzrost wydajności np. przez podniesienie wibrostabilności
11	Bezpieczeństwo pracy	Zapewnienie bezpieczeństwa dla operatora maszyny w obrębie strefy pracy
12	Niezawodność	Kryterium ściśle związane z kryterium bezpieczeństwa i trwałości. Podsystemy – awaria jednego elementu może doprowadzić do unieruchomienia całego systemu.
13	Ekonomia eksploatacji	Obniżenie kosztów stałych pracy obrabiarki, tzn. energochłonności, ilości osób niezbędnych do jej obsługi, czasu obróbki.

Z punktu widzenia możliwości technicznych zrealizowania projektu słuszne wydaje się nadanie odpowiednich poziomów istotności wymienionym wymaganiom projektowym. Należy tę czynność przeprowadzić każdorazowo dla każdego procesu projektowego nowej obrabiarki przenośnej, w zależności od wymagań stawianych jej oraz realizowanemu przez nią procesowi technologicznemu, a także od docelowego przeznaczenia maszyny. Przy formułowaniu wymagań projektowych należy wziąć pod uwagę, że wytworzenie obrabiarki cechującej się wysoką dokładnością wiąże się z dużymi kosztami. Kolejną naturalną cechą jest to, że obrabiarka do przedmiotów wielkogabarytowych z natury będzie cięższa od obrabiarki przenośnej służącej obróbce przedmiotów o mniejszych gabarytach –

należy wówczas rozsądnie posługiwać się ograniczeniami projektowymi. Istnieją także wymagania projektowe wspólne, niezależne od postaci obrabiarki przenośnej np. stabilność procesu skrawania, niezawodność, bezpieczeństwo.

## 5.2. Kryteria oceny rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek przenośnych

Kryteria oceny rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek przenośnych, poza kilkoma wyjątkami, pokrywają się z wymaganiami dla obrabiarek stacjonarnych [74,86,105]. Można rozróżnić tu kryteria oceny rozwiązań konstrukcyjnych nazywanych jako: kryteria działania, użytkowe, ekonomiczne i wytwórcze [107]. Wspomniane kryteria zestawiono w tabeli 5.3.

Jednak należy tu zwrócić uwagę, że niektóre kryteria istotne dla obrabiarek stacjonarnych, stają się marginalne dla obrabiarek przenośnych i odwrotnie. Ponadto dla obrabiarek przenośnych pojawiają się zupełnie nowe kryteria, o dużej istotności z punktu widzenia realizowanych założeń projektowych.

Tabela 5. 3. Kryteria oceny rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek: S - stacjonarne, P - przenośne (opracowanie własne na podstawie [107])

Grupa	Nazwa kryterium	Objaśnienia	S	P
Kryteria Działania (KD)	Dokładność obróbki	Podstawowe kryterium wyznaczające znaczenie obrabiarek skrawających w przemyśle budowy maszyn i urządzeń mechanicznych.	TAK	TAK
	Wydajność obróbki	Kryterium o podstawowym znaczeniu dla doboru parametrów procesu roboczego obrabiarki.	TAK	NIE
	Sztwywność	Kryterium decydujące o postaci geometrycznej (kształtach i wymiarach) elementów obrabiarki.	TAK	TAK
	Trwałość	Dotyczy głównie elementów obciążonych współpracujących w ruchu. Wywiera duży wpływ na dokładność obróbki (trwałość dokładności).	TAK	NIE
	Sprawność	Dotyczy przede wszystkim zespołów przekładniowych i par ciernych, a w mniejszym stopniu obrabiarki jako całości.	TAK	NIE
	Stabilność procesu obróbki	Zdolność maszyny do prowadzenia procesu obróbki bez pojawiania się drgań samowzbudnych układu OUPN.	TAK	TAK

Grupa	Nazwa kryterium	Objaśnienia	S	P
Kryteria Użytkowe (KU)	Wymiary przestrzeni roboczej	Ustala się w założeniach na podstawie przeznaczenia i zadań obróbkowych obrabiarki.	TAK	TAK
	Zakres zadań obróbkowych	Kryterium wynikające z ustaleń wyjściowych określających potrzebę skonstruowania obrabiarki, często z wymagań konkretnych odbiorców.	TAK	TAK
	Niezawodność	Przedwczesna utrata skuteczności działania ma istotne znaczenie szczególnie w obrabiarkach automatycznych o złożonych cyklach pracy.	TAK	TAK
	Pracochłonność przygotowania programów obróbki i uzbrojenia do pracy	Wymaga się, aby czas przygotowania obrabiarki do pracy (zaprogramowanie i uzbrojenie w narzędzia) był krótki. Zależy głównie od systemu sterowania.	TAK	NIE
	Kryteria ergonomiczne	Związane z ergonomią i bezpieczeństwem obsługi i pracy przy obrabiarce (warunki BiHP, dyrektywa maszynowa).	TAK	NIE
	Pracochłonność i materiałochłonność utrzymania i napraw	Kryteria eksploatacyjne, wiążące się w dużym stopniu z niezawodnością, trwałością i technologicznością konstrukcji.	TAK	NIE
	Łatwość realizacji mocowania obrabiarki	Kryteria eksploatacyjne, wiążące się bezpośrednio ze sposobem realizacji układu mocującego obrabiarkę na przedmiocie obrabianym.	NIE	TAK
	Rodzaj energii zasilającej	Rodzaj energii i system jej podawania do układów wykonawczych np. energia elektryczna, hydrauliczna, pneumatyczna.	NIE	TAK
Kryteria Ekonomiczne (KE)	Oszczędność tworzywa i energii	Kryteria prowadzące do praktycznej minimalizacji ilości tworzywa (oszczędność materiałów) i zapotrzebowania na energię.	TAK	NIE
	Koszt wytwarzania	Powinien być współmierny do efektów pracy obrabiarki (dokładności i wydajności).	TAK	NIE
	Koszty eksploatacji	Należy dążyć do minimalizacji kosztów eksploatacji stosownie do przeznaczenia i efektów pracy obrabiarki.	TAK	NIE
	Zajmowana powierzchnia	Kryterium wywierające wpływ na układ konstrukcji nośnej obrabiarki.	TAK	NIE
	Atrakcyjność i konkurencyjność	Wynika przede wszystkim z kryteriów użytkowych i kryteriów działania; oznacza wprowadzanie nowych nieznanymi dotąd rozwiązań konstrukcyjnych.	TAK	NIE
	Łatwość transportu i operowania maszyną	Kryterium związane bezpośrednio ze specyfiką zastosowań obrabiarek przenośnych, transportowanych do miejsca prowadzenia obróbki.	NIE	TAK

Grupa	Nazwa kryterium	Objaśnienia	S	P
Kryteria Wytwórcze (KW)	Technologiczność konstrukcji	Polega na poprawnym technologicznie konstruowaniu elementów i zespołów lub doborze gotowych .	TAK	TAK
	Możliwość wykonania przy użyciu dostępnych środków technicznych	Wymaga od konstruktora uwzględnienia środków wytwórczych (zakłady, oddziały, obrabiarki) dostępnych w okolicznościach odpowiadających okresowi podjęcia; produkcji konstruowanego wytworu.	TAK	TAK
	Udział gotowych części, normalnych i typowych	Stosowanie gotowych części, normalnych i typowych, upraszcza proces konstruowania, sprzyja zwiększeniu niezawodności i zmniejsza koszty i czas wytwarzania.	TAK	NIE
	Stosowanie gotowych modułów konstrukcyjnych	Adaptacja gotowych, dostępnych modułów konstrukcyjnych odpowiednio do stawianych im zadań w obrabiarence.	NIE	TAK
	Uniwersalne oprzyrządowanie montażowe maszyny	Umożliwienie dokonywania procesu montażu obrabiarki na przedmiotach o różnych kształtach i geometrii.	NIE	TAK

Specyfika konstrukcji obrabiarek przenośnych, oraz jak już wspomniano, różnorodność ich zastosowań, wymaga już na etapie projektowania koncepcyjnego dogłębnego przeanalizowania i wyboru najistotniejszych kryteriów oceny rozwiązań konstrukcyjnych. Jest ważne, aby projektant ustalił współczynniki istotności dla poszczególnych kryteriów, odnosząc się bezpośrednio do założeń projektowych czyli przeznaczenia nowoprojektowanej obrabiarki przenośnej. Jedynie takie podejście umożliwi zaprojektowanie obrabiarki przenośnej jako maszyny specjalizowanej, przeznaczonej do zadań obróbkowych zgodnie z postawionymi wymaganiami, co istotne specyficznymi i indywidualnymi dla projektowanych obrabiarek.

### 5.3. Wybór sposobu mocowania obrabiarki przenośnej na przedmiocie

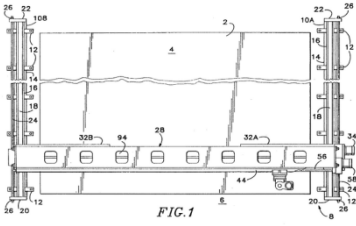
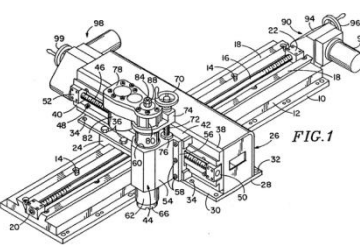
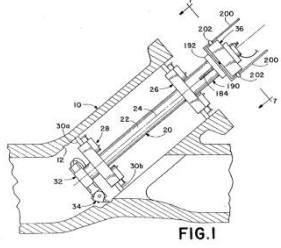
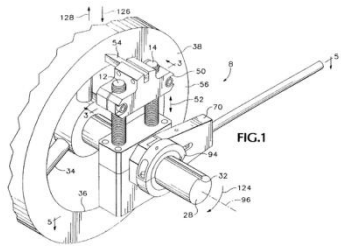
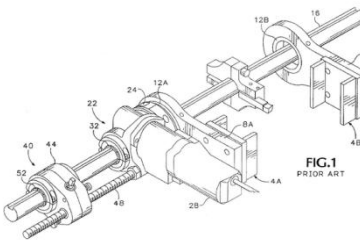
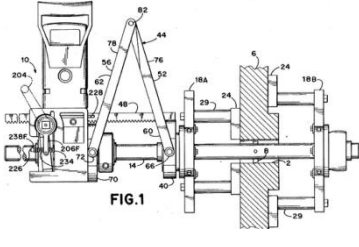
Techniczne realizacje systemów mocowania obrabiarek przenośnych na przedmiotach obrabianych przedstawiono w punkcie 2.3.2. Dokonano podziału tych systemów ze względu na ich rozwiązania konstrukcyjne:

- system mocowania zintegrowany z częścią roboczą obrabiarki przenośnej; stosowany najczęściej w mniejszych obrabiarkach lub maszynach od których wymaga się podwyższonej sztywności,
- system mocowania jako układ niezależny, dołączany do części roboczej obrabiarki; wykorzystuje się go w konstrukcjach obrabiarek o większych gabarytach,

rozwiązanie takie ułatwia transport obrabiarki jak i jej montaż na przedmiocie obrabianym, ma cechy uniwersalności, ponieważ dla części roboczej można przewidzieć kilka rodzajów układów mocowania.

Należy ponadto zwrócić uwagę w trakcie projektowania systemu mocowania obrabiarki przenośnej na ograniczenia wynikające z ochrony patentowej niektórych rozwiązań. Przykłady rozwiązań chronionych prawnie przedstawiono w tabeli 5.4.

Tabela 5. 4. Przykłady realizacji systemów mocowania chronionych patentami

 <p>S Patent 5,297,907 - rozwiązanie dotyczy przenośnej frezarki do dużych płaszczyzn. W rozwiązaniu tym obrabiarka mocowana jest do przedmiotu przy użyciu otworów technologicznych przez które przeprowadzane są śruby lub przedmiot znajduje się pod maszyną. Przedmiot obrabiany jest płaski.</p>	 <p>US Patent 5,106,243 - rozwiązanie dotyczy frezarki przenośnej. Mocowanie opisywanej maszyny sprowadza się do przytwierdzenia jej śrubami do przedmiotu obrabianego. W przedmiocie przed obróbką należy wykonać otwory technologiczne</p>	 <p>US Patent 4,842,452 – patent dotyczy maszyny do obróbki powierzchni wewnętrznych gniazd zaworów. Mocowanie odbywa się przy użyciu dwóch kompletów układów mocujących. W każdym z nich znajdują się 3 łapy, które rozpychane są wewnątrz przedmiotu.</p>
 <p>US Patent 5,775,188 – podobnie jak w przypadku patentu 4,842,452 mocowanie odbywa się wewnątrz przedmiotu obrabianego przy użyciu trzech rozpychanych łap.</p>	 <p>US Patent 5,642,969 – przedmiotem patentu jest wytaczarka do węzłów łożyskowych, gdzie część montażowa montowana jest w jednym węźle podczas, gdy obrabiany jest drugi węzeł.</p>	 <p>US Patent 4,990,037 – przedmiotem patentu jest maszyna do obróbki powierzchni wewnętrznych otworów. Mocowanie odbywa się przez ściśnięcie dwóch równoległych powierzchni, które są prostopadłe do osi otworu.</p>

Kolejny podział można przeprowadzić ze względu na ingerencję systemu mocowania w przedmiot obrabiany:

- system mocowania nie ingerujący w przedmiot obrabiany; wykorzystuje elementy dociskowe w postaci np. siłowników hydraulicznych, układów mimośrodowych, stożków centrujących, które ustalane są na istniejących powierzchniach przedmiotu

obrabanego, jego zastanej geometrii. Wadą tych systemów jest silne powiązanie ich rozwiązania konstrukcyjnego z geometrią obrabanego przedmiotu, co ogranicza ich uniwersalność i stosowanie.

- system mocowania ingerujący w obrabiany przedmiot; ingerencja polega na wykonaniu w przedmiocie otworów do mocowania części chwytowej obrabiarki, bądź też na dospawaniu specjalnych wsporników do przedmiotu, stanowiących bazę montażową dla obrabiarki. Wadą tych rozwiązań jest konieczność prowadzenia dodatkowych operacji technologicznych na przedmiocie, ingerencja w jego konstrukcję (nie zawsze możliwa do przeprowadzenia), czasochłonność. Do zalet można zaliczyć pewien stopień uniwersalności, dysponując zestawami wsporników można praktycznie dokonać mocowania obrabiarki na dowolnym przedmiocie.

#### **5.4. Wybór Struktury Geometryczno - Ruchowej obrabiarki przenośnej**

We współczesnym podejściu do projektowania obrabiarek zagadnienie doboru optymalnej SG-R, jest istotną czynnością w ramach procesu projektowo-konstrukcyjnego. Najwięcej uwagi poświęca się temu zagadnieniu na etapie projektu koncepcyjnego. Zakres przedstawionego opracowania dotyczy tzw. wstępnego doboru SG-R. Rozważania prowadzone są do momentu selekcji możliwych wariantów rozwiązań, nie obejmują na tym etapie działań związanych z analitycznym prognozowaniem przyszłych właściwości obrabiarki.

W niniejszej pracy oparto się na metodyce projektowania SG-R zaproponowanej przez Wragowa [105]. W tej koncepcji SG-R przedstawiana jest w postaci tzw. wzorów strukturalnych. Konstrukcja wzoru obejmuje: (przedmiot obrabiany – PO) → symbole osi układu współrzędnych odpowiadające kierunkom ruchu kolejnych elementów UNO oraz oznaczenie korpusu stacjonarnego → (narzędzie – N). Symbole określające zespoły robocze w układzie są oznaczone literami alfabetu zgodnie z zaleceniami polskiej normy [127], natomiast zespół nieruchomy oznaczony jest symbolem 'O'. Tak utworzony wzór podstawowy SG-R poddaje się permutacji symboli wchodzących w jego skład. Zestaw wszystkich możliwych permutacji wariantów SG-R tworzy macierz wzorów SG-R [71,94,96,105]. Wragow proponuje dwuetapowy tok postępowania. Pierwszy krok obejmuje sformułowanie kryteriów wyboru uwzględniających wymagania stawiane obrabiarence. Następnie macierz wzorów SG-R poddawana jest procesowi selekcji

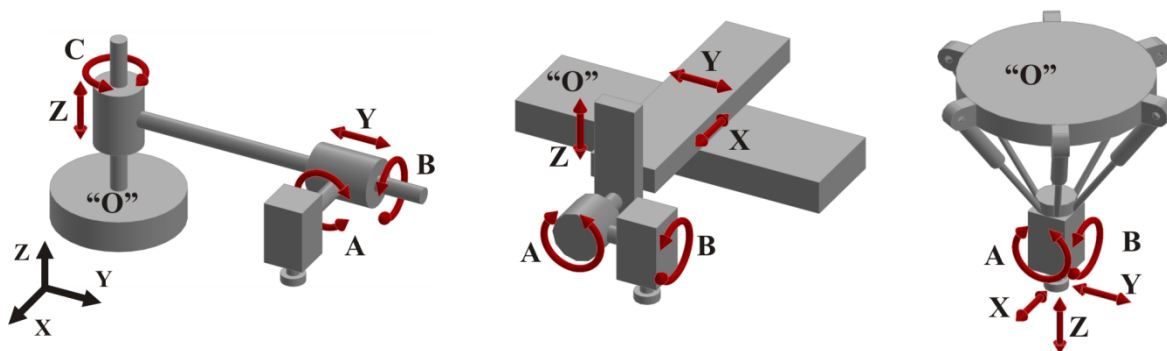


na podstawie przyjętych kryteriów wyboru. W drugim kroku wstępnie wyselekcjonowany zbiór SG-R poddawany jest ocenie porównawczej. Metodyka ta jednak nie określa konkretnych działań dokonywania oceny porównawczej i końcowego wyboru.

Postępując zgodnie z metodyką Wragowa przyjęto schemat niezbędnych działań projektowych. Schemat tych działań zawiera następujące etapy:

- Określenie podstawowych zadań obróbkowych oraz warunków pracy obrabiarki. Sformułowanie wymagań projektowych.
- Analiza możliwości realizacji wymagań projektowych. Prace koncepcyjne.
- Wybór zbioru optymalnych wariantów SG-R.
  - wygenerowanie całkowitej liczby możliwych wariantów,
  - sformułowanie warunków eliminacji,
  - selekcja wariantów na podstawie warunków eliminacji.
- Ocena wytypowanych wariantów.

Racjonalność działań koncepcyjnych dyktuje, w przypadku projektowania kinematyki obrabiarek, dokonanie analizy niezbędnych składowych ruchów kształtowania np. za pomocą metody drzewa morfologicznego. Ilustracją działań koncepcyjnych prowadzonych, w odniesieniu do obrabiarki przenośnej, może być analiza sposobu zapewnienia niezbędnych składowych ruchów kształtowania wsparta metodą inwersji (rys. 5.1).



Rys. 5. 1. Zestawienie przykładowych koncepcji możliwych rozwiązań

W opisie podstawowego wzoru SG-R uwzględnia się oprócz modułów ruchomych także nieruchome wchodzące w skład łańcucha kinematycznego. Formalizując ogólny zapis wzoru, przyjęto następujące oznaczenia jego elementów składowych:

- X – oś posuwu poprzecznego,
- Y – oś posuwu wzdłużnego,
- Z – oś posuwu osiowego,
- A – oś obrotu względem osi równoległej do X,

- B – oś obrotu względem osi równoległej do Y,
- C – oś obrotu względem osi Z,
- O – moduł nieruchomy.

Podstawowy wariant SG-R, dla przyjętych warunków formalnych, można zapisać np. w postaci: ABXYZO (dwa ruchy rotacyjne A i B, trzy ruchy translacyjne X, Y, Z). Przeprowadzenie permutacji (bez powtórzeń) na elementach wzoru podstawowego pozwala uzyskać pełną tablicę możliwych wariantów wzoru strukturalnego. Działanie to można zapisać w postaci zależności:

$$T_{ws} = n! \quad (5.1)$$

gdzie:  $T_{ws}$  – tablica wzorów strukturalnych,  
 $n$  – liczba rozpatrywanych modułów SG-R.

Realizując proces projektowania zgodnie z założeniami projektowania mechatronicznego posłużono się systemem CAE w celu opracowania programu komputerowego wspomagającego proces doboru optymalnego wariantu SG-R obrabiarki przenośnej, przy czym zakres działań programu dostosowano do obrabiarek o kinematyce szeregowej [71].

Program został zrealizowany w środowisku MatLab. Umożliwia on wykluczenie wariantów wzoru strukturalnego niespełniających określonego zbioru kryteriów zdefiniowanego z uwzględnieniem analizy oczekiwań sformułowanych przez użytkowników obrabiarek przenośnych dla dowolnej liczby warunków. Ponadto sformułowanie warunków w sposób zapewniający brak wzajemnych oddziaływań między nimi powoduje, że kolejność ich rozpatrywania nie ma wpływu na wynik końcowy.

Formalnie warunki eliminacji przyjmują postać wzoru strukturalnego, odpowiadającego rozpatrywanemu kryterium wyboru. Stosując operacje logiczne na zbiorach przyjętych warunków i pełnej tablicy wzorów strukturalnych dokonuje się procesu eliminacji.

Program realizuje następujące etapy działań:

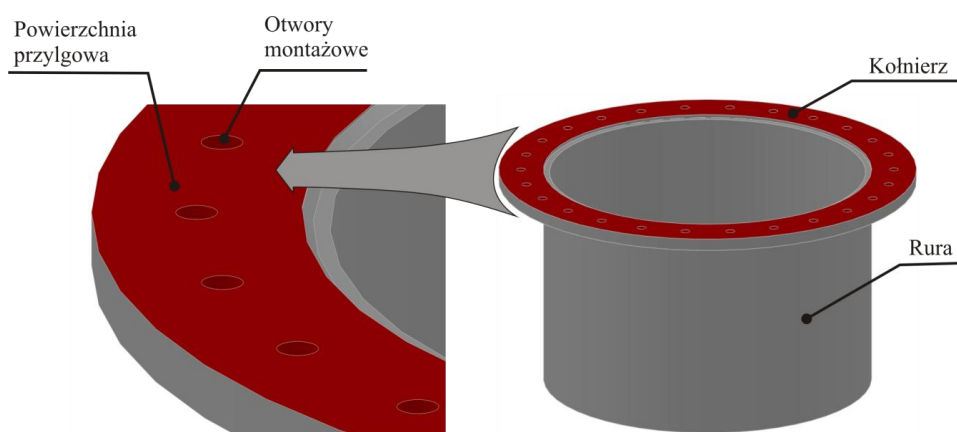
- generowanie pełnej tablicy wzorów strukturalnych,
- definiowanie listy kryteriów i sformułowanie warunków eliminacji,
- wytypowanie zbioru wariantów spełniających przyjęte kryteria.

## 5.5. Realizacja projektu koncepcyjnego na przykładzie obrabiarki przenośnej do kołnierzy

Realizacja projektu koncepcyjnego przedstawiona będzie na przykładzie frezarki przenośnej przeznaczonej do obróbki wielkogabarytowych kołnierzy przyspawanych do rur. Dla wspomnianej frezarki można zestawić następującą listę podstawowych wymagań:

- montaż na przedmiocie obrabianym,
- obróbka powierzchni płaskich (powierzchnia przylgowa kołnierza),
- obróbka powierzchni cylindrycznych (wewnętrzna powierzchnia centrująca rury),
- wykonywanie otworów montażowych w kołnierzu, pożądana dokładność obróbki.

Przyjęto, że frezarka umożliwił będzie realizację obróbki powierzchni czołowej i bocznej oraz otworów śrub mocujących na powierzchni czołowej kołnierza, co pokazano na rysunku 5.2. Taki zakres zadań obróbkowych sugeruje, że projektowana obrabiarka powinna mieć cechy kinematyczne frezarki oraz charakteryzować się ze względu na kształt przedmiotu obrabianego - walcową przestrzenią obróbki.



Rys. 5. 2. Powierzchnie do obróbki na przedmiocie obrabianym - czołowa powierzchnia (przylgowa) kołnierza oraz otwory montażowe rozstawione równomiernie na obwodzie

Ponadto przyjęto, że frezarka przenośna powinna być ustalana i mocowana na przedmiocie obrabianym bezinwazyjnie, tzn. bez konieczności prowadzenia dodatkowych operacji technologicznych na przedmiocie obrabianym w postaci np. spawania, wiercenia, umożliwiających mocowanie dodatkowych elementów ustalających dla obrabiarki. Jako kolejne wymagania projektowe przyjęto: masę obrabiarki, eliminację wpływu człowieka na realizację procesu montażu i skrawania oraz stabilność prowadzonej obróbki. Stąd też zaproponowano nową koncepcję automatycznego korygowania błędów ustalenia obrabiarki względem przedmiotu obrabianego w celu wyeliminowania w tym procesie tzw. czynnika ludzkiego (operatora

obrabiarki). Rozwiązanie to polega na wprowadzeniu do programu obróbki, wcześniej zmierzonych i opracowanych, wartości korygujących, podobnie jak dokonywane jest to w obrabiarkach stacjonarnych CNC. Realizacja tej idei wymaga wprowadzenia do podstawowego zestawu obok trzech sterowanych ruchów posuwowych, wymaganych przez obróbkę frezowaniem, dodatkowych dwóch sterowanych ruchów umożliwiających wykonywanie przemieszczeń korygujących. Te wymagania projektowe uznano za najistotniejsze i możliwe do późniejszej doświadczalnej weryfikacji na wykonanym prototypie urządzenia.

Zgodnie z przyjętą metodyką, poszukiwanie optymalnej SG-R, rozpoczyna się od sformułowania wzoru podstawowego. Wzór ten powstaje na podstawie analizy wszystkich niezbędnych do realizacji obróbki ruchów posuwowych. W rozważanym przypadku obrabiarki przenośnej do kołnierzy, już na etapie prac koncepcyjnych przyjęto frezowanie, jako podstawowy rodzaj obróbki. Zestaw trzech ruchów wymaganych przez ten rodzaj obróbki uzupełniono o dwa dodatkowe ruchy wynikające z potrzeb poprawy dokładności obróbki i eliminacji skomplikowanego układu pozycjonowania obrabiarki przenośnej względem przedmiotu obrabianego. Opracowano odpowiednie kryteria wyboru formułując zbiór warunków eliminacji (tabela 5.5).

Tabela 5. 5. Kryteria wyboru - Warunki eliminacji wariantów rozwiązań SG-R

	<b>Warunek</b>	<b>Treść warunku</b>
<b>W1</b>	Minimalizacja wpływu masy przedmiotu obrabianego	Przedmiot obrabiany jest nieruchomy
<b>W2</b>	Kinematyka obróbki - frezowanie	Zapewnienie niezbędnych ruchów posuwowych. Wymagana sekwencja ruchów: CX, XY lub YX
<b>W3</b>	Minimalizacja mas elementów ruchomych obrabiarki przemieszczających się ruchem posuwowym w kierunku pionowym (siła grawitacji)	Moduł o największej masie nie powinien przemieszczać się pionowo. Oś Z powinna znajdować się za osią X lub Y
<b>W4</b>	Poprawa dokładności przez korygowanie położenia kąтового osi narzędzia względem powierzchni obrabianej.	Dwie dodatkowe osie korygujące (A i B), umożliwiające zmianę położenia kąтового osi narzędzia względem powierzchni obrabianej. Osie zawsze na końcu wzoru strukturalnego – związane z narzędziem.
<b>W5</b>	Poprawa dokładności przez eliminację wpływu innych osi niż korygujące na wyznaczenie poprawek położenia kąтового osi narzędzia względem powierzchni obrabianej.	Bezpośrednie powiązanie osi A z osią B.

Dla rozpatrywanego przypadku, pięciu modułów ruchomych i jednego nieruchomego, zastosowanie zależności (5.1) daje  $6! = 720$  różnych wariantów wzoru strukturalnego.

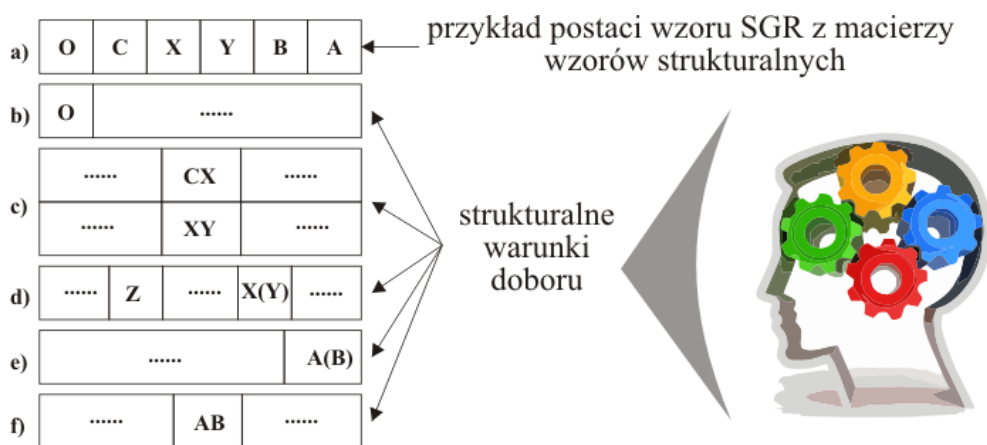
Tak przygotowane dane wprowadzono do opracowanego programu komputerowego realizując dwie sesje obliczeniowe odrębnie dla każdego wzoru podstawowego, przy czym przyjęto następujące warunki eliminacji.

Precyzując informacje zawarte w tabeli 5.5 poszczególne warunki można sformułować następująco.

- Masa i rozmiary przedmiotów obrabianych (elementy wielkogabarytowe) dyskwalifikują ze względów technicznych umieszczenie przedmiotu obrabianego na obrabiarce. Stosując metodę inwersji zaproponowano przyjęcie układu odwrotnego niż w obrabiarkach konwencjonalnych. Przyjęto, że przedmiot obrabiany jest elementem nieruchomym, a zatem symbol tego modułu (O) powinien znajdować się na początku wzoru strukturalnego. Warunek ten oznaczono jako W1 i zilustrowano poglądowo na rysunku 5.3 b.
- Zapewnienie niezbędnych ruchów posuwowych (kinematyka frezowania) implikuje szczególną sekwencję ruchów. W zależności od wybranej koncepcji rozwiązania może to być zrealizowane przez sekwencje osi: XY lub YX a także CX. Brak bezpośredniego powiązania osi we wspomnianych sekwencjach uniemożliwia pracę w całym obszarze wymaganej przestrzeni obróbki. Warunek ten (W2) przedstawiono na rysunku 5.3 c.
- Dążąc do poprawy właściwości nowoprojektowanej obrabiarki przenośnej sformułowano postulat o minimalizacji mas elementów ruchomych obrabiarki, przemieszczających się ruchem posuwowym w kierunku pionowym. W przyjmowaniu SG-R obrabiarki, należy dążyć do umiejscowienia modułów o największej masie w taki sposób, aby nie musiały one wykonywać ruchów w kierunku zgodnym z działaniem sił grawitacji. Wobec przypisania największej masy modułom realizującym ruchy w kierunkach osi X i Y, należy dążyć do umiejscawiania ich przed osią Z. Poglądowo warunek W3 przedstawiono na rysunku 5.3 d.
- Realizując wymagania projektowe, poprawy dokładności obróbki przez umożliwienie korygowania błędów ustalenia obrabiarki przenośnej na przedmiocie obrabianym, wprowadzono dwie dodatkowe osie korygujące (A i B). Efektywna zmiana położenia kąтового osi narzędzia względem powierzchni obrabianej może

być spełniona przez umiejscowienie modułów realizujących ruchy osi A lub B na końcu wzoru strukturalnego. Warunek czwarty można zilustrować analogicznie do poprzednich warunków (rys. 5.3 e)

Wymagania poprawy dokładności obróbki implikują podjęcie działań umożliwiających korygowanie położenia kąтового osi narzędzia względem powierzchni obrabianej. Wprowadzenie do systemu sterowania dwóch dodatkowych osi korygujących (A i B) oraz bezpośrednie powiązanie ich ze sobą ogranicza wpływ innych osi sterowanych na działania korygujące (wyznaczanie poprawek). Warunek piąty można sformułować, jako wymaganą sekwencję ruchów osi AB lub BA. Postać warunku W5 przedstawiono na rysunku 5.3 f.



Rys. 5. 3. Graficzny zapis warunków eliminacji wariantów SG-R: a) przykładowa postać wzoru strukturalnego, b) postać warunku W1, c) postać warunku W2, d) postać warunku W3, e) postać warunku W4, f) postać warunku W5

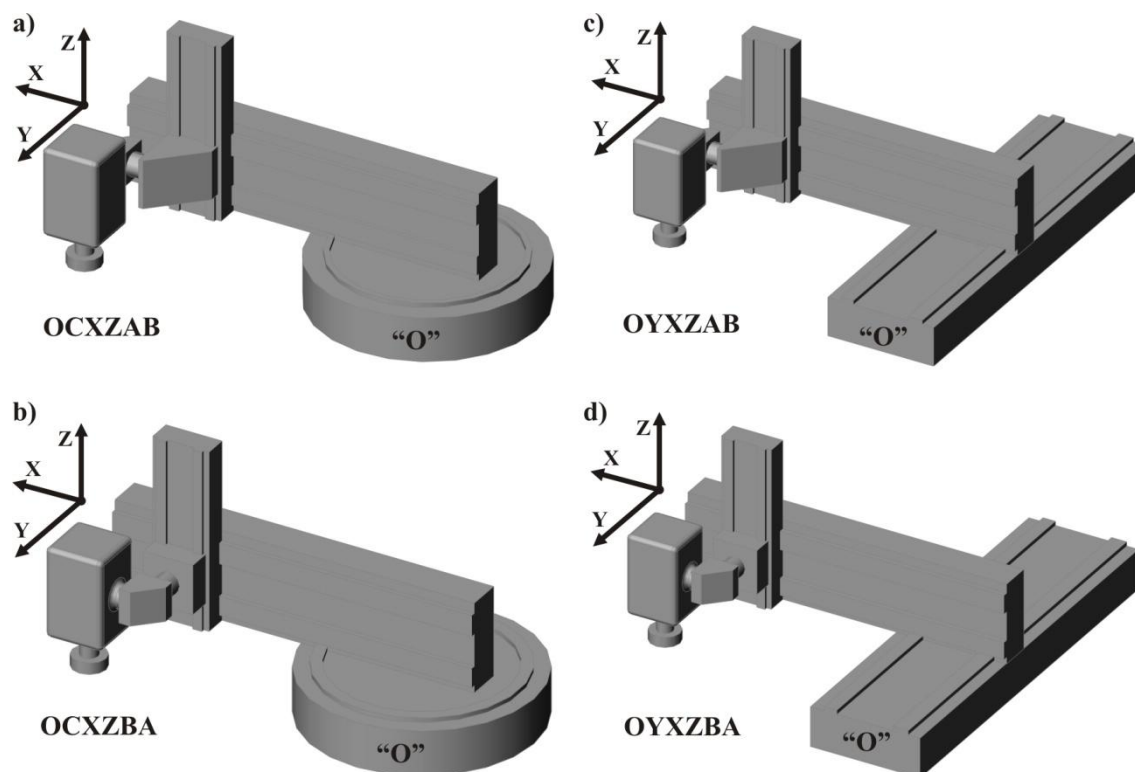
Wyłoniono cztery warianty koncepcyjne struktury ruchowej obrabiarki, w których ruch główny/roboczy wykonuje narzędzie, czyli głowica frezarska umieszczona w ruchomym wrzecienniku. Różnica między poszczególnymi wariantami wynika z różnych sposobów realizacji ruchów posuwowych.

W efekcie tych działań dokonano wstępnej selekcji wariantów i uzyskano po dwa równoważne wzory strukturalne dla obu przyjętych wariantów koncepcyjnych (w sumie cztery wzory strukturalne). Na rysunku 5.4 przedstawiono schematycznie możliwe realizacje techniczne wyselekcjonowanych SG-R:

- Podstawową realizacją pierwszego wariantu koncepcyjnego SG-R o zapisie ABCXZO jest permutacja OCXZAB.. W jego strukturze pierwszym jest moduł nieruchomy O, z którym bezpośrednio połączony jest moduł obrotowy osi C. Do tego modułu zamocowane jest ramie realizujące ruchu osi X, do którego z kolei dołączono kolumnę

ruchu osi Z. Na końcu tego łańcucha umiejscowiono wrzeciono z narzędziem skrawającym. Uzupełniając zestaw ruchów modułów (OCXZ) o dwa dodatkowe ruchy korekcyjne, realizowane przez moduły obrotowe (A i B), otrzymuje się dwa pełne warianty, czyli OCXZAB (rys. 5.4 a) i OCXZBA (rys. 5.4 b).

- Drugi z wariantów koncepcyjnych oznaczony, jako ABXYZO może przyjąć postać techniczną przedstawioną na rysunku 5.4 c (OYXZAB) i rysunku 5.4 d (OYXZBA).



Rys. 5. 4. Wytypowane wzory strukturalne: a) OCXZAB, b) OCXZBA, c) OYXZAB, d) OYXZBA

Mając na uwadze obróbkę przedmiotu osiowosymetrycznego, czyli ukierunkowując konstrukcję obrabiarki przenośnej na układ realizujący obróbkę w przestrzeni walcowej wyeliminowano warianty koncepcyjne zawierające w swej strukturze trzy osie translacyjne. Finalne warianty SGR poddane dalszym analizom mają zatem postać **OCXZBA** i **OCXZAB**.

## 6. Opracowanie projektu wstępnego i technicznego obrabiarki przenośnej

Mechatroniczne podejście do projektowania i konstruowania obrabiarek przewiduje wydatny wzrost jakości oraz skrócenie czasu ich projektowania maszyn, w stosunku do metod tradycyjnych. Jak już wspomniano projekt obrabiarki - zarówno przenośnej jak i stacjonarnej – zawiera w sobie trzy główne projekty cząstkowe: mechaniczny, elektroniczny oraz informatyczny, których realizację należy prowadzić współbieżnie. W każdym z prowadzonych zadań można wyznaczyć charakterystyczne, niezależne od pozostałych, przesłanki efektywnego procesu projektowania.

**Projekt wstępny** obejmuje tę część procesu projektowego, w której wychodząc z przyjętych rozwiązań koncepcyjnych, dokonuje się szczegółowych opracowań postaci geometrycznej projektowanej obrabiarki, oraz identyfikuje się te cechy układów, zespołów i elementów, które są niezbędne do dalszych prac w fazie projektu technicznego.

Wychodząc z założenia, że obrabiarka jest urządzeniem mechatronicznym, należy przyjąć, że nie jest możliwe dokonanie jej efektywnego projektowania bez skorzystania z wiedzy grupy specjalistów z różnych (istotnych dla prowadzonego projektu) dziedzin. Zatem, każdy projekt mechatroniczny winien mieć tzw. menadżera projektu (konstruktora wiodącego), czyli osobę rozdzielającą zadania i koordynującą prace projektantów, odpowiedzialną za przepływ informacji między nimi, ustalającą dane wejściowe do projektu, kryteria oceny oraz ograniczenia projektowe.

W obrębie **projektu technicznego** znajdują się opracowania związane z finalnym wykonaniem poszczególnych projektów cząstkowych, stanowiących integralne części projektu całej obrabiarki tzn. projekty układu mechanicznego, dokumentacja konstrukcyjna, schematy kinematyczne, projekty układu elektrycznego, algorytm sterowania, itp. Istotne na tym etapie są także przeprowadzenie analizy patentowej stosowanych rozwiązań, studium wykonalności technologicznej projektowanej obrabiarki oraz zgodność urządzenia z odpowiednimi aktami prawnymi np. dyrektywy UE, oznakowanie CE, normy zharmonizowane i inne [115÷127].

Na etapie projektowania wstępnego w ramach projektu mechanicznego przeważają czynności konstruowania, związane z wyznaczaniem geometrii oraz kształtowaniem właściwości fizycznych powstającej maszyny [18,29]. Celem tego etapu jest wyznaczenie finalnych rozwiązań konstrukcyjnych elementów korpusowych obrabiarki uwzględniających m.in. powiązane z nimi układy prowadnicowe i układy napędowe.



O ile korpusy obrabiarki są wciąż elementami projektowanymi, to w nowoczesnych obrabiarkach m.in. układy prowadnicowe, zespoły napędowe, dobierane są na podstawie danych katalogowych. Część mechaniczna projektu wymaga realizacji następujących zadań:

- modelowania i analiz elementów nośnych obrabiarki,
- doboru elementów katalogowych (podzespołów) prowadnic tocznych,
- doboru elementów katalogowych (podzespołów) układów napędowych,
- przeprowadzenie analiz kinematycznych modelu obrabiarki,
- wyznaczenie właściwości statycznych i dynamicznych obiektu modelowania.

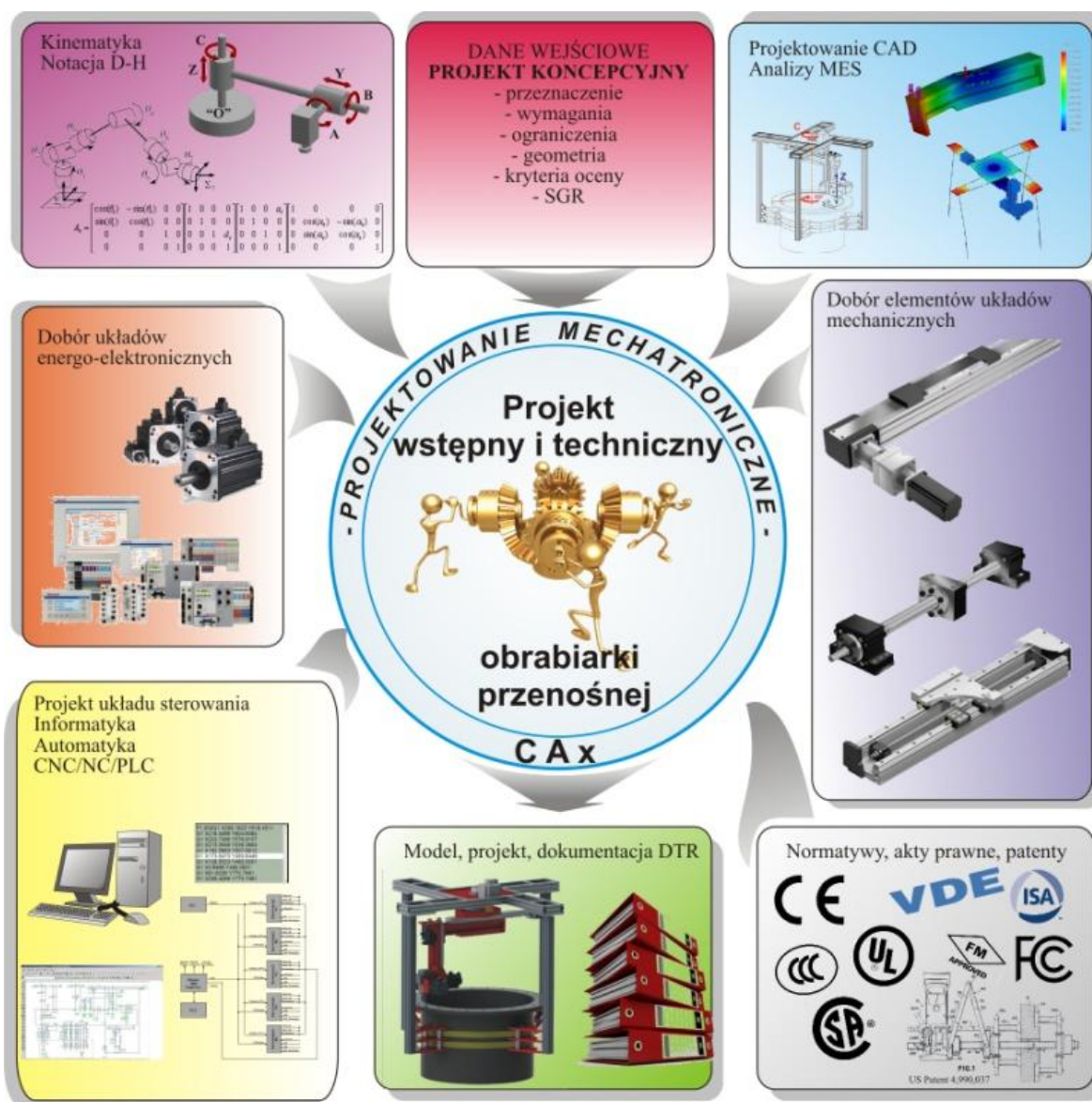
W ramach projektowania wstępnego układu elektronicznego prowadzi się wstępny dobór zasilających układów energo-elektronicznych, silników napędowych, systemów bezpieczeństwa. Natomiast realizacja części elektryczno-informatycznej – układów sterowania związana jest z budową wirtualnego modelu obrabiarki (kinematyki, właściwości dynamicznych) i wstępnymi czynnościami związanymi z zaimplementowaniem go do przyjętego układu sterowania, określenia parametrów nastaw sterowników silników, aplikacyjnego i sprzętowego sprzężenia podzespołów elektrycznych. Czynności wykonywane przez grupę projektantów na etapie projektu wstępnego zilustrowano na rysunku 6.1.

**Zmiennymi decyzyjnymi** w uprzednio wymienionych zadaniach mogą być, w zależności od zdefiniowanych wymagań w projekcie koncepcyjnym:

- rodzaj zastosowanych napędów i ich sterowań (elektryczne, hydrauliczne, pneumatyczne, mieszane),
- typy układów prowadnicowych (toczne lub ślizgowe, konstruowane lub dobierane),
- układy przeniesienia napędu (bezpośrednie - sprzęgła, pośrednie - pasowe, śrubowe),
- rozmieszczenie podzespołów tocznych względem siebie i w przestrzeni konstrukcji;
- sztywności poszczególnych połączeń stałych i ruchomych (nie pomijając sztywności układów napędowych dla połączeń ruchomych),
- sztywność statyczna i dynamiczna całego układu prowadnicowego,
- kształt i wielkość przestrzeni roboczej,
- rodzaj systemu montażu obrabiarki na przedmiocie,
- parametry procesu skrawania (narzędzia, prędkość obrotowa, posuw, itp).

Wskaźniki oceny konstrukcji układu mechanicznego (nie pomijając wpływu nań układów elektrycznych, hydraulicznych, pneumatycznych) należy odnosić do kryteriów:

- nośności statycznej i dynamicznej podzespołów obrabiarki,
- wibrostanowności obrabiarki,
- dokładności obróbki.



Rys. 6. 1. Kształtowanie konstrukcji obrabiarki przenośnej na etapie projektu wstępnego oraz technicznego

Projekt **techniczny** powinien obejmować przede wszystkim pełną dokumentację konstrukcyjną maszyny oraz dodatkowo instrukcje obsługi oraz konserwacji, z uwzględnieniem szczegółowych wymagań zawartych w aktualnych dyrektywach UE [115,116].

Główne wytyczne służące uszeregowaniu działań przy projektowaniu obrabiarek przenośnych w ujęciu mechatronicznym można ująć następująco:

- określenie sposobu mocowania obrabiarki przenośnej na przedmiocie obrabianym, co wstępnie określa postać konstrukcyjną obrabiarki przenośnej,
- stopień szczegółowości modelowania konstrukcji obrabiarki przenośnej i metody jej analizy należy uzależniać od stanu zaawansowania projektu (etapu projektowania), zatem zasobu danych do tworzenia modelu obliczeniowego,
- układ nośny maszyny powinno się projektować w oparciu o wstępnie wytypowane SG–R i równolegle z układem prowadnicowym,
- uzyskanie finalnej postaci elementów korpusowych układu nośnego obrabiarki powinno być wsparte technikami optymalizacyjnymi, w oparciu o odpowiednie kryteria konstrukcyjne określone dla obrabiarek przenośnych, wykorzystując środowisko MES,
- dobór układu prowadnicowego powinien być wynikiem systematycznego dochodzenia do rozwiązania optymalnego na podstawie analiz konstrukcyjnych, w oparciu o dane dostarczane przez ich producentów [151÷153], jak i oddziaływań siłowych pochodzących zarówno ze sposobu pracy konstrukcji (np. zmienne konfiguracje) oraz procesu skrawania,
- wybór rodzaju układów napędowych oraz ich parametrów powinien być ściśle skorelowany oraz prowadzony równolegle z projektami układu nośnego i prowadnicowego, uwzględniając jednocześnie rodzaje stosowanych akuatorów, ich właściwości fizycznych np. masa, dynamika napędu, dokładność pozycjonowania,
- określenie kinematyki obrabiarki, w celu umożliwienia rozpoczęcia i prowadzenia prac nad układem sterowania (podstawowa faza budowy modelu wirtualnego obrabiarki).

Na wszystkich etapach procesu projektowo konstrukcyjnego istotna jest specyfikacja zmiennych decyzyjnych i kryteriów oceny tworzonych rozwiązań, oraz ich ewentualna aktualizacja, a decyzje te musi podejmować menadżer projektu. Finalnym etapem projektu powinny być badania doświadczalne prototypu obrabiarki. Finalizują one proces projektowo-konstrukcyjny, powinny służyć zarówno weryfikacji prognozowanych analitycznie właściwości konstrukcji, urealnieniu modeli obliczeniowych obrabiarki oraz ewentualnych detekcji jej słabych ogniw.

Dla nowoczesnej obrabiarki przenośnej, jako ustroju mechatronicznego, opracowanie projektu wstępnego i technicznego powinno być wsparte technikami CAx. Istotnym czynnikiem ograniczającym stosowanie tzw. tradycyjnych - analitycznych metod

obliczeniowych, są trudności w efektywnym modelowaniu tak złożonych układów, w których uwzględnia się wzajemnie oddziaływanie wielu podsystemów (mechaniczny, elektroniczny, energoelektryczny). Dodatkowo pojawia się konieczność prowadzenia tych czynności równolegle przez specjalistów z wymienionych dziedzin. Pominięcie technik CAx praktycznie uniemożliwia przeprowadzenie procesu projektowania w ujęciu mechatronicznym. Ponadto należy zwrócić uwagę, że nakłady pracy projektantów, zastosowane moce obliczeniowe komputerów oraz czasy obliczeń powinny być adekwatne do oczekiwanych efektów w poszczególnych fazach konkretyzacji projektu.

Wyodrębniona część mechaniczna obrabiarki składa się z wielu elementów – najczęściej o skomplikowanej postaci geometrycznej – powiązanych wzajemnie połączeniami stykowymi ruchowymi i stałymi. Dla zapewnienia wiarygodności wyników analiz obliczeniowych modele fizyczne tych układów powinny uwzględniać, z odpowiednią dokładnością, szereg zjawisk występujących nie tylko w obrębie elementów korpusowych (głównie odkształcenia postaciowe), ale także w połączeniach stykowych – stałych i ruchomych. Do obliczeniowych analiz właściwości mechanicznych projektowanej obrabiarki zaleca się stosowanie metody MES. Metoda ta została upowszechniona, weszła do standardów analiz inżynierskich, doczekała się wielu zastosowań aplikacyjnych w formie samodzielnych systemów obliczeniowych lub specjalnych modułów w systemach komputerowego wspomaganie projektowania (CAD/CAE). Obecnie systemy CAD są podstawowym narzędziem inżyniera na etapie modelowania geometrii konstrukcji w tzw. rzeczywistości wirtualnej. Ponadto właśnie w tych systemach, jako jednych z pierwszych wprowadzono możliwość efektywnego projektowania współbieżnego.

Jako odmianę metody MES w aplikacjach CAD obecnie wykorzystywana jest najczęściej metoda odkształcalnych elementów skończonych (OES). Dla przykładu w systemie CAD SolidWorks występuje moduł SolidWorks Simulations, w postaci dość uproszczonej, w porównaniu do typowych systemów obliczeniowych MES np. NeiNastran, MscNastran Ansys, CosmosM i inne.

Specyficzne wymagania stawiane aplikacji, która mogłaby efektywnie wspomóc proces projektowania obrabiarki przenośnej, jak i podobnych ustrojów mechatronicznych, wskazują że najbardziej przydatną byłaby aplikacja projektowo-obliczeniowa charakteryzująca się następującymi cechami:

- Elastycznością w modelowaniu – wyrażającą się możliwością opracowywania modeli dostosowanych do różnych etapów procesu projektowo-konstrukcyjnego

(z uwzględnieniem odpowiedniego dla tych etapów stopnia konkretyzacji postaci konstrukcji).

- Dokładnością modelowania – pozwalającą wiarygodnie prognozować właściwości konstrukcji w zależności od potrzeb decyzyjnych, występujących na odpowiednich etapach procesu projektowo-konstrukcyjnego.
- Efektywnością modelowania i obliczeń – wyrażającą się racjonalnym stosunkiem nakładów: pracy projektantów, mocy obliczeniowych i czasów obliczeń systemów komputerowych – do uzyskiwanych efektów; na poszczególnych stopniach uszczegółowienia modelu nowoprojektowanej obrabiarki,
- Zdolnością do interdyscyplinarności modelu tzn. uwzględnieniem właściwości układu mechanicznego, systemu sterowania oraz układów napędowych, w praktyce praca na jednym modelu specjalistów z wielu dziedzin,

Niestety obecnie nie istnieją aż tak rozbudowane systemy CAD/CAE (FEM), a jedynym dostępnym rozwiązaniem jest wykorzystywanie możliwości "transportowania" modelu między systemami przez moduły importu/eksportu danych w różnych systemach kodowania. Istnieją wyspecjalizowane aplikacje aspirujące do miana takich systemów (np. AMESim firmy LMS [163]), lecz nadal są one silnie ograniczone złożonością zjawisk możliwych do zamodelowania.

## **6.1. Projektowanie układu Masowo-Dyssypacyjno-Sprężystego**

Układ masowo dyssypacyjno sprężysty (MDS) tworzą wszystkie elementy i zespoły obrabiarki przenośnej, które charakteryzują się własnościami masowymi, zdolnością rozpraszania energii, a pod działaniem sił odkształcają się sprężysto [66,87,96,113]. Zalicza się do nich układ nośny, układ prowadnicowy, układy przeniesienia napędu, układ mocowania obrabiarki, narzędzia skrawające oraz sam przedmiot obrabiany. Model fizyczny układu MDS OP-PO (Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany) składa się z elementów, których parametry rozłożone są w sposób ciągły. Granice podziału między elementami (podzespołami) przyjmuje się najczęściej w miejscach ich współpracy tzn. na powierzchniach połączeń stałych bądź ruchowych. Oprócz uwzględniania w modelu właściwości dyssypacyjnych elementów korpusowych, należy także modelować właściwości sprężyste i dyssypacyjne w samych połączeniach. Stosowanie metod komputerowych do modelowania układów MDS wymaga przeprowadzenia dyskretyzacji

modelu, czyli zastąpienia modelu fizycznego o ciągłym rozkładzie parametrów przez model utworzony z elementów o parametrach skupionych.

Podstawą do tworzenia modelu matematycznego rozpatrywanego obiektu i analizowania jego ruchu przyjęto równania Lagrange'a II rodzaju. Umożliwiają one wyznaczenie macierzowego układu równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu w dziedzinie czasu, w postaci:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{H} \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (6.1)$$

gdzie:

$\mathbf{M}$  – macierz bezwładności,

$\mathbf{H}$  – macierz tłumienia,

$\mathbf{K}$  – macierz sztywności,

$\mathbf{q}$  – wektor współrzędnych uogólnionych (przemieszczeń),

$\mathbf{Q}$  – wektor sił uogólnionych,

Tworząc model dynamiki rozpatrywanego układu przyjęto, że macierz mas (bezwładności) zespołów jest stała, tworzona na podstawie danych z procesu modelowania geometrycznego rozpatrywanej konstrukcji i przyjętych stałych materiałowych. Odwołując się do koncepcji modelu Rayleigh'a w obliczeniach przyjęto założenie upraszczające przy budowaniu macierzy tłumienia [87,113]. Przyjmując dla układu MDS obrabiarki przenośnej tzw. tłumienie proporcjonalne, macierz tłumienia budowano jako liniową kombinację macierzy sztywności i masy [66].

$$\mathbf{H} = \alpha \cdot \mathbf{M} + \beta \cdot \mathbf{K} \quad (6.2)$$

przyjęto:  $\alpha = 0,15$ ,  $\beta = 0,005$

Charakterystyki dynamiczne uprzednio zdefiniowanego modelu układu MDS obrabiarki wyznaczyć można w dziedzinie częstotliwości i czasu.

Do obliczania charakterystyk dynamicznych w dziedzinie czasu celowe jest zastosowanie metody całkowania numerycznego np. Runge-Kuta, Newmarka, Houbolta i innych [66,96]. Poddając obliczone przebiegi tych charakterystyk analizie harmonicznej można wyznaczać składowe szeregu Fourier'a, opisywane przez amplitudy i przesunięcia fazowe wybranych harmonik odpowiedzi układu.

Spełnienie postulatu (kryterium) łatwego transportu obrabiarki przenośnej powoduje poszukiwanie rozwiązania konstrukcyjnego cechującego się możliwie małą masą. Powoduje to, że elementy układu MDS są względnie podatne i nie można ich modelować za pomocą sztywnych elementów skończonych. Jedynie we wstępnych fazach projektu,

gdy nie ma jeszcze skonkretyzowanej, trójwymiarowej geometrii projektowanej maszyny, a tylko dysponuje się wstępnymi i mocno ograniczonymi informacjami o projektowanym urządzeniu, użycie tej metody modelowania jest dopuszczalne. Wówczas dyskretny model fizyczny układu MDS można w pierwszym przybliżeniu utworzyć z brył sztywnych – sztywnych elementów skończonych (SES) o skupionych parametrach masowych (elementy korpusowe), połączonych bezmasowymi elementami sprężysto-tłumiącymi (elementy kontaktowe) o skupionych parametrach dyssypacyjno-sprężystych (elementy modelujące własności dyssypacyjne i sprężyste połączeń stykowych). Tak wykonana dyskretyzacja modelu układu MDS dla obrabiarek przenośnych powinna być dyskretyzacją naturalną, wykorzystującą naturalne konstrukcyjno-funkcjonalne podziały na zespoły i elementy. Można wówczas prowadzić wstępne analizy, których celem jest wyznaczenie orientacyjnych obciążeń występujących na granicach uprzednio wspomnianych podziałów. Szczegółową analizę rozważanych rozwiązań konstrukcyjnych zaleca się przeprowadzać z użyciem metody odkształcalnych elementów skończonych. Metoda OES wymaga określenia szczegółowej geometrii obiektu, a zatem jej stosowanie jest z natury przypisane do fazy projektu o zaawansowanej szczegółowości opisu zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych.

Może być stosowana do modelowania układu MDS metoda hybrydowa, w wypadku gdy istotny fragment modelowanej konstrukcji uzyska już swą szczegółową postać geometryczną i wymaga sprawdzenia swojego działania. Wówczas on jedynie podlega dyskretyzacji na odkształcalne elementy skończone, a jego naturalne otoczenie konstrukcyjne przyjmuje postać sztywnych elementów. Na tym etapie możliwe jest w celu urealnienia modelu, np. przez implementowanie właściwości dyssypacyjno-sprężystych w warstwach kontaktowych występujących w połączeniach SES-SES, SES-OES, OES-OES. Metoda ta pozwala uzyskać modele efektywne obliczeniowo lecz nie jest dostatecznie skomercjalizowana.

Należy także zwrócić uwagę na charakter oddziaływania obrabiarki na przedmiot. Nie jest uzasadnione pominięcie w fazie modelowania i późniejszych analiz sposobu mocowania OP na PO, oraz właściwości samego PO, które mogą istotnie wpłynąć na zachowanie się całego modelowanego układu OUPN, gdzie sam przedmiot obrabiany staje się istotną częścią układu nośnego (posadowienia) obrabiarki.

Wzajemne przemieszczania się zespołów obrabiarki w czasie pracy powodują dodatkową złożoność prowadzonych analiz, w których należy uwzględnić zmienność sztywności technologicznej w przestrzeni roboczej maszyny. Przestrzeń roboczą obrabiarki

wyznaczają wzajemne, skrajne położenia jej zespołów. Przemieszczenie się chociażby jednego zespołu napędowego względem pozostałych powoduje, że niektóre fizyczne i geometryczne parametry modelu zmieniają swoje wartości zależnie od wzajemnego ich położenia. Wzorcowym projektem był by model obrabiarki charakteryzujący się stałymi parametrami w dowolnym punkcie przestrzeni roboczej. Zagadnienie budowy modeli z zastosowaniem metody elementów skończonych przedstawiono w pracach [40,41,58,96], gdzie wykazano możliwości prowadzenia zaawansowanych analiz tego typu obiektów, oraz poprawność otrzymywanych wyników, potwierdzonych badaniami doświadczalnymi.

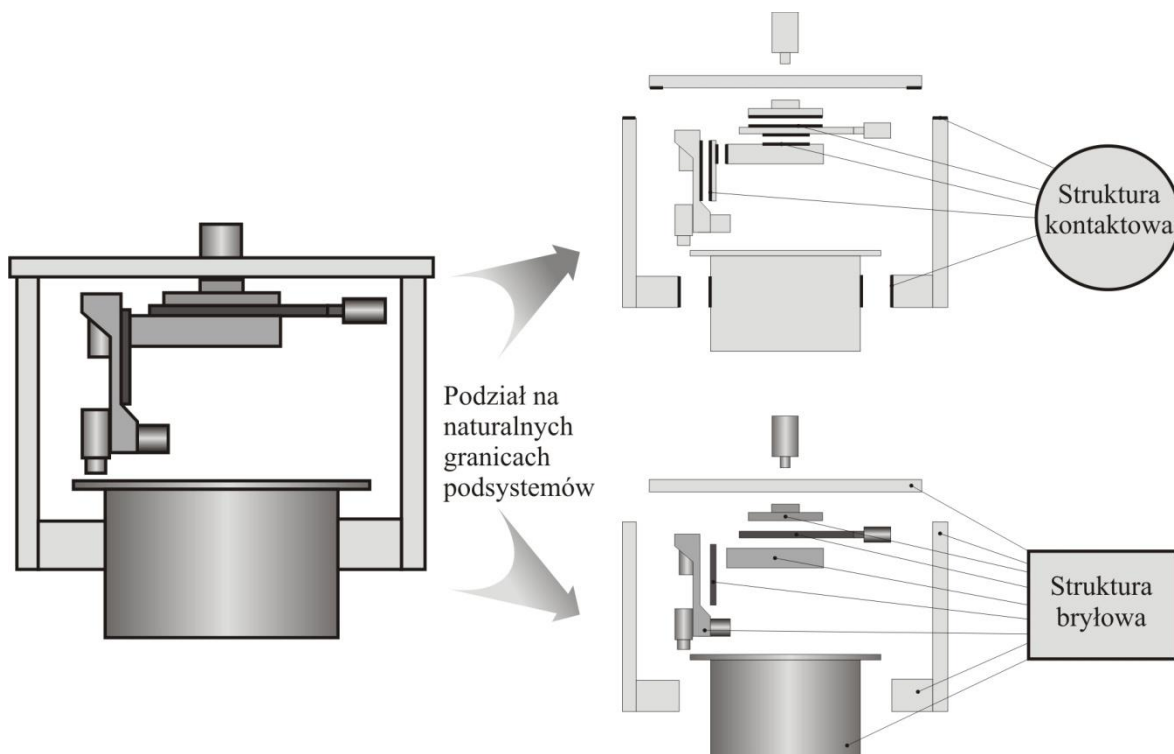
Mimo ciągle rosnących mocy obliczeniowych współczesnych komputerów, istotnym zagadnieniem wciąż jest czas trwania obliczeń. Prowadzone są zabiegi służące minimalizacji wymiarowości modeli, przy jednoczesnym zapewnieniu jak najdokładniejszego odwzorowania zachowań analizowanego układu. Stosowanie dyskretyzacji konstrukcji za pomocą odkształcalnych elementów skończonych wymaga dodatkowego wyjaśnienia. Należy zwrócić szczególną uwagę w trakcie modelowania lub dyskretyzacji na charakter pracy poszczególnych fragmentów konstrukcji. Dla przykładu, elementy smukłe pracujące jedynie na rozciąganie, ściskanie, skręcanie zamiast dyskretyzacji za pomocą objętościowych odkształcalnych elementów skończonych można dyskretyzować za pomocą elementów typu pręt, w przypadku występowania dodatkowych obciążeń np. w postaci zginania - elementem typu belka. Dobierać się powinno odpowiednie typy elementów skończonych, na które będzie dzielony obiekt zależnie od jego kształtu, prognozowanego stanu naprężeń oraz typów wymaganych wyników. Należy ponadto kierować się dbałością o adekwatność opisu postaci geometrycznej i sposobu ich pracy w konstrukcji. Autorzy prac [40÷42,48,80÷82,95,96] dowiedli możliwość dyskretyzacji występujących w konstrukcji złożonych podukładów np. łożysk tocznych, tocznych układów prowadnicowych, napędów śrubowych itp. za pomocą elementów zastępczych o wielokrotnie mniejszej wymiarowości zwanych też superelementami.

Realizując fazę modelowania fizycznego w konwencji metody elementów skończonych (zarówno sztywnych jak i odkształcalnych) przyjmuje się, że model konstrukcji, w której występują styki, zawiera dwie struktury składowe: bryłową i kontaktową. Wyodrębnienie w modelu tych struktur wynika z odmiennego traktowania grup zjawisk fizycznych zachodzących w elementach i połączeniach UNO, a co za tym idzie różnego sposobu podejścia do modelowania i analizowania tych struktur (rys. 6.2). W metodzie OES strukturze bryłowej przypisuje się modelowanie zjawisk związanych z odkształcalnością postaciową. Struktura kontaktowa jest natomiast odpowiedzialna za całościowe ujęcie



zagadnień związanych z modelowaniem zjawisk zachodzących w obrębie połączeń stykowych UNO (połączenia przewodnicowe – ruchowe i zaciskane, połączenia stałe).

Wielokrotnie przytaczane w niniejszej pracy argumenty o konieczności projektowania rozważanych w niej konstrukcji UNO w ujęciu mechatronicznym z równoczesnym uwzględnieniem ekonomiczności procesu projektowania, przy zapewnieniu użyteczności tych czynności, narzuca pewien tok postępowania w obrębie analiz układu mechanicznego. Można dokonać podziału na procesy modelowania elementarnych składników konstrukcji oraz na proces zestawienia ich w postaci całościowego modelu projektowanego urządzenia. Tymi samymi krokami można posłużyć się przy modelowaniu dających się wyizolować podukładów. Spowodowane jest to faktem, że aktualnie dostępne oprogramowania nie mają technicznych możliwości dokonywania optymalizacji dla tak wielu i tak różnych parametrów opisujących model.



Rys. 6. 2. Wyodrębnienie struktury bryłowej i kontaktowej w UNO

Proces analiz projektowych układu MDS rozpoczyna się zatem od podziału modelu na podzespoły w ramach naturalnych konstrukcyjno-funkcyjnych podziałów. Następnie w ramach projektowania współbieżnego szczegółowo analizuje się rozwiązania konstrukcyjne wyizolowanych podzespołów, dokonując ich oceny ze względu na przyjęte kryteria. Finalnym etapem jest ponowne zestawienie wyizolowanych podzespołów w postaci pełnego modelu projektowanej obrabiarki z uwzględnieniem – o ile jest

to uzasadnione w danej fazie zaawansowania realizacji projektu - zjawisk kontaktowych występujących między tymi obiektami.

### **6.1.1. Modelowanie struktury bryłowej.**

Dobierając postać modelu fizycznego struktury bryłowej przyjęto, że w przypadku obrabiarek przenośnych będzie to struktura odkształcalna, czyli tworzące ją elementy będą uważane za podatne postaciowo. Model fizyczny tej struktury powinien odzwierciedlać rzeczywistą postać geometryczną konstrukcji – odpowiednio do aktualnego stopnia szczegółowości jej rozwiązania konstrukcyjnego z zachowaniem najistotniejszych cech wymiarowo-kształtowych jej elementów oraz ich wzajemnego usytuowania w przestrzeni. Uzyskany w ten sposób model obiektu poddaje się procedurze dyskretyzacji, przy czym można przyjmować indywidualne – dla danego obiektu – parametry dyskretyzacji takie jak: rodzaj elementu skończonego, krok podziału lub zaznaczać obszary zagęszczania siatki podziału.

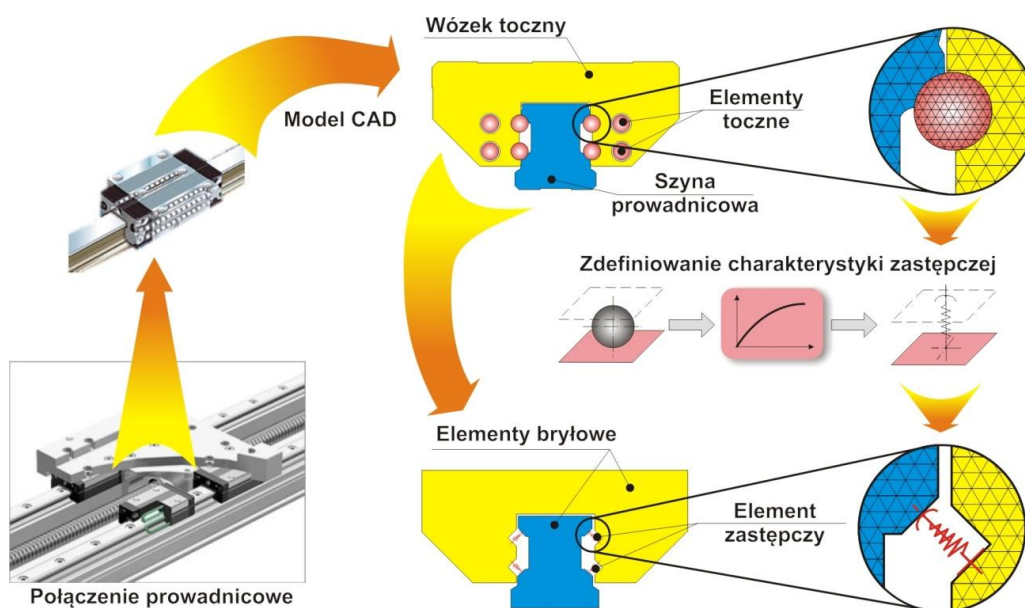
Istnieje szeroki asortyment typów elementów skończonych, ale jedynie w przypadku wykorzystywania systemów do modelowania systemów MES. Niestety systemy CAD wyposażone w moduły obliczeniowe MES takiej różnorodności elementów skończonych nie mają. Dla przykładu jako przedstawiciel dyskretnych elementów skończonych, używany do dyskretyzacji elementów objętościowych (3D) w modułach MES zaimplementowanych do systemów CAD występuje najczęściej element czworościenny o 4 węzłach wierzchołkowych.

Następnie po przeprowadzeniu modelowania i dyskretyzacji struktury bryłowej dokonuje się analiz obliczeniowych istotnych fragmentów konstrukcji w zakresie ich właściwości statycznych i dynamicznych konstrukcji (optymalizacja modelu, analiza wrażliwości i inne). Analizy te dokonuje się dla wytypowanych zmiennych decyzyjnych modelu (np. wymiary geometryczne, materiał konstrukcyjny), przy zadanych warunkach ograniczających (np. dopuszczalne naprężenie, przemieszczenie) dla zdefiniowanych funkcji celu (np. minimalizacja masy, wibrostabilność). W odróżnieniu od modelowania obrabiarek stacjonarnych, w przypadku obrabiarek przenośnych oprócz modelowania struktury bryłowej przypisanej z natury przede wszystkim układowi nośnemu obrabiarki, należy również przeprowadzić dodatkowy proces modelowania i wyznaczenia właściwości fizycznych przedmiotu obrabianego (PO), ponieważ stanowi on rodzaj posadowienia projektowanej maszyny i istotnie może wpływać na zachowanie układu OUPN.

### 6.1.2. Modelowanie struktury kontaktowej.

W układach nośnych obrabiarek występują połączenia stałe i ruchowe. Zarówno jedno jak i drugie, choć odmienne w zakresie swojego charakteru pracy, można efektywnie modelować stosując metody definiowania i modelowania struktur kontaktowych. [40,48,60]. Modelowanie struktur kontaktowych, można wykonać na dwa sposoby:

- *Modelowanie połączeń stałych.* W tym wypadku określa się tzw. "warstwę kontaktową" pomiędzy parą współpracujących powierzchni, definiując tzw. elementy typu źródło i cel (*ang contact source and target elements*). W zależności od możliwości systemu obliczeniowego (system CAD z aplikacją MES) w którym prowadzone jest modelowanie, można w podstawowych rozwiązaniach aplikacyjnych zdefiniować jedynie parametry geometryczne (dopuszczenie przenikania się brył bądź jego brak) oraz tarcie. Dodatkowe parametry opisujące strukturę kontaktową jak sztywność, zacisk wstępny, błędy geometrii, nieliniowy charakter pracy, jednostronność oddziaływań itd. są możliwe do zdefiniowania praktycznie jedynie w autonomicznych systemach MES.
- *Modelowanie połączeń ruchowych (prowadnicowych).* Obecnie w maszynach technologicznych, powszechnie stosowane są tzw. toczne połączenia prowadnicowe. Stosowane są jeszcze także tradycyjne prowadnice ślizgowe, lecz ich udział w nowych konstrukcjach jest znikomy. Jako elementy techniki przemieszczeń liniowych, najczęściej są używane podzespoły typu wózek toczny – szyna prowadząca. Istotny z punktu widzenia modelowania jest fakt, że wszystkie podzespoły toczne zawierają połączenia stykowe składające się z dwóch bieżni i elementu tocznego (kulki lub wałeczka). Wszystkie te elementy można idealizować w bardzo podobny sposób, przez wyodrębnienie z całego podzespołu tocznego – pojedynczego segmentu typu bieżnia – element toczny – bieżnia, a następnie zastąpieniu go odpowiednim zastępczym elementem modelowym tzw. superelementem [35]. Takie podejście sprzyja ograniczeniu wymiarowości modelu obrabiarki bez negatywnego wpływu na dokładność analiz. Schemat stosowania elementów zastępczych pokazano na rysunku 6.3.



Rys. 6. 3. Schemat użycia elementów zastępczych w strukturze kontaktowej na przykładzie tocznego połączenia przewodnicowego

Dokładne odwzorowanie geometrii tocznych układów przewodnicowych w modelu obrabiarki nie jest konieczne. Obiekty te są dość skomplikowanymi układami konstrukcyjnymi, a ponadto składają się z wielu współpracujących ze sobą komponentów. Charakteryzują się m.in.: złożonością geometrii podzespołów wózek-szyna oraz całych konstrukcji połączeń przewodnicowych, występowaniem kilkudziesięciu elementarnych kontaktowych par element toczny (kulka lub wałeczek) – bieżnia w poszczególnych podzespołach tocznych, różnorodnością i złożonością zjawisk fizycznych – zwłaszcza kontaktowych – występujących we współpracy elementów tocznych z bieżniami, występowaniem określonych poziomów zacisków wstępnych w podzespołach wózek-szyna. Użycie elementów zastępczych, wystarczająco precyzyjnie oddających charakter pracy zastępowanych podzespołów, jest uzasadnione z punktu widzenia efektywności prowadzonych obliczeń.

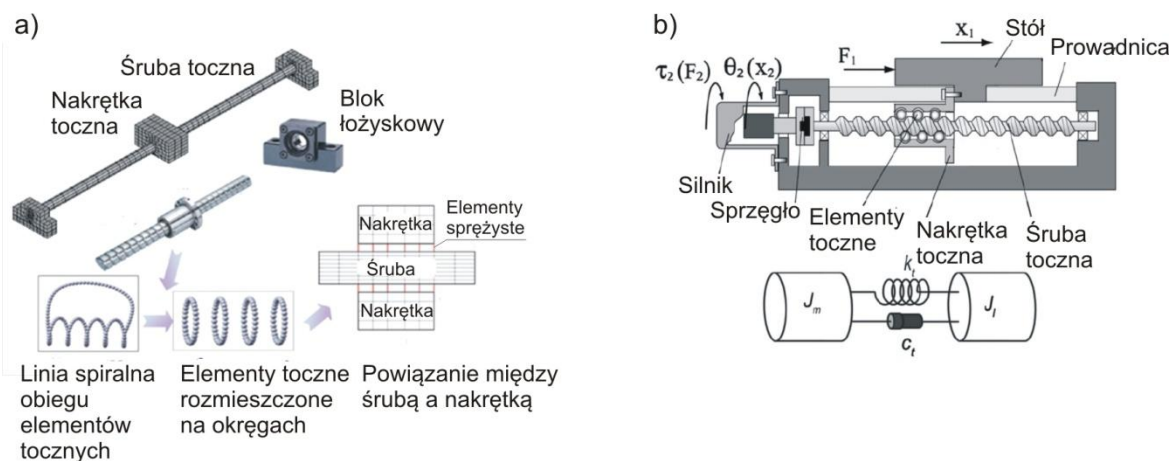
### 6.1.3. Modelowanie elementów napędu ruchu posuwowego.

Mechanizmy napędu ruchu posuwowego są naturalnym uzupełnieniem połączeń przewodnicowych, spełniając funkcje sprzęgania przewodnicy z przewodnikiem. Często można spotkać zintegrowane moduły w postaci gotowych zespołów napędowych, w skład których wchodzi pojedyncze toczne połączenie przewodnicowe i napęd w postaci śruby tocznej z nakrętką. [151,153,159]. Współcześnie, dominującą pozycję w konstrukcjach UNO zajmują mechanizmy śrubowo-toczne ze względu na bardzo wysoką sprawność

sięgającą ponad 95 %, w zależności od nośności i wielkości wprowadzonego zacisku wstępnego<sup>2</sup>.

Istnieje duża różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych mechanizmów napędu ruchu posuwowego w postaci: mechanizmów śrubowych ślizgowych i tocznych, napędów pasowych, łańcuchowych, akuatorów liniowych. Ze względu na ich typowe umiejscowienie w układzie konstrukcyjnym maszyny – przeważnie są skojarzone z układem prowadnicowym – ich strukturalną przynależność należy utożsamiać więc z połączeniami prowadnicowymi. Można je traktować jako składniki struktury kontaktowej (np. jako element kontaktowy o odpowiedniej zastępczej charakterystyce pracy) lub jako składniki struktury bryłowej (np. w postaci zastępczych elementów prętowych o odpowiednio dobranej sztywności osiowej).

W obrabiarkach skrawających jako mechanizmy napędu ruchu posuwowego najczęściej stosuje się toczne mechanizmy śrubowo toczne ze względu na ich wysoką dokładność zamiany ruchu obrotowego na posuwowy, dużą sztywność osiową (wzdłużną) i sprawność. W ramach modelowania układu nośnego obrabiarki przenośnej mechanizmy tego typu z powodzeniem mogą być reprezentowane przez elementy o uproszczonej geometrii (rys. 6.4 a) [15], bądź przez elementy o odpowiednio dobranej (dane katalogowe, badania doświadczalne) charakterystyce statycznej (zależność funkcyjna siła-przemieszczenie, szczególnie na kierunku osiowym mechanizmu) oraz tłumieniu rys. 6.4 b) [8].

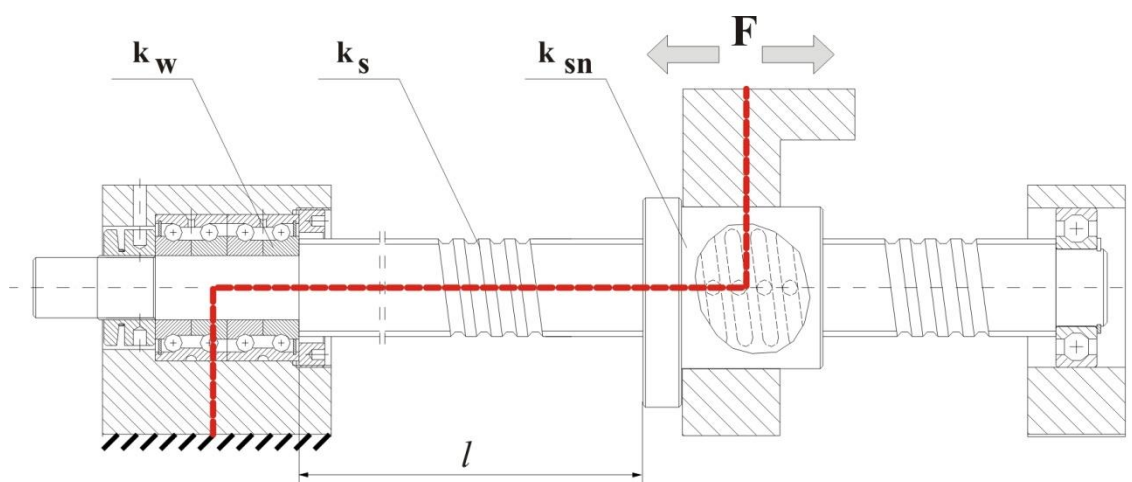


Rys. 6. 4. Modelowanie mechanizmu napędu posuwu w dwóch aplikacjach: a) jako uproszczona geometria [15], b) jako zastępczy element kontaktowy [8] (opracowanie na podstawie [8,15])

<sup>2</sup> Wielkość zacisku wstępnego definiowana jest jako procentowa wartość nośności dynamicznej rozpatrywanego układu

Obie metody są stosowane z powiedzeniem, kluczową sprawą jest informacja, którą chce uzyskać projektant na podstawie prowadzonych analiz modelowanego fragmentu konstrukcji.

Wprowadzając do modelu element zastępczy, odpowiadający charakterowi pracy przekładni śrubowej, należy poprawnie zdefiniować przede wszystkim jego sztywność zastępczą. Biorąc pod uwagę sposób zabudowy tego typu przekładni w układzie, naturalnym staje się uwzględnienie w modelu zastępczym jej łożyskowania. Stanowi bowiem ono jej nieodzowną część systemu mocowania i ustalenia w projektowanej konstrukcji. Wyróżnić można dwa podstawowe, zalecane przez producentów przekładni śrubowych systemy łożyskowań. Pierwszy zawiera jeden węzeł stały, drugi swobodny (możliwość swobodnego przemieszczania się końcówki śruby w kierunku osiowym). Drugi system opiera się o dwa stałe węzły łożyskowe. Na rysunku 6.5 pokazano przykład zabudowy przekładni śrubowo-tocznej z użyciem pojedynczego stałego węzła łożyskowego.



Rys. 6. 5. Przykład zabudowy przekładni śrubowej w układzie konstrukcyjnym maszyny - jeden stały węzeł łożyskowy

Należy zauważyć, że parametr zastępczy opisujący taki model – przede wszystkim sztywność zastępcza – powinien uwzględnić oprócz sztywności zespołu śruba toczna-nakrętka, dodatkowo sztywność śruby jako elementu prętowego oraz sztywności odpowiednich węzłów łożyskowych, którymi mechanizm śrubowo-toczny sprzęgany jest od strony śruby z elementami korpusowymi obrabiarki. W sensie modelowania fizycznego jest to układ szeregowy elementów sprężystych. Poniżej przedstawiono uproszczony, powszechnie stosowany sposób wyznaczania sztywności zastępczej takiego układu.

$$\frac{1}{k_{zast}} = \frac{1}{k_w} + \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_{sn}} \quad (6.2)$$

gdzie:

$k_{zast}$  - sztywność zastępcza przekładni śrubowej w kierunku osiowym,

$k_w$  - osiowa sztywność węzła łożyskowego stałego,

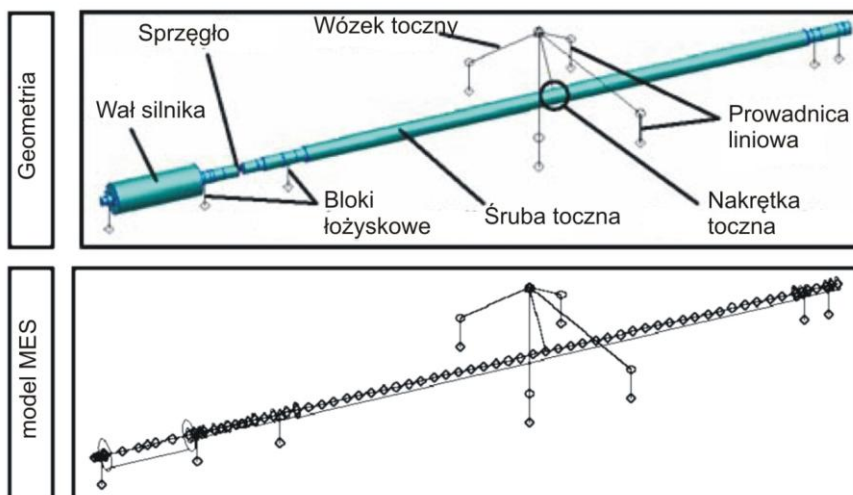
$k_s$  - zastępcza sztywność czynnej długości śruby tocznej obliczana jako sztywność pręta

$$k_s = \frac{E \cdot A}{l} \quad (A - \text{pole przekroju, } E - \text{moduł Younga, } l - \text{długość}),$$

$k_{sn}$  - sztywność pary śruba pociągowa - nakrętka w kierunku osiowym.

W tego typu układach zazwyczaj nie modeluje się tłumienia, co wynika z ich konstrukcji, charakteryzujących się dużą sztywnością i praktycznie brakiem tłumienia co wynika z konstrukcji układu [73]. W obliczeniach z zakresu dynamiki napędu, uwzględnia się zazwyczaj tłumienie materiału z którego wykonana jest śruba i nakrętka. Dostępne dane katalogowe [151÷154] odnoszą się jedynie do nośności statycznej i dynamicznej tych zespołów, oraz zawierają ich dane geometryczne..

Złożoność samego mechanizmu śrubowo-tocznego utrudnia stosowanie jego szczegółowych modeli w obliczeniach konstrukcji maszyn. Można jednak przyjmować elementy zastępcze modelujące wpływ tego mechanizmu na jego otoczenie konstrukcyjne. Jest to dopuszczalne jedynie wówczas, gdy znane są te oddziaływania (uzyskane na drodze badań doświadczalnych, w wyniku analiz obliczeniowych szczegółowych modeli). Przykład użycia elementów zastępczych w postaci elementów belkowych o odpowiednich charakterystykach pracy przedstawiono na dla przypadku modelowania napędu posuwu z przekładnią śrubowo-toczną na rysunku 6.6.



Rys. 6. 6. Modelowanie napędu posuwu z przekładnią śrubowo-toczną (opracowanie autora na podstawie [109])

#### **6.1.4. Warunki obciążenia układu OP-PO.**

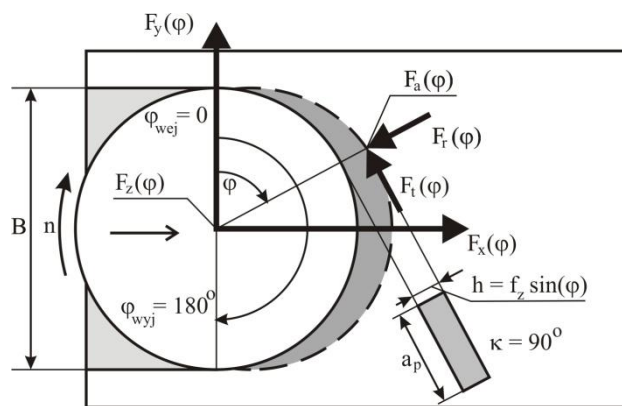
Ostatnim krokiem w opisie modelu fizycznego obrabiarki przenośnej jest określenie oddziaływań siłowych. W zakresie dokonywanych analiz zakłada się, że modelowany układ obciążony jest siłami symulującymi oddziaływania występujące w czasie pracy urządzenia. W przypadku obrabiarek oddziaływania te można pogrupować, jako:

- pochodzące od procesu roboczego – siły skrawania,
- pochodzące od grawitacji – siły ciężkości poszczególnych elementów konstrukcyjnych UNO, oprzyrządowania technologicznego (silnie zmienne dla obrabiarek przenośnych ze względu na dopuszczalne pozycje jej montażu).
- pochodzące od procesu montażu obrabiarki na przedmiocie (siły generowane przez system montażu obrabiarki na przedmiocie obrabianym)
- siły bezwładności (pochodzące od dynamicznie przemieszczających się elementów ruchomych obrabiarki)

Źródłem informacji o siłach skrawania jest przewidywany zakres zadań obróbkowych, realizowanych przez daną obrabiarkę. Siły skrawania wyznacza się najczęściej ze wzorów empirycznych, uwzględniających m.in. charakter obróbki, jej parametry, rodzaj obrabianego materiału.

W literaturze można znaleźć wiele modeli procesu skrawania. Modele te można podzielić na trzy grupy: modele analityczne, eksperymentalne i mechanistyczne. W modelu mechanistycznym siła skrawania uzależniona jest od wymiarów geometrycznych przekroju warstwy skrawanej, geometrii narzędzia, trajektorii ruchu roboczego narzędzia względem przedmiotu obrabianego, parametrów skrawania, przemieszczeń względnych przedmiotu i narzędzia oraz innych zjawisk, występujących podczas obróbki, np.: utraty kontaktu narzędzia z przedmiotem obrabianym wskutek zbyt dużej amplitudy drgań względnych[76,77]. Na rysunku 6.7 pokazano rozkład sił modelu mechanistycznego dla frezowania walcowo-czołowego oraz parametry technologiczne i geometryczne, które uwzględniane są w tym modelu.





Rys. 6. 7. Schemat modelu mechanicznego dla frezowania walcowo-czołowego [76].

W modelu mechanicznym siły skrawania opisuje się w układach współrzędnych związanych z poszczególnymi ostrzami tj.  $F_o(\varphi)$ . Siłę tę można rozłożyć na trzy składowe: styczną  $F_t(\varphi)$ , promieniową  $F_r(\varphi)$  oraz osiową  $F_a(\varphi)$  i wyrazić za pomocą różnych zależności, w praktyce stosowane są często modele liniowe [6]. Poszczególne składowe siły skrawania opisane są zależnościami:

$$F_t(\varphi) = K_{tc}A(\varphi) + K_{te}b \quad (6.3)$$

$$F_r(\varphi) = K_{rc}A(\varphi) + K_{re}b$$

$$F_a(\varphi) = K_{ac}A(\varphi) + K_{ae}b$$

gdzie:

$K_{tc}$ ,  $K_{rc}$ ,  $K_{ac}$  – współczynniki oporu właściwego skrawania dla modelu liniowego, odpowiednio na kierunku stycznym, promieniowym oraz osiowym, zależne od pola przekroju warstwy skrawanej  $A(\varphi)$  [ $N/mm^2$ ],

$K_{te}$ ,  $K_{re}$ ,  $K_{ae}$  – współczynniki oporu właściwego skrawania zależne od czynnej długości krawędzi skrawającej  $b$  [ $N/mm$ ].

Pole przekroju warstwy skrawanej  $A(\varphi)$  opisane jest zależnością:

$$A(\varphi) = a_p f_z \sin(\varphi) \quad (6.4)$$

gdzie:

$h$  – grubość warstwy skrawanej,

$b$  – szerokością warstwy skrawanej,

$a_p$  – głębokość skrawania,

$B$  – szerokość skrawania,

$z_f$  – posuw na ostrze,

$\varphi$  – chwilowy kąt położenia ostrza.

Składowe siły skrawania w układzie narzędzia: posuwową ( $F_x$ ), poprzeczną ( $F_y$ ) oraz osiową ( $F_z$ ), można wyznaczyć z zależności geometrycznych, rozpatrując chwilowe położenie ostrza skrawającego

$$\mathbf{F}_N = {}^N_0\Theta \mathbf{F}_O \quad (6.5)$$

gdzie:

$\mathbf{F}_N$  - wektor chwilowej siły skrawania w układzie narzędzia ( $\mathbf{F}_N = \text{col}\{F_x, F_y, F_z\}$ ),

$\mathbf{F}_O$  - wektor chwilowej siły skrawania działającej na ostrze frezu w układzie ostrza ( $\mathbf{F}_O = \text{col}\{F_t, F_r, F_a\}$ ), przy czym

$${}^N_0\Theta = \begin{bmatrix} -\cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

gdzie:

${}^N_0\Theta$  - macierz transformacji sił skrawania z układu ostrza (O) do układu narzędzia (N).

Wyrażenia na sumaryczną wartość siły posuwowej  $F_y$ , poprzecznej  $F_x$  oraz osiowej  $F_z$  można wówczas zapisać następująco:

$$F_x = \sum_{j=1}^n F_{xj}(\varphi_j), F_y = \sum_{j=1}^n F_{yj}(\varphi_j), F_z = \sum_{j=1}^n F_{zj}(\varphi_j) \quad (6.7)$$

przy czym

$$\varphi_j = \varphi + j\delta \quad (6.8)$$

gdzie:

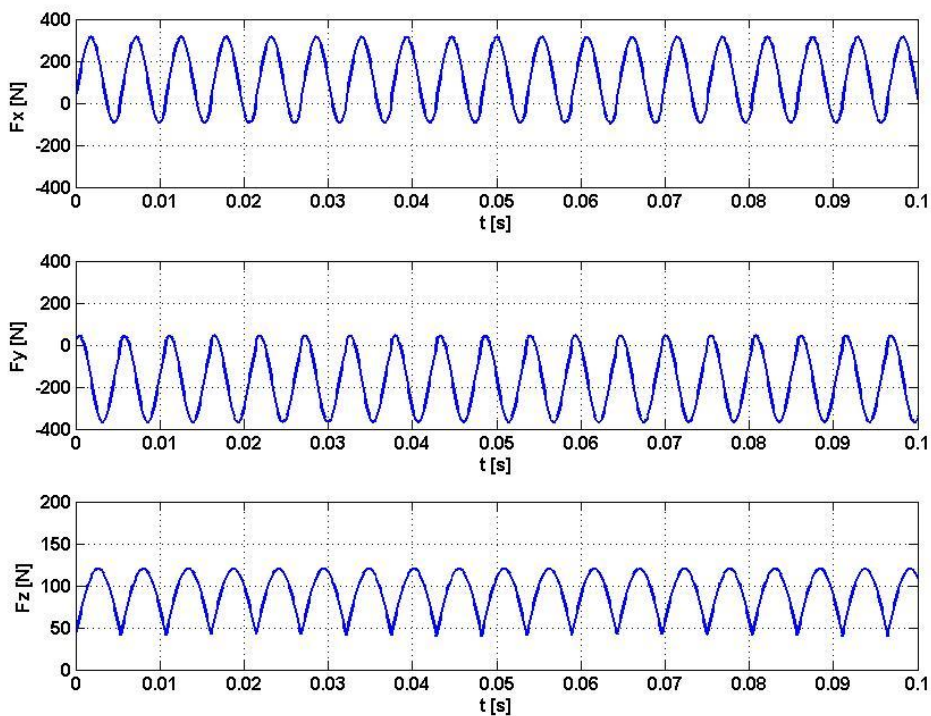
$j$  – numer pracującego ostrza,

$n$  – liczba ostrzy,

$\varphi_j$  – chwilowy kąt położenia  $j$ -tego ostrza,

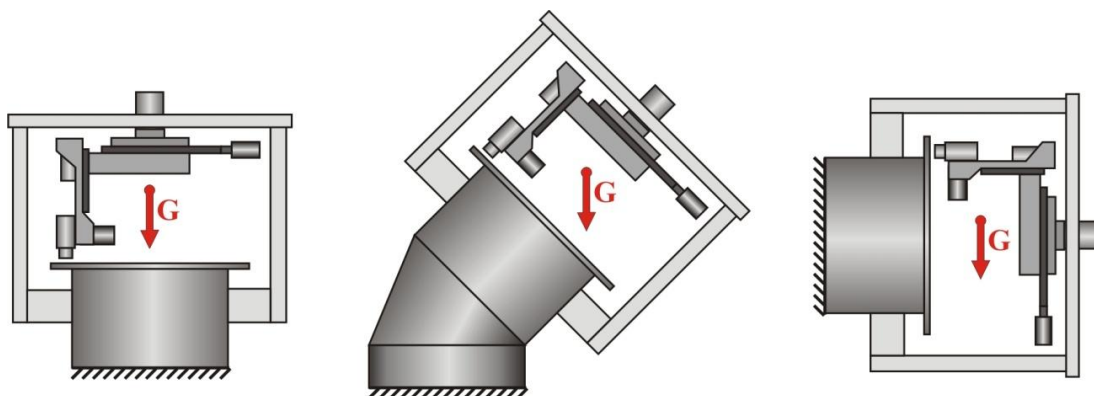
$\delta$  – podziałka kątowa ostrzy narzędzia.

Dla dobranej elektrowrzeciona obrabiarki przenośnej określono możliwe do użycia narzędzie skrawające w postaci freza palcowo-czołowego o maksymalnej średnicy trzpienia 16 mm. Obliczono wartości siły skrawania dla następujących warunków obróbki: frez palcowo-czołowy WNT C210.16.R.02, dwuostrzowego, o średnicy skrawania 15,8 mm, o maksymalnej prędkości obrotowej 40 000 obr/min, maksymalna głębokość skrawania  $a_p = 10$  mm, materiał skrawany - stal [158] (rys. 6.8). Dla dobranych płytek WNT APKT 1003 PDSR-29M CWN31, z ograniczeniem prędkości skrawania do 280 m/min i posuwu na ostrze 0,08 mm, obliczono zalecaną prędkość obrotową narzędzia wynoszącą 5 600 obr/min [158].



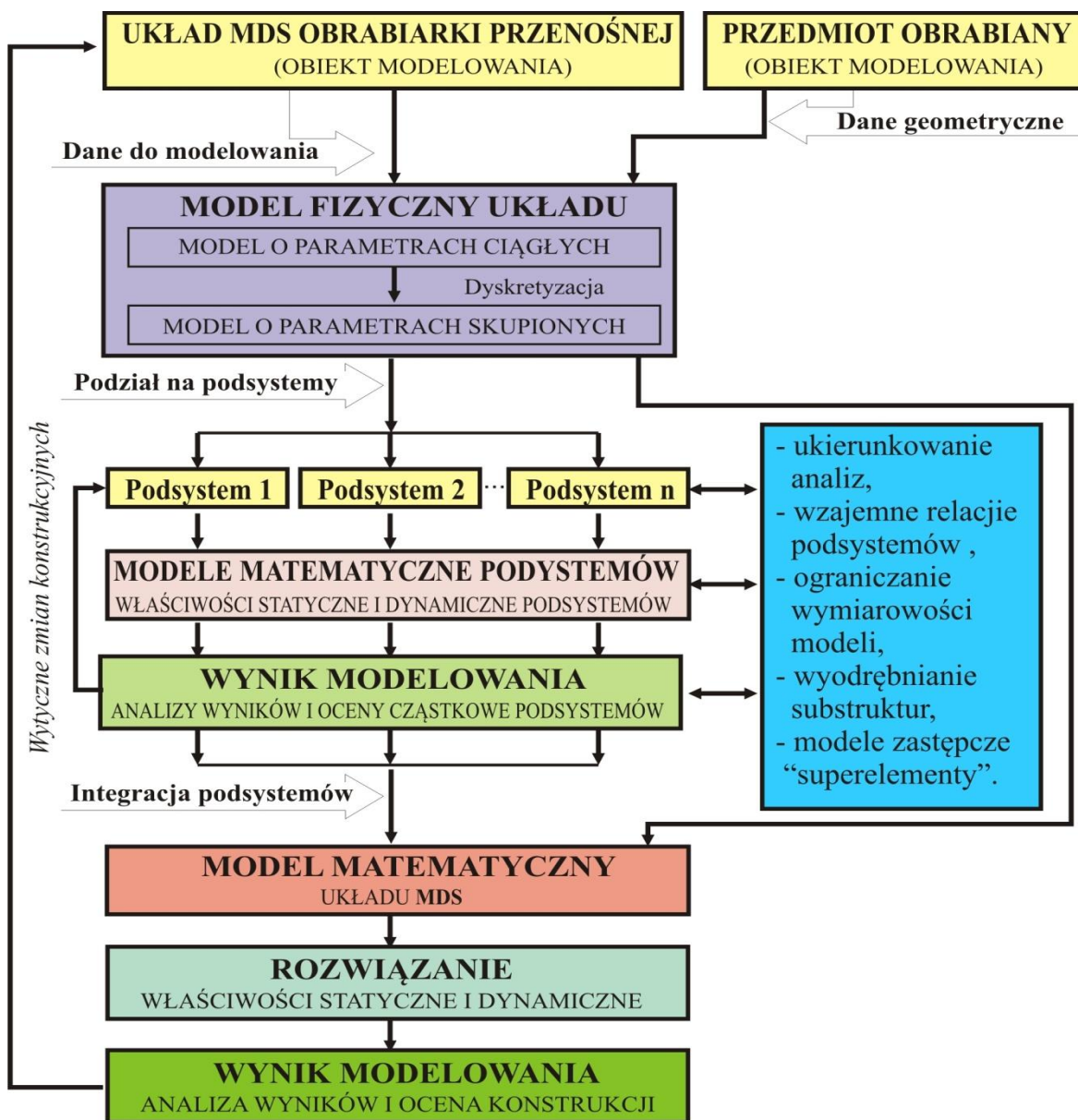
Rys. 6. 8. Przebiegi składowych modelu liniowego sił skrawania ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ) dla narzędzia C210.16.R.02 (parametry obróbkowe:  $a_p = 1$  mm;  $n = 5\ 600$  obr/min;  $B = 15,8$  mm;  $f_z = 0,08$  mm/ostrze)

Siły ciężkości poszczególnych elementów konstrukcyjnych zależą od zdefiniowania kierunku grawitacji w modelu. Modelowanie układów zarówno w systemach CAD jak i MES umożliwia bezpośrednie skorzystanie z informacji o położeniach środków ciężkości, wyznaczanych praktycznie automatycznie w każdej fazie kreowania postaci geometrycznej modelu. trójwymiarowego przy użyciu modelowania techniką bryłową (rys. 6.9).



Rys. 6. 9. Zmienność obciążeń w modelu pochodzących od sił ciężkości w zależności od zdefiniowanej pozycji pracy

Ogólną strukturę modelowania układu masowo dyssypacyjno sprężystego obrabiarki przenośnej wraz z systemem mocowania oraz przedmiotu obrabianego przedstawiono na rysunku 6.10.



Rys. 6. 10. Struktura metody modelowania układu MDS obrabiarki przenośnej wraz z systemem mocowania oraz przedmiotem obrabianym (na podstawie [96] )

Matematyczny model rozumiany jest tu jako zbiór informacji o właściwościach modelu układu MDS wyrażony w postaci zapisu matematycznego, a modelowanie matematyczne jako przebieg tworzenia sformalizowanego opisu tych właściwości, ograniczonych do zbioru właściwości wykazywanych przez model fizyczny. Oznacza to, że model fizyczny determinuje postać modelu matematycznego, a zarazem model matematyczny powinien jednoznacznie odpowiadać modelowi fizycznemu.

Danymi do modelowania układu MDS obrabiarki przerośnej wraz z systemem mocowania oraz przedmiotem obrabianym są:

- geometria przedmiotu obrabianego, rodzaj operacji technologicznych, dostępna przestrzeń dla instalacji i pracy obrabiarki przerośnej,
- wymiary opisujące geometrię elementów korpusowych i połączeń prowadnicowych (z uwzględnieniem ich rozmieszczenia w przestrzeni konstrukcji),
- rodzaje połączeń stykowych występujących w układzie: prowadnicowe (ślizgowe, toczne, hydrostatyczne, aerostatyczne lub kombinowane), stałe (przylgowe złącza śrubowe),
- charakterystyki podatności i tarcia stykowego,
- stałe materiałowe elementów konstrukcyjnych,
- sztywności zastępcze mechanizmów napędu posuwów,
- właściwości materiałowe,
- obciążenia układu siłami skrawania oraz siłami układu nośnego i przedmiotu obrabianego.

Do zbioru wyników modelowania i obliczeń zalicza się:

- odkształcenia przedmiotu obrabianego,
- odkształcenia elementów układu nośnego,
- obciążenia układów prowadnicowych,
- obciążenia mechanizmów napędu ruchów posuwowych,
- przemieszczenia podzespołów MDS,
- postaci drgań konstrukcji,
- lista częstotliwości rezonansowych.

## 6.2. Projekt i ocena właściwości statycznych i dynamicznych układu nośnego obrabiarki przenośnej

W postaci konstrukcyjnej obrabiarki przenośnej pod pojęciem układu nośnego należy rozumieć dwa główne podzespoły obrabiarki, a mianowicie układ roboczy obrabiarki, którego topologia została już wyznaczona w postaci SG-R, oraz część montażową, umożliwiającą instalację obrabiarki na przedmiocie obrabianym wraz z nim samym. Tak więc w ramach dokonywanych analiz układu nośnego obrabiarki przenośnej, należy także przeprowadzić ocenę właściwości statycznych i dynamicznych przedmiotu obrabianego, będącego stałym elementem układu OUPN. Co istotne, można jedynie dokonać oceny tych właściwości, lecz w żaden sposób projektant nie powinien ingerować w konstrukcję przedmiotu poddawanego obróbce. Jest to główna z zasad projektowania obrabiarek przenośnych, to ich konstrukcja ma zapewnić stabilną obróbkę, przedmiot obrabiany można określić jednym z niezmiennych danych wejściowych przyjętych w projekcie.

Poszukiwanie najkorzystniejszego rozwiązania konstrukcyjnego układu nośnego obrabiarki przenośnej zaczyna się od analizy rozważanej już wcześniej postaci struktury geometryczno ruchowej (por pkt. 5.4), czyli topologii obrabiarki (rozmieszczenie par kinematycznych). Drugim etapem jest określenie ogólnie pojętej geometrii projektowanych par kinematycznych. Poczynając od ustalenia wymiarów gabarytowych maszyny, określenia zakresów ruchów posuwowych i obrotowych par kinematycznych, przez wskazanie wymaganej geometrii stref współpracy, montażu projektowanych fragmentów konstrukcji z elementami gotowymi (np. silniki, sprzęgła, prowadnice, łożyska), kończąc na najbardziej szczegółowych opisach geometrii dotyczących projektowanych podzespołów układu nośnego, których finalny zapis widnieje w postaci dokumentacji konstrukcyjnej.

Celem każdego projektu jest w końcowym etapie uzyskanie rozwiązania konstrukcyjnego spełniającego przyjęte założenia. W tym celu określa się kryteria konstrukcyjne (por. pkt. 5.2) oraz sposoby ich weryfikacji. Obrabiarki skrawające do metali, oprócz kryteriów użytkowych, bardzo istotnych dla obrabiarek przenośnych, świadczących o ich indywidualnej specjalizacji w zakresie realizowanych przez nie operacji technologicznych, muszą spełnić podstawowe kryterium działania – *stabilność procesu obróbki*. W trakcie projektowania niezbędna informacja potrzebna do przeprowadzenia analizy stabilności jest dostępna praktycznie jedynie w jego końcowej fazie. Uwzględnienie w modelu informacji

o projektowanej obrabiarce przenośnej tzn. topologii, geometrii układu, użytych materiałów konstrukcyjnych, rozkładów mas, bezwładności elementów, sztywności połączeń, nośności podzespołów, występujących obciążeń siłowych itd., o właściwościach statycznych i dynamicznych przedmiotu obrabianego, a także o występujących obciążeniach wynikających z procesu skrawania, daje możliwość obliczeniowej weryfikacji konstrukcji ze względu na kryterium stabilności obróbki. Każdy model ma jednak pewne uproszczenia, tak więc można spodziewać się niepewności wyników dokonywanych obliczeń, stąd postuluje się ostateczną doświadczalną weryfikację kryterium stabilności w ramach badań prototypu. Weryfikacja doświadczalna na realnym obiekcie w postaci wykonanego prototypu nie nastrocza większych trudności i polega na przeprowadzeniu testów ToolTip [19], oraz wyznaczeniu próbami pracą zbioru granicznych parametrów stabilnej obróbki (krzywych workowych) [44,79].

Projektowanie obrabiarki przenośnej jako urządzenia mechatronicznego, powinno skłaniać projektanta do zastosowania sprawdzonych rozwiązań tzn. gotowych modułów konstrukcyjnych występujących handlowo. Przykładem mogą być zintegrowane węzły łożyskowe, układy prowadnicowe, moduły napędowe, wrzeciona, elektrowrzeciona, systemy zasilania i sterowania, itp.. Technika ta z powodzeniem stosowana jest przez projektantów nowoczesnych obrabiarek CNC, robotów, manipulatorów, a więc i w tym wypadku wydaje się być racjonalnym podejściem. Już na wczesnych etapach projektu można pozyskać od producentów modułowych podzespołów wybrane informacje o ich właściwościach. Standartowo oprócz informacji o masach i geometrii dobieranych elementów, można uzyskać inne istotne dane. Na przykład przy doborze węzłów łożyskowych oraz tocznych układów prowadnicowych posłużyć się można danymi o ich nośnościach (statycznych  $C_0$  i dynamicznych  $C$ ). Dla układów napędu posuwu np. w postaci śruby tocznej z nakrętką oraz dla sprzęgieł producenci udostępniają informacje o sztywności takich podzespołów. Gotowe wrzeciona bądź elektrowrzeciona są ukierunkowane konstrukcyjnie na rodzaj i parametry obróbki skrawaniem oraz na typy narzędzi skrawających (rodzaj mocowania narzędzia). Jest oczywiste, że ilość i jakość tych informacji jest niewystarczająca do przeprowadzenia rzetelnych obliczeń projektowych.

Szczególnie dotyczy to określenia sztywności statycznej i dynamicznej projektowanego układu. Niemniej choć fragmentaryczne, są one bardzo użyteczne w początkowych fazach procesu formowania postaci konstrukcyjnej projektowanej obrabiarki.

Bezspornym jest fakt, że nie ma możliwości zbudowania obrabiarki przenośnej do metali z użyciem jedynie elementów dostępnych handlowo. Część układu nośnego maszyny

w postaci elementów korpusowych jest praktycznie zawsze projektowana indywidualnie dla potrzeb danego przypadku.

Sparametryzowane modele zbudowane w konwencji metody elementów skończonych umożliwiają przeprowadzenie tzw. optymalizacji parametrycznej. Rozumie się przez to rozwiązanie zadania z ograniczeniami, w których zmiennymi decyzyjnymi są parametry geometryczne i/lub materiałowe (np. gęstość, moduł Younga, tłumienie). Dla przykładu w ramach projektowania żeber w korpusie określać mogą np. grubość, szerokość, wysokość, ale także położenie i ich liczbę. Optymalizacja ta ma za zadanie racjonalne rozmieszczenie materiału, co prowadzi do wyznaczenia optymalnego kształtu elementu, uzyskując przy tym założone właściwości np. sztywności statycznej, częstotliwości i postaci drgań własnych itp.

Stosowanie metody projektowania współbieżnego (równoległego) wymaga, aby prace nad wszystkimi elementami projektu odbywały się praktycznie w tym samym czasie. Aby umożliwić równoległe prowadzenie prac, należy podzielić projekt na wyodrębnione fragmenty, charakteryzujące się odmiennością prowadzonych zadań i towarzyszących im analiz projektowych. Ogólnie pojęte efektywne wykorzystanie zasobów ludzkich ma tu ogromne znaczenie. Zadania powinny być rozdzielane zgodnie z kwalifikacjami wykonawców tzn., np. nie jest wskazane wykonywanie rozpoznania ochrony patentowej projektowanej konstrukcji przez specjalistę z zakresu technik MES.

### **6.2.1. Model MDS obrabiarki przenośnej**

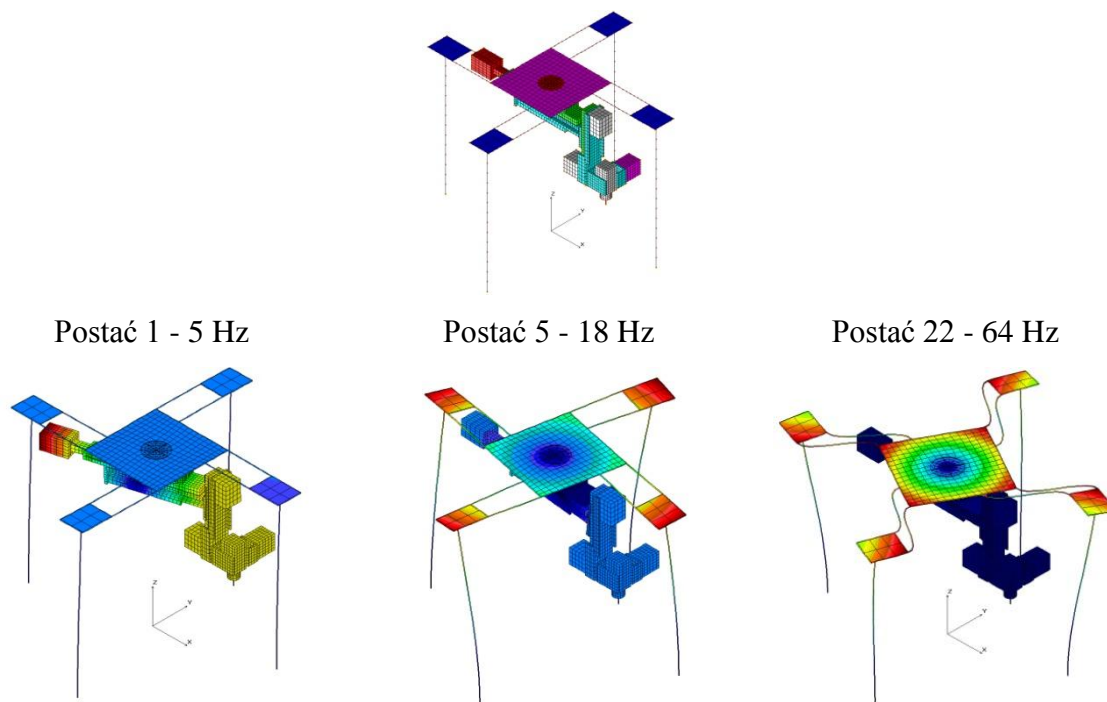
Modelowanie układu MDS obrabiarki przenośnej powinna rozpocząć faza budowy jej sparametryzowanego, uproszczonego modelu trójwymiarowego CAD. Etap ten bazować powinien na podstawie informacji o postaci SG-R oraz wymaganych ograniczeniach geometrycznych (gabaryty zewnętrzne, zakresy ruchów posuwowych poszczególnych osi). Istotne na tym etapie jest zdefiniowanie które z elementów wchodzących w skład konstrukcji będą projektowane, a które jedynie dobierane. Przyjmuje się założenie, że przedmiot obrabiany jest niezmienny i nie ma w tym przypadku potrzeby parametryzacji jego modelu. Określenie elementów dobieranych wpływa na parametry modelu tzn. na możliwość ich stopniowania zgodnie z występującymi katalogowo typoszeregami. Uproszcza do proces dochodzenia do rozwiązania optymalnego, istotnie ograniczając liczbę zmiennych. Jako przykładem można posłużyć się procedurą doboru wrzeczona, gdzie istnieją korelacje pomiędzy jego mocą, prędkością obrotową, gabarytami, systemie montażu, masą itp. Dane te występują w postaci zestawień tabelarycznych



typoszeregów handlowo dostępnych wrzecion. W podobnej postaci zestawienia parametrów użytkowych dobieranych elementów można znaleźć dla skatalogowanych tocznych układów prowadnicowych, przekładni śrubowo-tocznych, łożysk, elementów złącznych, silników itd. Uogólniając, dane zamieszczane przez producentów umożliwiają na poprawny dobór ich podzespołów, zapewniają ich prawidłowe funkcjonowanie, lecz nie gwarantują skutecznego przeprowadzenia procesu projektowania całego urządzenia. Katalogi elementów mechanicznych (łożysk, prowadnic tocznych itp.) nie zawierają informacji np. o sztywności, tłumieniu dobieranych elementów, co jest istotne m.in. w fazie wyznaczenia właściwości dynamicznych układu MDS (np. wibrostabilności). Elementy projektowane (np. korpusy), których finalna postać geometryczna nie jest jeszcze znana, w początkowych fazach do modelowania można przyjąć jako prymitywy geometryczne o sparametryzowanej geometrii lub właściwościach materiałowych [10].

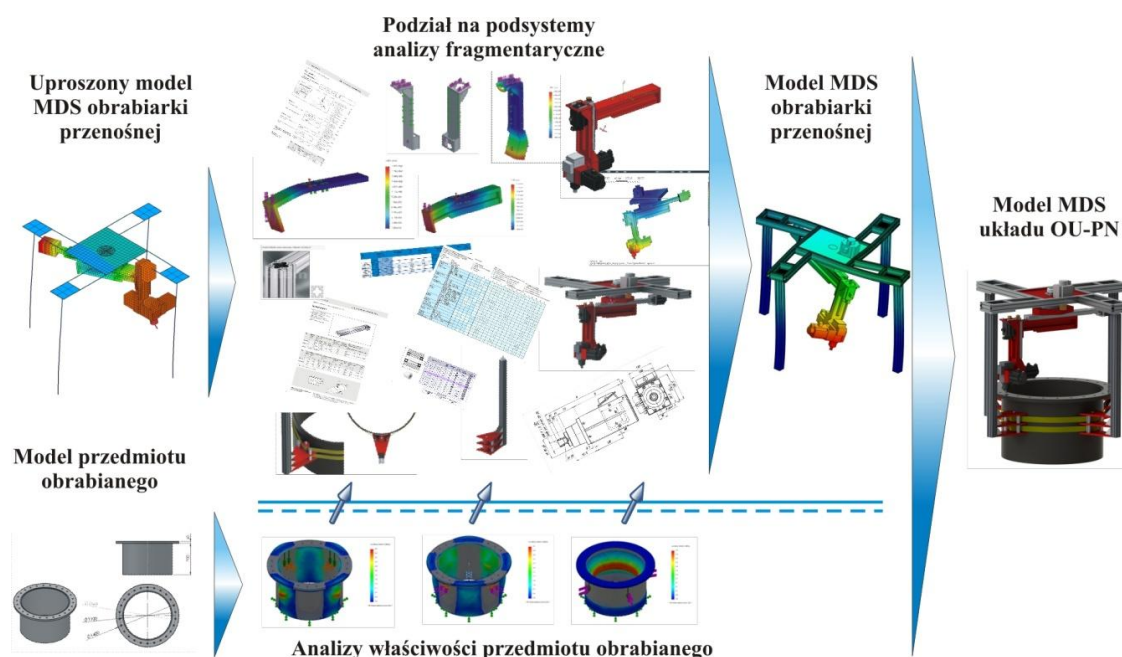
Następnie dla wstępnie przyjętych oddziaływań siłowych występujących w układzie PO-OP (siły skrawania, obciążenia od sił grawitacyjnych, obciążenia dynamiczne – przemieszczających się mas, siły generowane w systemie mocowania), realizuje się sesje obliczeniowe z uzmiennianiem parametrów w modelu, poszukując rozwiązania optymalnego zaczynając od analiz statycznych. Jako funkcje celu w prowadzonych analizach najczęściej przyjmuje się minimalizację względnego przemieszczenia końcówki narzędzia względem powierzchni obrabianej, przy ograniczeniach związanych z wartością dopuszczalnych naprężeń, odkształceń, nośności elementów katalogowych. Dla obrabiarek skrawających istotnymi parametrami są częstotliwości rezonansowe i związane z nimi postacie drgań. Frezowanie generuje zazwyczaj obciążenie w postaci siły okresowej o określonej częstotliwości podstawowej - związanej z prędkością obrotową narzędzia i ilością ostrzy narzędzia [43,44,47,77]. Traktuje się ją jako wymuszenie harmoniczne i sprawdza czy projektowany układ jest "odporny" na ten rodzaj występującego wymuszenia siłowego tzn. czy nie występują nadmierne drgania wymuszone na wybranym kierunku, mogące negatywnie wpływać na efekt prowadzonej obróbki skrawaniem.

Przykłady przeprowadzonych analiz wstępnych sparametryzowanego modelu obrabiarki przenośnej pokazano na rysunku 6.11.



Rys. 6. 11. Sparametryzowany model MDS obrabiarki przenośnej - wybrane postaci drgań własnych

Następnie dokonuje się podziału modelu, polegającego na wyodrębnieniu podukładów konstrukcyjnych. Wykorzystuje się w tym celu naturalny podział rozważanej konstrukcji, na układy realizujące różne funkcje. Powstaje zatem kilka charakterystycznych struktur dla których dokonuje się modelowania tj. system mocowania, układ prowadnicowy, układy napędowe, układy korpusowe oraz wrzeciono z napędem. Technika ta pozwala poprawnie wyodrębnić podstawowe układy, poprawnie zdefiniować dla nich warunki brzegowe oraz umożliwić przeprowadzenie projektowania współbieżnego wyodrębnionych podukładów. Przeprowadzenie szczegółowych analiz podzespołów układu MDS OP-PO służy wypracowaniu ich ostatecznej postaci konstrukcyjnej. Zaprojektowane podukłady powinny charakteryzować się zbliżonymi parametrami (np. sztywność, tłumienie, ciężar) do parametrów uzyskanych na drodze obliczeń ich zastępczych reprezentacji w sparametryzowanym modelu MDS obrabiarki przenośnej. Dopuszcza się nieznaczne odchyłki ich właściwości, lecz jak każdy proces projektowania, także i ten jest procesem iteracyjnym, a więc dla zmodyfikowanych parametrów należy dokonać ponownej analizy konstrukcji. Schemat prowadzenia działań zilustrowano na poniższym schemacie (rys. 6.12).



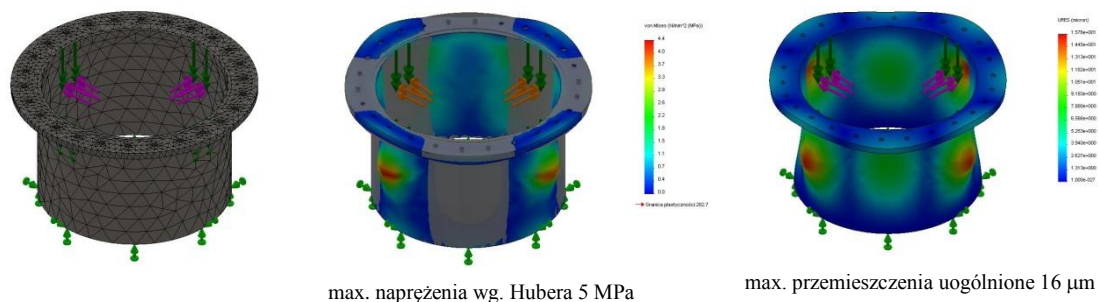
Rys. 6. 12. Szczegółowy schemat projektowania układu MDS OP-PO

### 6.2.2. Przedmiot Obrabiany

Określenie właściwości przedmiotu obrabianego, jego wpływu na układ MDS OP-PO, ma podstawowe znaczenie w procesie konstrukcyjnym obrabiarki przenośnej. Analizując oddziaływanie siłowe na przedmiot obrabiany, pochodzące od systemu mocowania obrabiarki, można ustalić ich graniczne, dopuszczalne wartości. Ujmując to najogólniej, należy określić maksymalne siły gwarantujące stabilność mocowania obrabiarki na przedmiocie, które nie będą istotnie wpływały na odkształcenia powierzchni obrabianych, a ponadto nie wywołają trwałych odkształceń przedmiotu w pozostałych miejscach. Odmiennym zagadnieniem jest wyznaczenie podatności statycznej i dynamicznej przedmiotu dla zastosowanego układu mocowania, jego wpływu na sztywność układu MDS OP-PO, jako jednego z głównych elementów wchodzących w skład łańcucha zamykającego układ siłowy. Dysponując na tym etapie precyzyjną geometrią przedmiotu obrabianego należy przeprowadzić symulacje z użyciem MES, analizującą wpływ różnych systemów mocowania na zachowania przedmiotu.

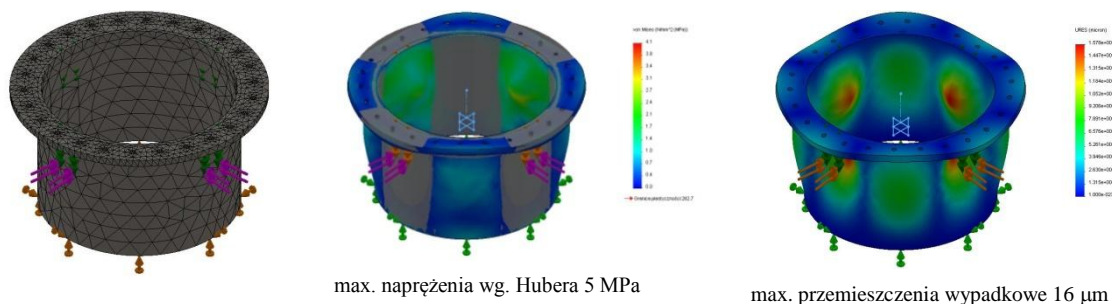
Dla przyjętego przypadku montażu bez ingerencji w przedmiot obrabiany, dla założonej dopuszczalnej wartości ciężaru obrabiarki przenośnej oraz braku możliwości mocowania na kołnierzu, pozostała możliwość skorzystania z powierzchni walcowej rury (wewnętrznej bądź zewnętrznej). Analizom poddano następujące dane konstrukcyjne:

- określenie siły utrzymującej obrabiarkę przenośną na przedmiocie obrabianym przy założeniach współczynnika tarcia (rodzaju materiałów na styku przedmiot-obrabiarka), wstępnego ciężaru obrabiarki,
- system mocowania na powierzchniach wewnętrznych - elementy rozporowe, ilość, siła generowana w pojedynczym elemencie, wielkość powierzchni kontaktu (rys. 6.13),



Rys. 6. 13. Przykład przeprowadzonej analizy odkształceń i naprężeń dla modelu PO pod wpływem działania układu mocowania typu rozporowego, złożonego z 4-ech elementów

- system mocowania na powierzchniach zewnętrznych - elementy ściskowe, ilość, siła generowana w pojedynczym elemencie, wielkość powierzchni kontaktu (rys. 6.14),



Rys. 6. 14. Przykład przeprowadzonej analizy odkształceń i naprężeń dla modelu PO pod wpływem działania układu mocowania typu ściskowego, złożonego z 4-ech elementów

Dodatkowo w przypadku mocowania inwazyjnego, należy indywidualnie określić wytrzymałości spoin dla elementów spawanych, wytrzymałości złączy śrubowych w przypadku elementów przykręcanych, z warunków na ścinanie bądź rozciąganie (w zależności od kierunku działania sił obciążających).

W wyniku przeprowadzonych obliczeń zarówno dla systemów mocowania na powierzchniach wewnętrznych jak i zewnętrznych uzyskano zadowalające wartości naprężeń zredukowanych wg. Hubera Missesa na poziomie ok. 5 MPa oraz maksymalne przemieszczenia na kołnierzu obrabianym o wartości zbliżonej dla obydwu przypadków ok. 7  $\mu\text{m}$  na kierunku osiowym. Wynika z tego że po przeprowadzeniu operacji

planowania kołnierza i zdemontowania obrabiarki możliwe jest powstanie błędu płaskości o wartości ok. 7  $\mu\text{m}$ , na skutek ponownego odkształcenia się przedmiotu obrabianego.

### 6.2.3. Wrzeciono narzędziowe

Przy wyborze wrzeciona należy zwrócić uwagę na dwa podstawowe parametry moc i prędkość obrotową. W parametrach wrzecion podawana jest zazwyczaj maksymalna prędkość obrotowa z jaką może obracać się zainstalowane w nim narzędzie. Zastosowanie falownika umożliwia zmianę tej prędkości w bardzo szerokim zakresie tzn. od wstrzymanego ruchu obrotowego wirnika wrzeciona do dopuszczalnej wartości maksymalnych obrotów. Obroty można regulować w pełnym zakresie, jednak należy pamiętać, że moc wrzeciona jest to iloczyn momentu i prędkości obrotowej, więc przy zachowaniu momentu, zmniejszając obroty o połowę moc również spada o połowę. Falowniki wektorowe umożliwiają płynne regulowanie obrotów od kilku obrotów na minutę do wartości maksymalnej wrzeciona. Stosowane w nich mogą być dwie podstawowe strategie sterowania wektorowego: sterowanie połowo-zorientowane FOC (*ang. Field Oriented Control*) oraz bezpośrednia regulacja momentu DTC (*ang. Direct Torque Control*) [90], lecz żadne z nich nie jest uprzywilejowane i nie posiada znacząco lepszych cech od drugiego, dlatego wybór rodzaju sterowania zależy w głównej mierze od rodzaju stosowanej automatyki sterującej.

Kolejnym parametrem brany pod uwagę przy doborze wrzeciona jest informacja o zastosowanym typie uchwytu narzędziowego, co wpływa na późniejszy dobór narzędzi skrawających - opravek narzędziowych.

Obecnie wyróżnia się 3 standardy stosowanych uchwytów narzędziowych:

- **ISO** norma DIN2080,
- **DIN** norma DIN69871,
- **BT** norma MAS 403-BT.

Standardowo przyjmuje się katalogowe dwie wielkości stożka 40, 50, oraz nie katalogowe rzadko stosowane 10, 20, 25, 30, 35, 45, 60.

Dodatkowo rozróżnia się rodzaje mocowań narzędzi (typy mocowania narzędzia):

- **ER** - oprawa pod tulejki DIN6499 (rozmiary: 11, 16, 20, 25, 32, 40),
- **WE** - oprawa do narzędzi z chwytem cylindrycznym WELDON,
- **d** - trzpień uniwersalny do głowic frezarskich,
- **MK** - tuleje redukcyjne Morse'a,

- **B** - trzpień ze stożkiem pod uchwyty wiertarskie.

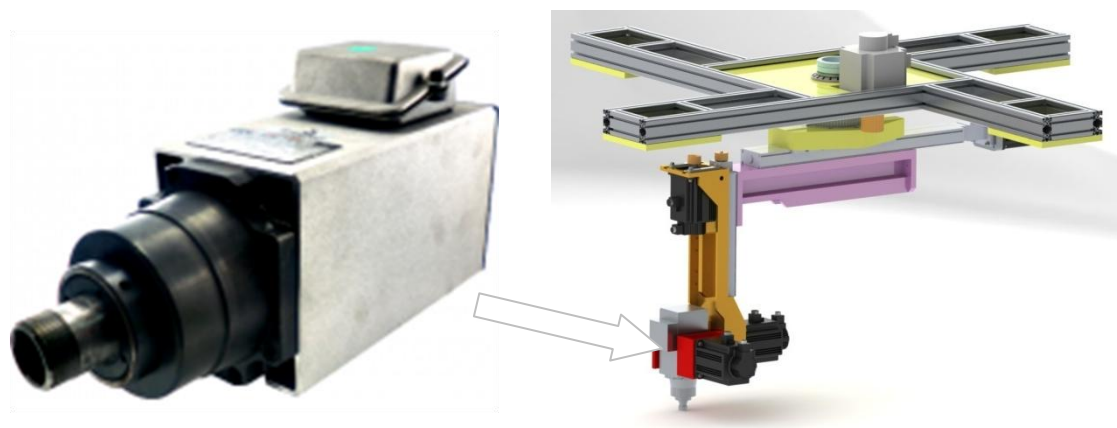


Rys. 6. 15. Uchwyty narzędziowe [138]

W celu minimalizacji masy przy zachowaniu parametrów roboczych zamiast stosowania rozwiązania typu tandem, czyli wrzeciono wraz z układem napędowym w postaci silnika, obecnie stosuje się elektrowrzeciona. Jest to zintegrowane wrzeciono z silnikiem elektrycznym, gdzie wał silnika jest zarazem wałem wrzeciona. Prędkości obrotowe elektrowrzecion dostępnych handlowo wynoszą odpowiednio: 12 000, 15 000, 18 000, 24 000, 40 000 obr/min. Należy zwrócić dodatkowo uwagę, że im większa moc elektrowrzeciona tym najczęściej większe średnice łożysk, a łożyska te są powodem ograniczania prędkości obrotowej elektrowrzeciona. Im większa średnica łożyska, tym z większą siłą odśrodkową kulki naciskają na bieżnię zewnętrznego pierścienia łożyska, a tym samym wydziela się więcej ciepła. Jedną z metod zmniejszenia tego efektu jest zastosowanie dużo lżejszych kulek ceramicznych. Dlatego też elektrowrzeciona o prędkościach 40 000 obr/min produkowane są najczęściej tylko w niewielkich zakresach mocy. Stosowanie elektrowrzecion o wysokich prędkościach obrotowych jest uzasadnione, np. przez obróbkę HSC (*ang. High Speed Cutting*). Ponadto ze względu na ograniczenie masy obrabiarki przenośnej sugeruje się stosowanie elektrowrzecion o ograniczonej mocy do ok. 7 kW (występują wersje o mocy sięgającej 16 kW), wówczas masa nie powinna przekroczyć 25 kg. Istnieje grupa wyspecjalizowanych producentów kompaktowych elektrowrzecion, przygotowanych pod zabudowę, są to m.in.: ELTE [155], UKF [156], HSD [137]. Stosowane systemy łożyskowania aerostaticznego i aerodynamicznego dla elektrowrzecion o mocy do 16 kW nie znajdują tu zastosowania z powodu zabudowy dodatkowych układów na maszynie, które zwiększają jej masę własną. Elektrowrzeciona o podwyższonych mocach tzn. od 5 kW mogą być wyposażane w systemy chłodzenia pneumatycznego lub hydraulicznego, w celu uniknięcia odkształceń cieplnych wału elektrowrzeciona, skutkujących pogorszeniem ich dokładności. Ponadto elektrowrzeciona

mogą być przystosowane do ręcznego lub automatycznego systemu wymiany narzędzi. Dla obrabiarek przenośnych nie zaleca się systemu automatycznej wymiany narzędzi, ponieważ ponowne zwiększa to masę obrabiarki. Z drugiej strony, jako obrabiarka specjalizowana jest ona przystosowana do ograniczonej liczby operacji technologicznych, a więc ma silnie ograniczoną paletę stosowanych narzędzi. Ponadto czasy prowadzonych operacji są niewspółmiernie większe od czasów potrzebnych na przebrojenie maszyny, dlatego też automatyzację wymiany narzędzi można pominąć.

Przy doborze wrzeciona uwagę należy zwrócić na moc i prędkość obrotową, a tym samym na uzyskiwany moment obrotowy. Należy uwzględnić przede wszystkim parametry narzędzi skrawających jakie zostały wytypowane do prowadzenia operacji technologicznych na przedmiocie obrabianym. Dla rozpatrywanego przypadku przy wytypowanych już narzędziach skrawających dobrano elektrowrzeciono firmy ELTE TMPE4 10/2. Jest ono przystosowane do ręcznej wymiany narzędzi, mocowanie narzędzia następuje przez końcówkę ER25, przybliżona masa elektrowrzeciona to 12 kg, moc 3 kW, prędkość obrotowa do 18 000 obr/min., przystosowane jest do obróbki HSC.



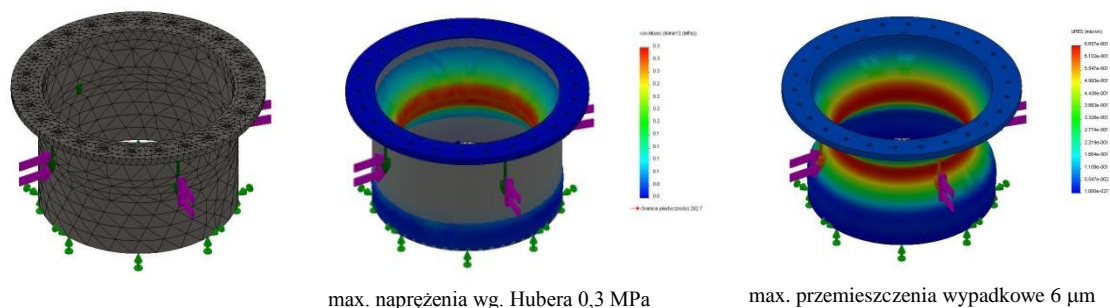
Rys. 6. 16. Elektrowrzeciono ELTE TMPE4 10/2 [155]

#### 6.2.4. System mocowania

Ścisła korelacja pomiędzy przedmiotem obrabianym, a systemem mocowania jest widoczna już w trakcie analiz właściwości samego przedmiotu obrabianego, co ponownie dowodzi konieczności prowadzenia analiz współbieżnych. System mocowania oprócz samego faktu mocowania maszyny, ma zapewnić przede wszystkim możliwość skutecznego i ergonomicznego przeprowadzenia tej czynności. Najistotniejsze cechy tych systemów oraz ich ograniczenia zostały opisane w pkt. 2.3.2 i 5.3. Zaleca się, przeprowadzenie analiz rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych do tej pory oraz możliwości związanych z rozwiązaniami patentowymi takich konstrukcji. Ponadto zaleca

się uwzględnienie możliwości łatwej adaptacji projektowanego systemu mocowania do innych rodzajów przedmiotów, bądź też obrabiarek. Służyć to będzie wówczas rozwojowi systemu modułowego, tym samym ograniczając koszty kolejnych projektów.

W analizowanym przykładzie obrabiarki przenośnej do kołnierzy poczyniono założenie, że nowoprojektowany układ mocowania powinien zapewnić możliwość montażu obrabiarki na zróżnicowanych powierzchniach przedmiotu obrabianego, zarówno pod względem jakości (np. chropowatość) jak i geometrii (np. typoszereg wielkości, niedokładność kształtu). Przy tak zmiennych warunkach powinien umożliwić pewne zamocowanie i ustalenie pary OP-PO (Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany). Oddziaływania siłowe systemu mocowania na przedmiot obrabiany, pochodzą z wcześniej przedstawionych analiz PO. Zaprojektowany układ poddaje się analizom jak w poprzednim przypadku, czyli model CAD układu PO – system mocowania poddaje się dyskretyzacji na elementy skończone zgodnie z wymaganiami MES. Wyznacza się wartości przemieszczeń, odkształceń i naprężeń występujących w obiektach, w razie przekroczenia ustalonych dopuszczalnych wartości, podejmuje się decyzję o ewentualnych modyfikacjach (rys. 6.17).



Rys. 6. 17. Model PO i wyniki analiz przy innowacyjnym sposobie mocowania

Na rysunku 6.18 przedstawiono wyniki obliczeń z zastosowaniem bezinwazyjnego systemu mocowania obrabiarki przenośnej wykorzystujący w swojej konstrukcji zestaw pasów naciągowych oraz system rolek zainstalowany w łapach oporowych. Z uwagi na innowacyjność zastosowanego układu mocowania stał się on przedmiotem zgłoszenia patentowego P.403066. Uzyskano dla tych samych warunków obciążenia przedmiotu obrabianego znaczący spadek przemieszczeń oraz widoczną ich równomierność, na całej powierzchni kołnierza obrabianego. Wartość uzyskanych przemieszczeń nie przekraczała 1 µm na kierunku osiowym, co jest istotną cechą zastosowanego systemu mocowania, na tle wyników obliczeń obecnie stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych systemów mocowania przedstawionych na rysunku 6.13 oraz 6.14.





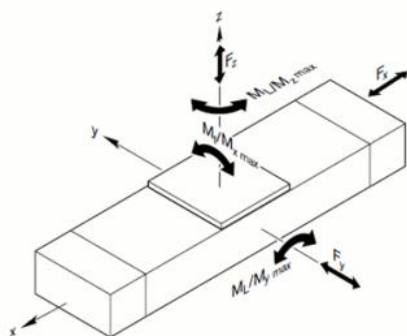
Rys. 6. 18. Widok obrabiarka przenośnej zamocowanej na przedmiocie obrabianym z użyciem bezinwazyjnego systemu montażu

### 6.2.5. Układy prowadnicowe i napędowe

W konstrukcjach nowoczesnych układów prowadnicowych stosuje się obecnie gotowe podzespoły w postaci profilowanych szyn (prowadnic) po których przemieszczają się wózki toczne (prowadniki). Są one łączone z elementami korpusowymi za pomocą złączy śrubowych. Układy takie charakteryzują się przede wszystkim bardzo wysoką sprawnością sięgającą ponad 95%, wysokimi nośnościami, szerokim spektrum możliwych zastosowań. Jako elementy napędowe w obrabiarkach zmieniających ruch obrotowy silnika na ruch posuwowy napędzanego układu stosuje się przede wszystkim przekładnie śrubowo-toczne, o porównywalnej sprawności. Wadą obydwu rozwiązań konstrukcyjnych jest bardzo niski współczynnik tłumienia, objawiający się rezonansami w zakresie wysokich częstotliwości. W celu skrócenia czasu poświęconego projektowaniu i wytwarzaniu (jedno z założeń projektowania w ujęciu mechatronicznym), sugeruje się wkomponowywanie w projektowane układy konstrukcyjne gotowych, kompaktowych podzespołów. Analizując światowe trendy w budowie obrabiarek oraz odnosząc się do asortymentu gotowych rozwiązań w tzw. technice przemieszczeń liniowych oferowanych przez jej producentów [151÷154,159], takie podejście wydaje się zasadne. Wówczas, w takim przypadku istnieje możliwość doboru kompletnego, kompaktowego podzespołu napędowego, w którym w jednej obudowie znajduje się elementarny układ prowadnicowy, przekładnia śrubowo-toczna, jej węzły łożyskowe oraz wyprowadzone przyłącze do silnika napędowego. Obrabiarka przenośna powinna spełniać określone założenia konstrukcyjne. Podczas wstępnej fazy projektowej jednym z głównych wymagań jest zapewnienie dokładności wymiarowo-kształtowej obrabianych powierzchni PO. Znajduje to odzwierciedlenie m.in. w parametrach charakteryzujących dobierane układy i podzespoły techniki przemieszczeń liniowych, m.in. dopuszczalne wartości błędów realizowanych w trakcie zamiany ruchu

obrotowego na posuwowy w przekładniach śrubowych np. w postaci cyklicznego błędu śruby pociągowej (*ang. cyclic pitch error*), dopuszczalne błędy wykonania szyn, zapewnienie ich poprawności montażu. Dobierany układ powinien także cechować się odpowiednią nośnością przy jednoczesnym zachowaniu kompaktowych wymiarów i małej masy.

Na przykładzie napędu kompaktowego firmy Bosch-Rexroth [151], pokazano przykładowe dane wymagane przez producenta i uwzględniane w fazie doboru kompaktowego modułu napędu liniowego (rys. 6.19). Ekwiwalentne obciążenie zastępcze wyznacza się ze wzoru.



Rys. 6. 19. Widok składowych obciążeń działających na kompaktowy moduł liniowy istotnych dla wyznaczenia obciążenia zastępczego  $F_{comb}$

$$F_{comb} = |F_y| + |F_z| + C \frac{|M_x|}{M_t} + C \frac{|M_y|}{M_L} + C \frac{|M_z|}{M_L} \quad (6.4)$$

gdzie:

$F_{comb}$  - ekwiwalentne obciążenia zastępcze [N],

$F_y$  - siła w kierunku osi y [N],

$F_z$  - siła w kierunku osi z [N],

C - nośność dynamiczna [N],

$M_x$  - moment wokół osi x [Nm],

$M_y$  - moment wokół osi y [Nm],

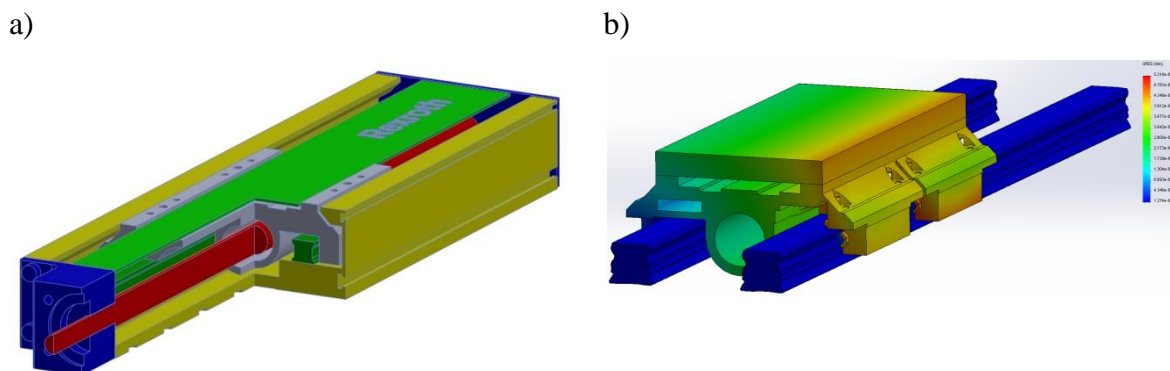
$M_z$  - moment wokół osi z [Nm],

$M_t$  - dopuszczalny moment wokół osi x [Nm],

$M_L$  - dopuszczalny moment wokół osi y [Nm].

Dysponując uproszczonym modelem geometrycznym obrabiarki, utworzonym na podstawie SG-R, oraz wstępnie oszacowanymi masami poszczególnych elementów wchodzących w skład konstrukcji, możliwe jest wstępne przeprowadzenie doboru tych podzespołów jedynie ze względu na nośność oraz dokładność pozycjonowania. Brak jest innych kryteriów doboru np. sztywności. Należy ponadto mieć na uwadze iteracyjność tego procesu, a więc konieczność kontrolowania zmiennych projektowych i ewentualną korektę przyjętych rozwiązań w trakcie realizacji kolejnych uszczegółwiających faz

projektu. Uzyskanie dodatkowych informacji istotnych dla projektanta w postaci wskaźników sztywności, częstotliwości rezonansowych, postaci drgań własnych jest możliwe dzięki przeprowadzeniu badań doświadczalnych takiego podzespołu, bądź zamodelowania go na podstawie danych geometrycznych zawartych w katalogach i przeprowadzenia obliczeń z użyciem MES w celu ich wyznaczenia (rys 6.20).



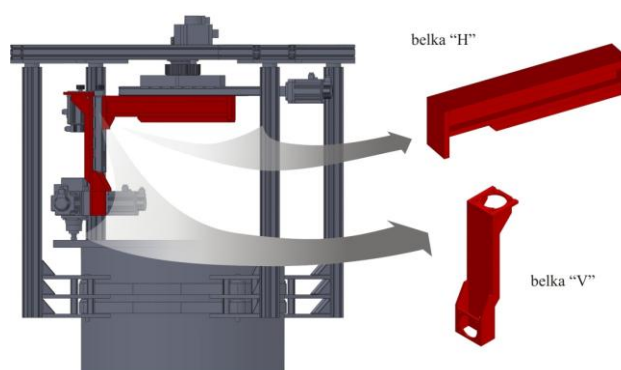
Rys. 6. 20. Widok modelu kompaktowego modułu napędu liniowego firmy Bosch-Rexroth typ eCKK 110 analizowanego z użyciem MES a) model CAD [151], b) obliczenia MES

### 6.2.6. Układy korpusowe

W obrabiarkach przenośnych w odróżnieniu od obrabiarek stacjonarnych, podstawowymi kryteriami ich oceny są sztywność i masa. Zmiennymi konstrukcyjnymi są właściwości materiałowe oraz geometria elementu. Analiz tego typu elementów o sparametryzowanej, zmiennej geometrii w trakcie prowadzenia obliczeń dokonuje się obecnie najefektywniej używając do modelowania systemów CAD, a do obliczeń systemów MES. Istotne jest na tym etapie projektowania określenie wzajemnych oddziaływań składowych podzespołów obrabiarki przenośnej. Należy określić sposoby ustalenia i mocowania analizowanych fragmentów konstrukcji i odpowiednio odebrać stopnie swobody w przygotowanym modelu. Należy także jak w poprzednim przypadku, uwzględnić oddziaływania siłowe, czyli obciążenie modelu siłami grawitacji, siłami z procesu skrawania oraz siłami bezwładności uwzględniającymi wstępnie założoną dynamikę napędów. Szczegółowość opisu warunków brzegowych istotnie wpływa na urealnienie wyników prowadzonych analiz.

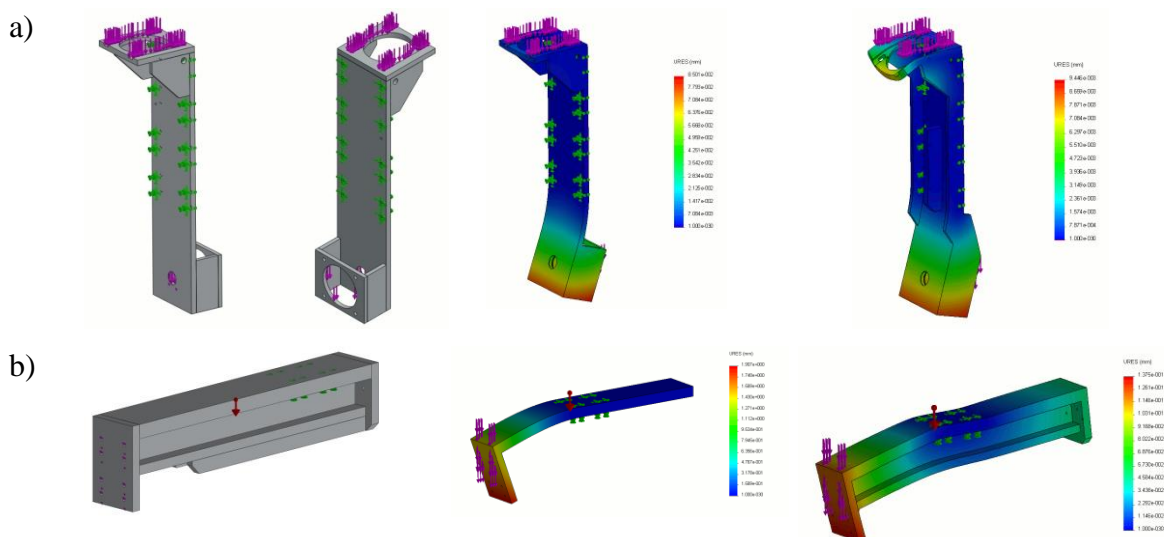
Przez początkową fazę analizy układu korpusowego rozumie się sytuację, w której konstruktor przygotowuje wstępną postać geometryczną korpusu. Na tym etapie określone są jedynie parametry geometryczne stref współpracy z pozostałymi elementami obrabiarki oraz ograniczenia technologiczne. Skuteczna i zarazem efektywna realizacja tego procesu jest zależna od doświadczenia konstruktora i odpowiedniego przygotowania

parametrycznego wstępnego modelu korpusu. Na rysunku 6.21 przedstawiano przykład takiego modelu utworzonego z dwóch głównych elementów nośnych obrabiarki przenośnej (traktowanych jako korpusy) - belki pionowej (V) i poziomej (H).



Rys. 6. 21. Widok modelu obrabiarki przenośnej z wyszczególnieniem belki pionowej "V" i poziomej "H"

Elementy nośne obrabiarki przenośnej powinny charakteryzować się dużą sztywnością przy małej masie. Efekt ten można uzyskać przez zaprojektowanie odpowiedniej postaci geometrycznej elementów układu korpusowego (sztywność postaciowa) oraz dobór odpowiednich właściwości materiału z którego będą (moduł Young'a). Analizowano odkształcenia belek począwszy od modelu o najprostszej postaci geometrycznej (zapewniającej jedynie główne wymiary gabarytowe oraz odpowiednio ukształtowane płaszczyzny służące współpracy z elementami dobieranymi) tzn. bez dodanych wzmocnień konstrukcyjnych. W kolejnych sekwencjach obliczeniowych, obserwowane miejsca o zwiększonych naprężeniach usztywniane były dodatkowymi elementami (żebami). Wymiary żeber, ich umiejscowienie, oprócz zdefiniowanych parametrów grubości i szerokości korpusów były kolejnymi parametrami modeli. Na niżej pokazanych rysunkach przedstawiono wyniki analiz obliczeniowych wykonanych dla obydwu belek (rys. 6.22). W wyniku wykonanych analiz obliczeniowych uzyskano elementy, o ponad dziesięciokrotnie większej sztywności i jedynie niespełna 1,5 razy większej masie w porównaniu do modeli początkowych.



Rys. 6. 22. Ilustracje wykonanych analiz obliczeniowych modeli belek korpusowych z użyciem metody MES: a) belka pionowa "V", belka pozioma "H"

### 6.2.7. Wibrostanilność układu MDS OP-PO

Występujące w układach mechanicznych drgania można podzielić na trzy główne grupy, ze względu na przyczynę ich powstawania:

- *drgania swobodne*, których przyczyną jest naruszenie stanu równowagi występującego w układzie mechanicznym spowodowane procesami przejściowymi. Takimi procesami mogą być rozruch , hamowanie, zmiana warunków obciążenia układu itp. Drgania te są drganiami tłumionymi, ponieważ w każdym układzie mechanicznym występują opory przeciwdziałające ruchowi, także drgającemu. Ich cechą charakterystyczną jest to, że po pewnym czasie zanikają całkowicie.
- *drgania wymuszone*, których przyczyną jest siła wymuszająca lub oddziaływanie kinematyczne powodujące generowanie takiej siły. Typowym ich przykładem są drgania powodowane niewyważeniem obrotowych części maszyn. Jako przykłady takich drgań w obrabiarkach skrawających można przywołać drgania powodowane przerywanym charakterem obróbki np. przy frezowaniu.
- *drgania samowzbudne*, których geneza wiąże się z pojęciem stabilności ruchu (stabilności dynamicznej, wibrostanilności). Najogólniej można opisać je w następujący sposób, jeżeli w układzie mechanicznym po przejściowym pobudzeniu nie zanikną drgania swobodne, a dodatkowo rozwiną się drgania, które nie zanikają mimo ustania przyczyny, to drgania te nazywa się samowzbudnymi.

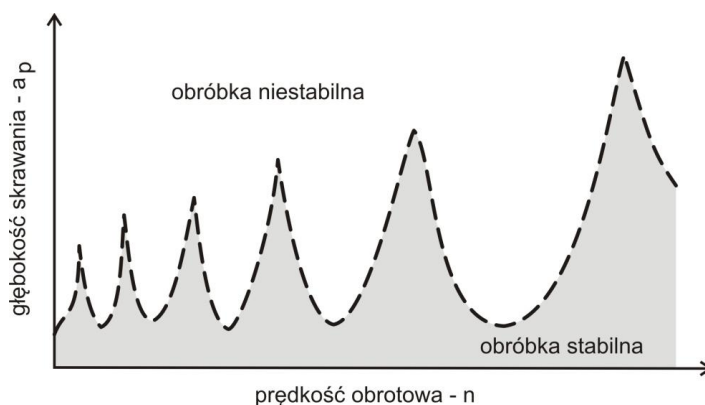
Drgania samowzbudne występują w układach mechanicznych dość często. Każdy układ mechaniczny może być potencjalnie niestabilny, pod warunkiem że zmienna siła, która

wywołuje jego drgania zależy od parametrów ruchu tego układu (przemieszczenia, prędkości). Nie jest to jednak warunek wystarczający aby w układzie rozwinęły się drgania samowzbudne. Zmienna siła zależna od parametrów ruchu musi wykonać taką dodatnią pracę, aby odpowiadająca jej energia była równoważna energii rozpraszanej wskutek istniejących w układzie oporów ruchu [28,46].

Pomiędzy układem MDS OP-PO i procesem roboczym (proces skrawania), który zachodzi w tym obiekcie, występuje związek przyczynowo-skutkowy. Siła (składowa siły skrawania) wywołująca ruch drgający zależy od parametrów tego ruchu i odwrotnie. Drgania rozpatrywanego układu MDS mogą powodować powstawanie na powierzchni skrawania nierówności w postaci fal. Fale te powodują w następnym przejściu ostrza zmienność w czasie parametrów skrawania (przede wszystkim grubość warstwy skrawanej –  $h$ ), od których zależy siła skrawania. Można jednak wyznaczyć obszary takich parametrów skrawania, w których układ jest wibrostabilny, gdzie po wytrąceniu ze stanu równowagi, układ wraca do niego (drgania zanikają). Pojawienie się drgań samowzbudnych w pewnych określonych zakresach parametrów wyklucza naturalnie możliwość ich praktycznego stosowania, co może ograniczyć możliwości technologiczne obrabiarki.

Jednym z najprostszych sposobów oceny wibrostabilności układu może być badanie charakterystyk czasowych - odpowiedzi impulsowych układu. Krzywa zanikania drgań niesie bowiem informacje o tym jak przebiega ten proces. W celu jej wyznaczenia należy dysponować modelem matematycznym układu lub obiektem rzeczywistym.

Do najczęściej stosowanych metod prognozowania wibrostabilności systemu obrabiarka – proces skrawania należy generowanie tzw. krzywych workowych (*ang. stability lobes*). Znajomość położenia tych krzywych umożliwia dobór technologicznych parametrów obróbki skrawaniem, zapewniających jej stabilność jak to pokazano na rysunku 6.23.



Rys. 6. 23. Przykład krzywych workowych

Zgodnie z najczęściej obecnie stosowaną metodyką wyznaczania krzywych workowych, do ich otrzymania konieczna jest znajomość zidentyfikowanego modelu procesu skrawania oraz częstotliwościowych funkcji przejścia FRF (*ang. frequency response function*), wyznaczonych przy użyciu czujnika umieszczonego na końcówce narzędzia (*ang. tool tip test*) [19].

Niestety na wstępnych etapach projektu, nie ma możliwości przeprowadzenia testu impulsowego na rzeczywistym obiekcie. Wówczas pomocą służy model MDS projektowanej konstrukcji, przy użyciu którego przeprowadzić można symulacje w celu wyznaczenia analitycznych funkcji FRF. Tak wyznaczone funkcje są przydatne do wstępnego oszacowania wibrostabilności projektowanego układu.

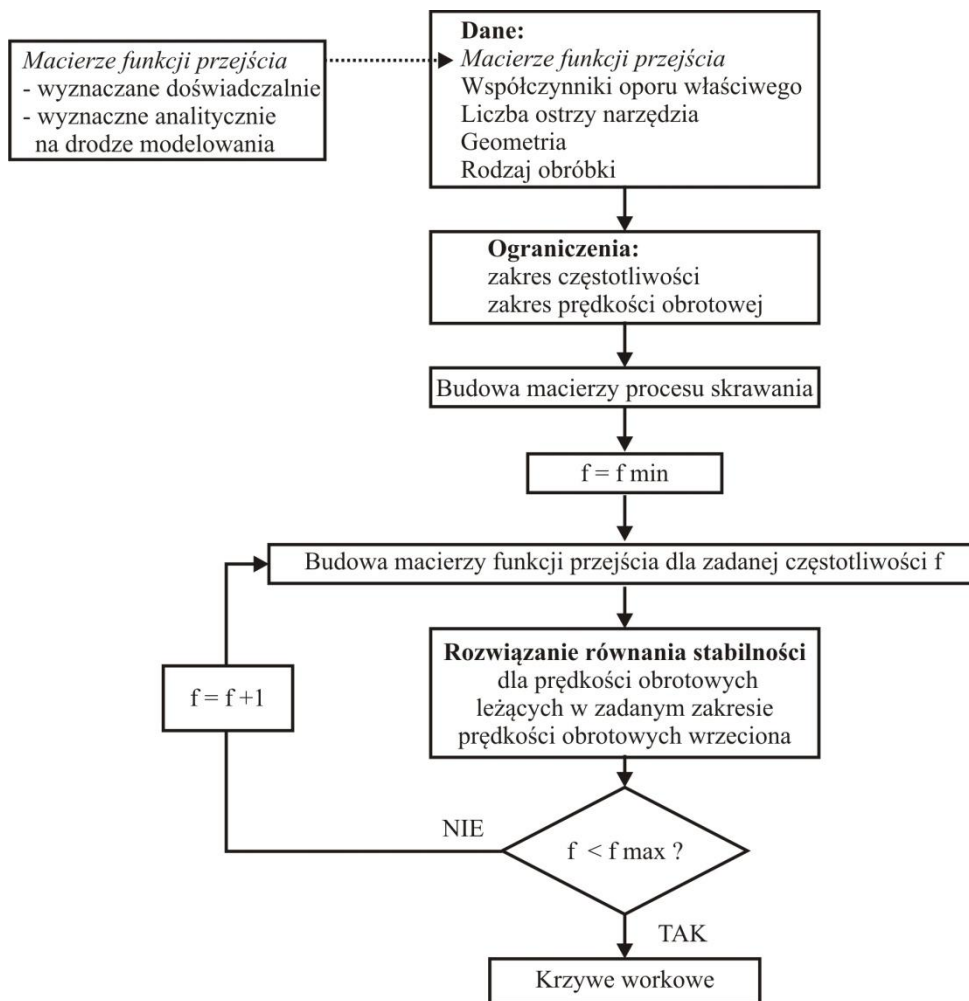
Algorytm wyznaczania krzywych workowych został przedstawiony schematycznie rysunek 6.24. Algorytm ten zakłada znajomość współczynników oporu właściwego skrawania. Różnica pomiędzy krzywymi workowymi wyznaczanymi z zastosowaniem pośredniego i bezpośredniego pomiaru siły sprowadza się do estymacji tych właśnie współczynników.

Główną przyczyną niestabilności obróbki jest efekt regeneracji śladu. Aby w sposób matematyczny opisać to zjawisko należy w jednym równaniu ująć dynamikę obrabiarki oraz dynamikę samego procesu skrawania. Najpowszechniejszym sposobem jest zastosowanie mechanistycznego opisu dynamiki procesu skrawania i powiązanie za jego pomocą przemieszczeń dynamicznych (drgań) z dynamiczną składową siły skrawania. Mechanistyczny model procesu skrawania (pkt. 6.1.4), w którym siła skrawania jest proporcjonalna do przekroju warstwy skrawanej oraz (bardzo często) do długości krawędzi skrawającej [65], opisany jest zależnościami:

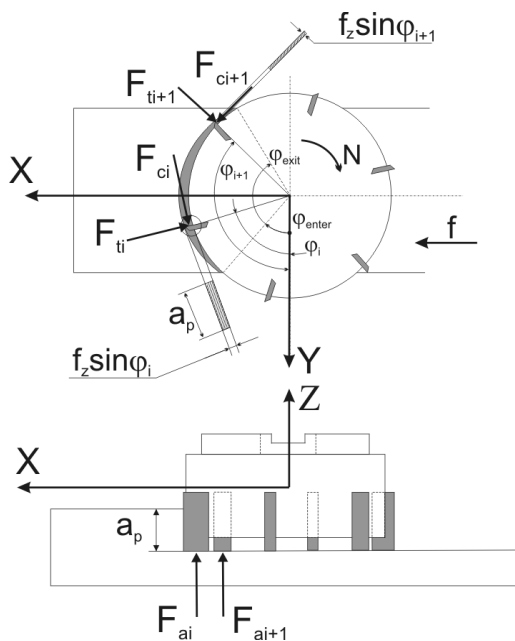
$$\left. \begin{aligned} F_{ci}(t) &= (K_c a_p f_z \sin(\varphi_i(t)) + K_{ce} a_p) h_i(\varphi_i(t)) \\ F_{ti}(t) &= (K_i a_p f_z \sin(\varphi_i(t)) + K_{te} a_p) h_i(\varphi_i(t)) \\ F_{ai}(t) &= (K_a a_p f_z \sin(\varphi_i(t)) + K_{ae} a_p) h_i(\varphi_i(t)) \end{aligned} \right\} h_i(\varphi_i(t)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \varphi_i(t) \in (\varphi_{\text{enter}}; \varphi_{\text{exit}}) \\ 0 & \text{if } \varphi_i(t) \notin (\varphi_{\text{enter}}; \varphi_{\text{exit}}) \end{cases} \quad (6.5)$$

gdzie:

- $f_z$  - posuw na ostrze (mm),
- $\varphi_i$  - chwilowe położenie katowe i-tego ostrza,
- t - czas,
- $\varphi_{\text{enter}}$  i  $\varphi_{\text{exit}}$  - kąty wejścia oraz wyjścia.



Rys. 6. 24. Algorytm wyznaczania krzywych workowych [65]



Rys. 6. 25. Geometria procesu skrawania dla frezowania pełną szerokością freza

$$(\varphi_{\text{enter}} = 0, \varphi_{\text{exit}} = \pi)$$



Lokalne (na poszczególnych aktywnych ostrzach) siły skrawania mogą być transformowane do układu globalnego:

$$\mathbf{F}(t) = \sum_{i=1}^z \begin{bmatrix} -\cos(\varphi_i(t)) & -\sin(\varphi_i(t)) & 0 \\ \sin(\varphi_i(t)) & -\cos(\varphi_i(t)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{ci}(t) \\ F_{ti}(t) \\ F_{ai}(t) \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

gdzie  $\mathbf{F}(t) = [F_x(t) \ F_y(t) \ F_z(t)]^T$

Ponieważ, obrabiarka najczęściej jest najsztwywniejsza na kierunku Z, oraz drgania na tym kierunku w najmniejszym stopniu przyczyniają się do efektu regeneracji śladu, analizę stabilności prowadzi się w płaszczyźnie XY. Wówczas równanie (6.6) można przedstawić w postaci:

$$\begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{bmatrix} = \mathbf{W}(t)\mathbf{K} \quad (6.7)$$

gdzie:  $\mathbf{K} = [K_c \ K_{ce} \ K_t \ K_{te}]^T$ ,

oraz:

$$\mathbf{W}(t) = \sum_{i=1}^z h_i(t) a_p \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} f_t \sin(2\varphi_i(t)) & -\cos(\varphi_i(t)) & -f_t \sin^2(\varphi_i(t)) & -\sin(\varphi_i(t)) \\ f_t \sin^2(\varphi_i(t)) & \sin(\varphi_i(t)) & -\frac{1}{2} f_t \sin(2\varphi_i(t)) & -\cos(\varphi_i(t)) \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Aby uzyskać opis dynamicznego modelu procesu skrawania występujący w równaniu (6.8) posuw na ostrze zastępuje się wyrażeniem:

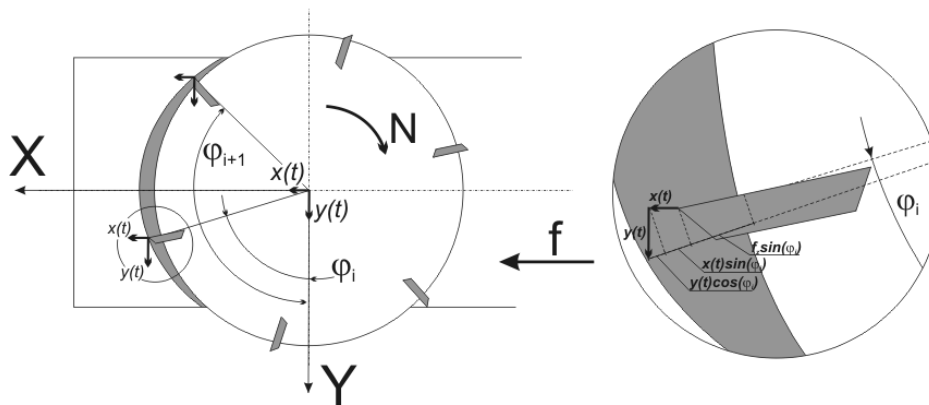
$$f_D = x \sin(\varphi_i(t)) + y \cos(\varphi_i(t)) \quad (6.9)$$

Gdzie  $x(t)$  i  $y(t)$  są drganiami względnymi narzędzie-przedmiot obrabiany. Dynamiczna składowa posuwu (6.9) jest zilustrowana na Rys. 6. 26. Podstawiając zależność (6.9) do (6.7) uzyskuje się:

$$\begin{bmatrix} F_x^D(t) \\ F_y^D(t) \end{bmatrix} = a_p \sum_{i=1}^z h_i(\varphi_i) \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} K_c \sin(2\varphi_i) - K_t \sin^2(\varphi_i) & -K_c \cos^2(\varphi_i) - \frac{1}{2} K_t \sin(2\varphi_i) \\ K_c \sin^2(\varphi_i) - \frac{1}{2} K_t \sin(2\varphi_i) & \frac{1}{2} K_c \sin(2\varphi_i) - K_t \cos^2(\varphi_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

lub z zapisie macierzowym

$$\begin{bmatrix} F_x^D(t) \\ F_y^D(t) \end{bmatrix} = a_p \mathbf{G}_{CP}(t) \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (6.11)$$



Rys. 6. 26. Ilustracja zależności (6.9)

Aby uwzględnić wpływ regeneracji śladu na składową dynamiczną siły skrawania należy w równaniu (6.11) drgania  $x(t)$  i  $y(t)$  zastąpić następującą różnicą:

$$\Delta x = x(t) - x(t - \tau), \Delta y = y(t) - y(t - \tau) \quad (6.12)$$

Stąd zależność (6.11) w dziedzinie częstotliwości przyjmuje postać:

$$\mathbf{F}(\omega) = a_p \mathbf{G}_{CP}(j\omega) (1 - e^{-j\omega\tau}) \begin{bmatrix} x(j\omega) \\ y(j\omega) \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

Zależność między drganiami a siłą skrawania wyznaczana jest za pomocą funkcji przejścia jako:

$$\begin{bmatrix} x(j\omega) \\ y(j\omega) \end{bmatrix} = \mathbf{G}(j\omega) \mathbf{F}(j\omega) \quad (6.14)$$

Stąd wstawiając (6.14) do (6.13) otrzymuje się

$$\mathbf{F}(j\omega) = a_p \mathbf{G}_{CP}(j\omega) (1 - e^{-j\omega\tau}) \mathbf{G}(j\omega) \mathbf{F}(j\omega) \quad (6.15)$$

Rozwiązanie (6.15) uzyskuje się jako:

$$\det(\mathbf{I} - a_p \mathbf{G}_{CP}(j\omega) (1 - e^{-j\omega\tau}) \mathbf{G}(j\omega)) = 0 \quad (6.16)$$

Na podstawie równania (6.16) wyznaczana jest granica stabilności, czyli graniczna szerokość warstwy skrawanej w funkcji jej prędkości obrotowej wrzeciona oraz częstotliwość drgań samowzbudnych.

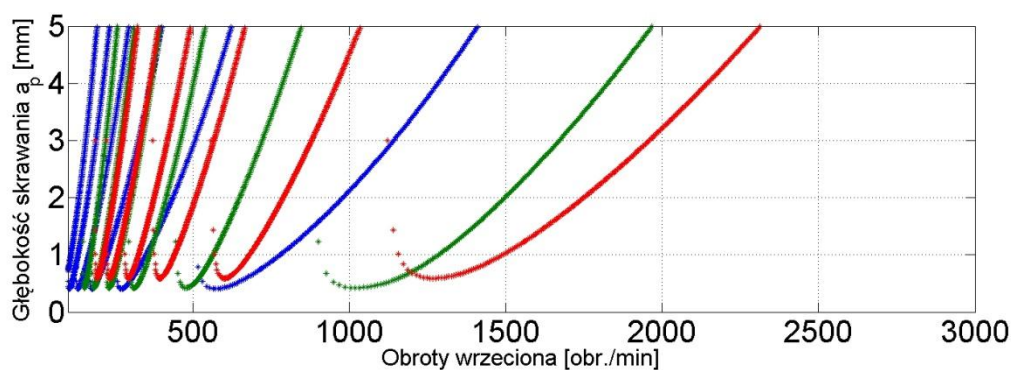
Wyznaczanie granicy stabilności dla różnych rodzajów obróbki skrawaniem może być dokonane z zastosowaniem równania (6.16), różnica polegać będzie jedynie na odmiennym definiowaniu macierzy procesu skrawania. W przypadku frezowania można posługiwać się tzw. uśrednionym modelem procesu skrawania, który wyznacza się następująco:

$$\bar{\mathbf{G}}_{CP} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \sum_{i=1}^z h_i(\varphi_i(t)) \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} K_c \sin(2\varphi_1(t)) - K_t \sin^2(\varphi_1(t)) & -K_c \cos^2(\varphi_1(t)) - \frac{1}{2} K_t \sin(2\varphi_1(t)) \\ K_c \sin^2(\varphi_1(t)) - \frac{1}{2} K_t \sin(2\varphi_1(t)) & \frac{1}{2} K_c \sin(2\varphi_1(t)) - K_t \cos^2(\varphi_1(t)) \end{bmatrix} dt \quad (6.17)$$

Występującą w równaniu (6.16) macierz funkcji przejścia  $\mathbf{G}(j\omega)$  układu MDS obrabiarki wyznaczyć można analitycznie bądź doświadczalnie. W pierwszym wypadku skorzystać należy z modeli układu MDS, w drugim wypadku należy przeprowadzić badania doświadczalne na fizycznie istniejącym obiekcie, przy czym najczęściej stosuje się test impulsowy (pkt. 8.2). Dla potrzeb analizy stabilności frezowania konieczne jest wyznaczenie przede wszystkim funkcji przejścia dla względnych drgań na kierunkach X (posuw) oraz Y (kierunek prostopadły do posuwu). Na podstawie przeprowadzonego testu określana jest 2-wymiarowa macierz  $\mathbf{G}(j\omega)$  w postaci:

$$\mathbf{G}(j\omega) = \begin{bmatrix} G_{xx}(j\omega) & G_{xy}(j\omega) \\ G_{yx}(j\omega) & G_{yy}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

Dysponując zidentyfikowanym modelem procesu skrawania oraz analitycznymi bądź doświadczalnymi funkcjami FRF uzyskanymi dla każdego z omówionych wariantów, wyznaczono krzywe workowe dla rozpatrywanego modelu układu MDS OP-PO (rys. 6.27). Przyjęto przy tym, że mechanizmem powodującym utratę wibrostabilności jest regeneracja śladu. Stabilność systemu obrabiarka - proces skrawania sprawdza się za pomocą kryterium Nyquiste'a.



Rys. 6. 27. Przykład prognozy wibrostabilności modelu układu MDS OP-PO – na podstawie krzywych workowych

### 6.2.8. Analiza wrażliwości modelu OP na zmianę jego parametrów

W celu zbadania wpływu wytypowanych wyróżników konstrukcyjnych obrabiarki przenośnej na przemieszczenie umownego punktu styku N-PO przeprowadzono analizę wrażliwości modelu obliczeniowego na zmianę jego parametrów. W obliczeniach posłużono się uproszczonym modelem obrabiarki przenośnej przedstawionym w pkt. 6.2.1. Wspomniany uprzednio model zapewnia krótki czas obliczeń, co czyni go szczególnie przydatnym do wielokrotnego rozwiązywania przy zmianie wartości parametrów go opisujących. Podstawowym celem tej analizy było zidentyfikowanie słabych ogniw obrabiarki przenośnej ze względu na przemieszczenie umownego punktu styku N-PO wywoływane działaniem sił skrawania. Ponieważ minimalizowanie przemieszczenia tego punktu jest jednym z podstawowych kryteriów projektowania obrabiarki to wyniki analizy wrażliwości mają w zamyśle dostarczyć informacji o celowości (istotności) dokonywania zmian w konstrukcji rozpatrywanego obiektu. Wartość wskaźnika wrażliwości  $W$  obliczano wg równania:

$$W \cong \frac{\partial f(x, y, z)}{\partial p_i} \cdot \frac{p_i}{f(x, y, z)} \cdot 100\% \quad (6.19)$$

gdzie:

$p_i$  – parametry modelu (wyróżniki konstrukcyjne: wymiary i charakterystyki sztywności napędów oraz połączeń prowadnicowych),

$f(x, y, z)$  – funkcja wrażliwości (przemieszczenia na kierunku X, Y, Z oraz przemieszczenie wypadkowe).

Przyjęto, że przyrost parametru  $\partial p_i$  uzyska się mnożąc go przez liczbę powodującą zwiększenie jego wartości o 1%. W tak sformułowanej analizie wartość wskaźnika  $W$  charakteryzuje intensywność zmian funkcji  $f(x, y, z)$  tj. „wyjścia”, na zmianę parametrów „wejściowych”. Przykładowo:  $W=60\%$  oznacza, że zwiększenie wartości parametru  $p_i$  o 100%, spowoduje zwiększenie wartości funkcji  $f(x, y, z)$  o 60 %, natomiast  $W= - 20\%$  oznacza zwiększenie parametru  $p_i$  o 100 %, które spowoduje zmniejszenie wartości funkcji  $f(x, y, z)$  o 20%, itd.

Wrażliwość modelu obliczeniowego wyznaczono dla zmiany następujących parametrów:

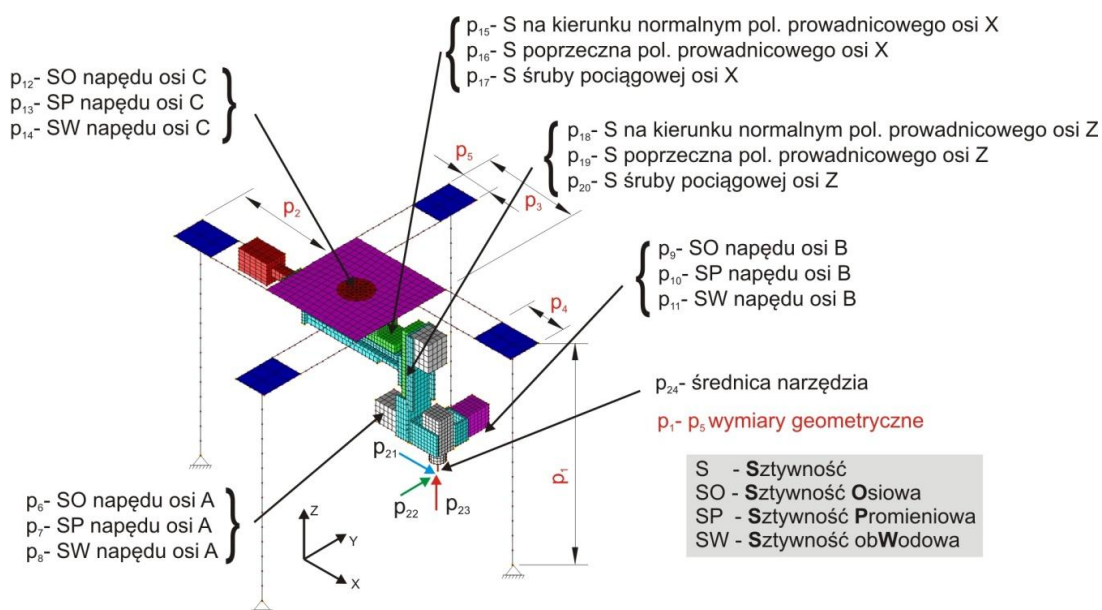
- $p_1 \div p_5$  – charakterystyki geometryczne konstrukcji nośnej obrabiarki (wysokość słupów bocznych, wysięg ramion na kierunku promieniowym itd.),
- $p_6 \div p_8$  – sztywności napędu osi A na poszczególnych kierunkach,
- $p_9 \div p_{11}$  – sztywności napędu osi B na poszczególnych kierunkach,

- $p_{12} \div p_{14}$  – sztywności napędu osi C na poszczególnych kierunkach,
- $p_{15} \div p_{17}$  – sztywności połączenia prowadnicowego osi X na poszczególnych kierunkach,
- $p_{18} \div p_{20}$  – sztywności połączenia prowadnicowego osi Z na poszczególnych kierunkach,
- $p_{21} \div p_{23}$  – siły skrawania kolejno na kierunkach: promieniowym, obwodowym i osiowym; wyniki obliczenia wskaźnika W dla tych parametrów będą charakteryzowały sztywność obrabiarki na poszczególnych kierunkach,
- $p_{24}$  – średnica narzędzia skrawającego; wynik obliczenia dla tego parametru będzie odwzorowywał natomiast sztywność węzła narzędziowego.

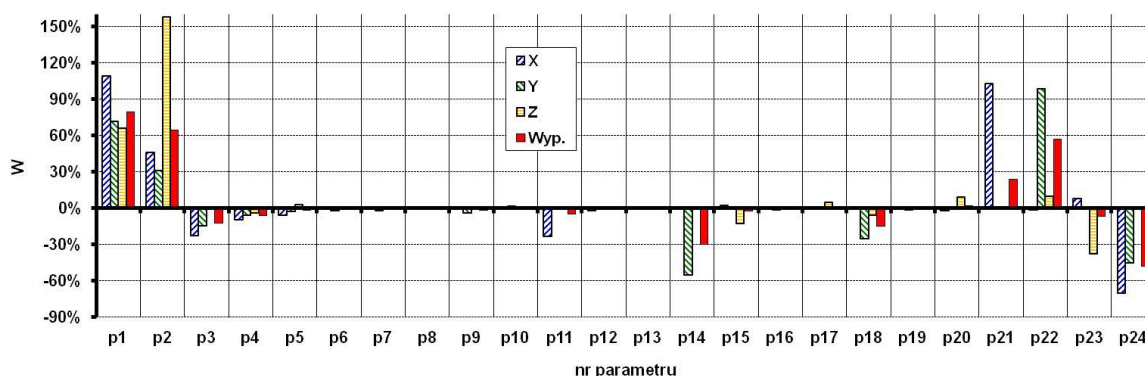
Wartości sztywności napędów osi rotacyjnych do wstępnych obliczeń przyjęto, jako wartości wynikające z orientacyjnych wartości katalogowych silników napędowych. Sztywności połączeń prowadnicowych prostoliniowych napędów posuwu (kompaktowych napędów liniowych) przyjęto na podstawie wyników przeprowadzonych analiz obliczeniowych tych podukładów (pkt. 6.2.5).

Na rysunku 6.28 objaśniono graficznie wymienione uprzednio parametry modelu obliczeniowego.

Wyniki obliczeń wskaźnika wrażliwości przemieszczeń składowych i wypadkowego w umownym punkcie styku N-PO na zmianę parametrów modelu przedstawiono na rysunku 6.29.



Rys. 6. 28. Parametry  $p_i$  modelu obliczeniowego względem, których obliczano wartość wskaźnika wrażliwości



Rys. 6. 29. Wartość wskaźnika wrażliwości przemieszczeń składowych i wypadkowego obliczonych w umownym punkcie styku N-PO na zmianę parametrów modelu obliczeniowego  $p_i$  (X - kierunek promieniowy, Y - kierunek obwodowy, Z - kierunek osiowy)

Wartość wskaźnika wrażliwości  $W$  składowych oraz wypadkowego przemieszczenia umownego punktu styku N-PO obliczona dla zmian parametrów modelu obliczeniowego osiągnęła największe wartości (rys. 6.29) dla składowych  $p_1 \div p_2$  czyli długości smukłych elementów (słupów nośnych i poprzeczek kratownicy) układu nośnego obrabiarki. Zatem należy dołożyć wszelkich starań, aby na etapie projektowania obrabiarki przenośnej rozpatrzyć maksymalizowanie sztywności omawianych elementów, mając na uwadze także pozostałe kryteria.

Analiza wrażliwości wypadkowego przemieszczenia na zmianę parametrów  $p_{21} \div p_{23}$  czyli na zmianę składowych symulowanej siły skrawania wykazała kolejno, że sztywność obrabiarki w umownym punkcie styku N-PO będzie najmniejsza na kierunku obwodowym i wzrasta odpowiednio na kierunkach promieniowym i osiowym. Relatywnie istotną zmianę wartości wskaźnika  $W$  uzyskano także dla parametru  $p_{24}$ , czyli zmiany średnicy narzędzia skrawającego. Oznacza to, podobnie jak w obrabiarkach konwencjonalnych [56], że węzeł narzędziowy w obrabiarce przenośnej ma najistotniejszy wpływ na sztywność układu MDS OP-PO.

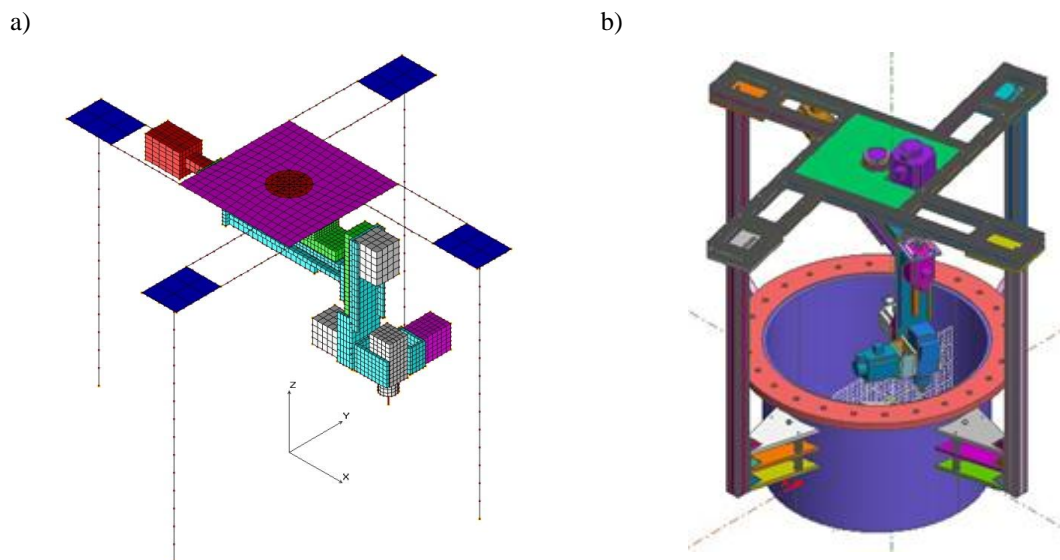
Na rysunku 6.29 wyraźnie widać, że wskaźnik wrażliwości dla pozostałych parametrów tj. parametrów charakteryzujących sztywności poszczególnych napędów osi i połączeń prowadnicowych przyjmuje znacznie mniejsze wartości, a nawet bliskie zero. Jedynie parametr  $p_{14}$ , czyli sztywność obwodowa napędu osi C (rozumiana w tym przypadku jako sztywność skrętna napędu wokół jego głównej osi obrotu) wykazuje istotny wpływ na sztywność układu MDS OP-PO w umownym punkcie styku N-PO. Zatem zmiany pozostałych parametrów powodują nieistotne zmiany wartości obliczeniowych przemieszczeń. Można stwierdzić, że na bilans przemieszczeń całej obrabiarki parametry

te nie wpływają w tak istotnym stopniu jak parametry geometryczne układu nośnego. Wynika z tego zasadnicza różnica pomiędzy obrabiarką przenośną a konwencjonalną, w której relacja sztywności ruchowych połączeń i układu nośnego w bilansie odkształceń jest zasadniczo inna, czyli w obrabiarkach przenośnych sztywności połączeń ruchomych są porównywalne do sztywności układów korpusowych.

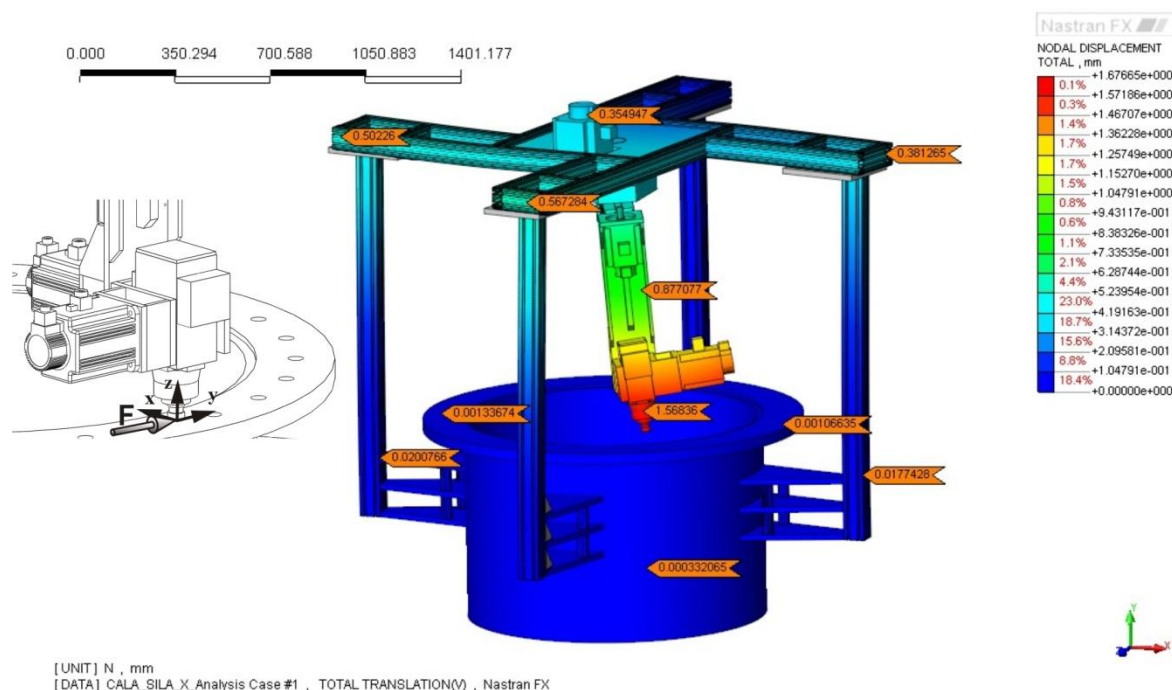
### **6.2.9. Modelowanie i obliczenia charakterystyk amplitudowo - częstotliwościowych obrabiarki przenośnej**

Znajomość częstotliwościowych funkcji przejścia układu MDS obrabiarki przenośnej już w początkowych fazach projektowania jest niezbędne do wstępnego oszacowania wibrostanowienia projektowanego układu. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń możliwe jest wówczas określenie zestawień parametrów technologicznych maszyny tj. głębokości skrawania ( $a_p$ ) oraz prędkości obrotowej wrzeciona, tworzących obszary stabilnej obróbki. Wstępne określenie granic wibrostanowienia umożliwia urealnienie obciążeń działających na projektowaną maszynę pochodzących od procesu skrawania, a tym samym uszczegóławia kolejne etapy projektu zarówno w odniesieniu do układów mechanicznych jak i energo-elektronicznych.

W omawianym przykładzie postawiono za cel przeprowadzenie analizy porównawczej wstępnego sparametryzowanego modelu MDS obrabiarki z finalnym modelem opracowanym w środowisku CAD. Model finalny konstrukcji, uzyskano na podstawie cząstkowych rozwiązań konstrukcyjnych podzespołów - elementów projektowanych i dobieranych [29]. Przeprowadzono analizy obliczeniowe właściwości dynamicznych obrabiarki przenośnej. Powszechnie wiadomo, że praktycznie nierealizowalne jest dokonanie analiz MES na finalnym modelu CAD obiektu. Konieczne jest wprowadzenie uproszczeń do modelu, ponieważ model CAD z założenia jest przygotowany do wygenerowania dokumentacji konstrukcyjnej, więc z natury nie powinien zawierać żadnych uproszczeń. Przygotowując go do obliczeń MES należało wprowadzić uproszczenia. Tak uproszczony model poddano wstępnej analizie MES, która polegała na wyznaczeniu przemieszczeń pod wpływem siły przyłożonej do końcówki elektrowrzeciona tzn. w miejscu mocowania narzędzia. Model wstępnie składał się z ok. 1,5 mln elementów oraz ok. 2 mln węzłów (rys. 6.31). Przeprowadzono wstępne obliczenia w celu dokonania dalszych uproszczeń modelu, ukierunkowanych na zmniejszenie jego wymiarowości. Uzyskano w ten sposób zwiększenie efektywności prowadzenia analiz obliczeniowych.



Rys. 6. 30. Modele MDS obrabiarki przenośnej a) uproszczony – sparametryzowany, b) postać finalna konstrukcji



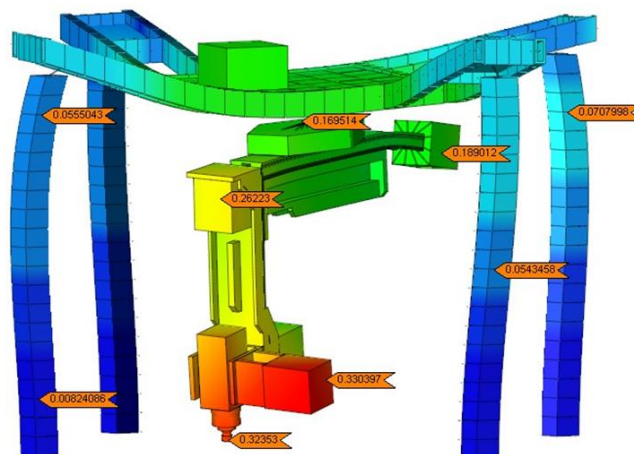
Rys. 6. 31. Wyniki obliczeń odkształceń modelu obrabiarki przenośnej pod wpływem siły o wartości 1 000 N

Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że przedmiot obrabiany, do którego mocowana jest obrabiarka przenośna, dla zadanego obciążenia przyłożonego do końcówki elektrowrzeciona oraz sił grawitacji praktycznie nie odkształca się. Przedmiot obrabiany w postaci rury z kołnierzem wykonany jest ze stali, zaś obrabiarka przenośna ze względu na minimalizację ciężaru własnego ze stopów aluminium. Maksymalne przemieszczenia części chwytowej związanej z rurą wynoszą 0,02 mm. Zdecydowano o istotnym



uproszczeniu modelu układu MDS OP-PO polegającego na usunięciu z niego przedmiotu obrabianego oraz systemu mocowania.

Ostatnim z uproszczeń wprowadzonych do modelu CAD było zastąpienie aluminiowych profili konstrukcyjnych firmy ITEM, z których wykonany był układ nośny obrabiarki, odkształcalnymi elementami skończonymi w postaci belek (*ang. beam*) (rys. 6.32).



Rys. 6. 32. Widok odkształconego uproszczonego modelu obrabiarki przenośnej (OP)

W tak uproszczonym modelu uzyskano ok. 28-krotne zmniejszenie liczby elementów skończonych i węzłów, dzięki czemu czas pojedynczej sesji obliczeniowej skrócony został ponad 100-krotnie.

Dokonano porównania uzyskanych wyników analizy modalnej modelu wstępnego sparametryzowanego z uproszczonym modelem bazującym na finalnej geometrii CAD. W obydwu modelach wymuszenie siłą jednostkową realizowane było w umownym punkcie styku N-PO na kierunkach X, Y oraz Z. W wyniku dokonanych obliczeń otrzymano charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe obydwu modeli obrabiarki przenośnej na odpowiednich kierunkach X, Y oraz Z. W pierwszej kolejności porównywano częstotliwości drgań własnych, jako niezmienniki układu MDS. Przy wymuszeniu siłowym na dowolnym kierunku odpowiedzi układu powinny charakteryzować się tymi samymi częstotliwościami własnymi. W wyniku dokonanych w systemie MES – NeiNastran obliczeń dla obu porównywanych modeli uzyskano częstotliwości własne, które zestawiono w Tabela 6. 1. Na rysunkach 6.33÷6.38 pokazano uzyskane w tych obliczeniach charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe projektowanego układu MDS obrabiarki przenośnej.

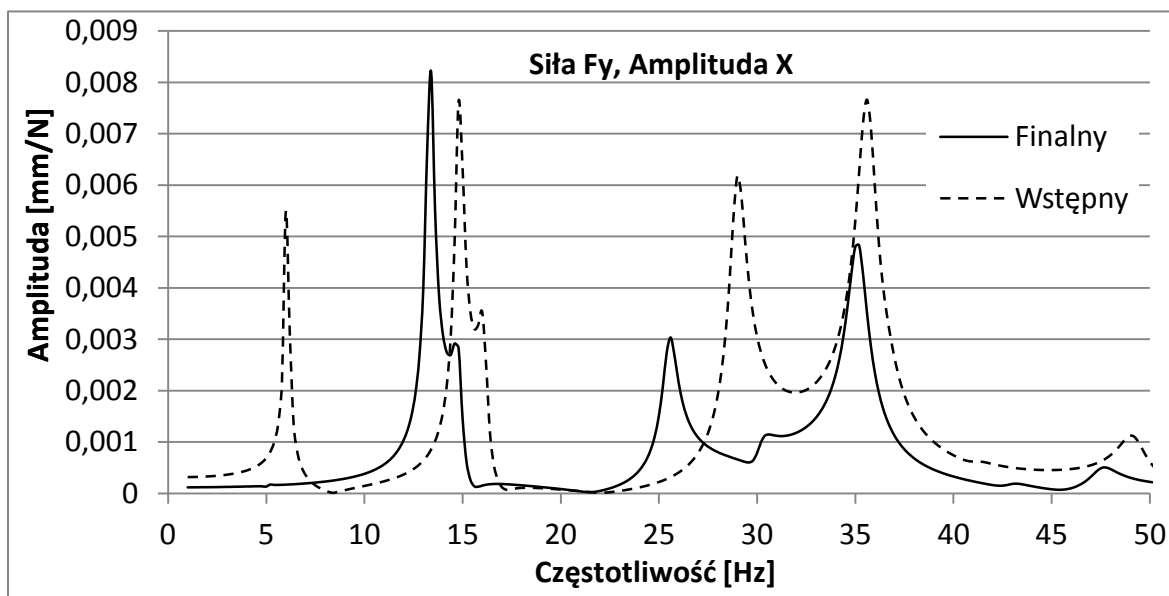
Tabela 6. 1. Zestawienie częstotliwości własnych dwóch modeli obrabiarki przenośnej

Model	Częstotliwość własna [Hz]							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Wstępny sparametryzowany	5,11	13,34	14,81	25,54	30,18	35,14	42,99	47,55
Finalny na podstawie geometrii CAD	5,26	14,03	15,30	28,14	34,68	36,65	40,33	48,41
Różnica [%]	-2,85	-4,92	-3,20	-9,24	-12,98	-4,12	6,60	-1,78

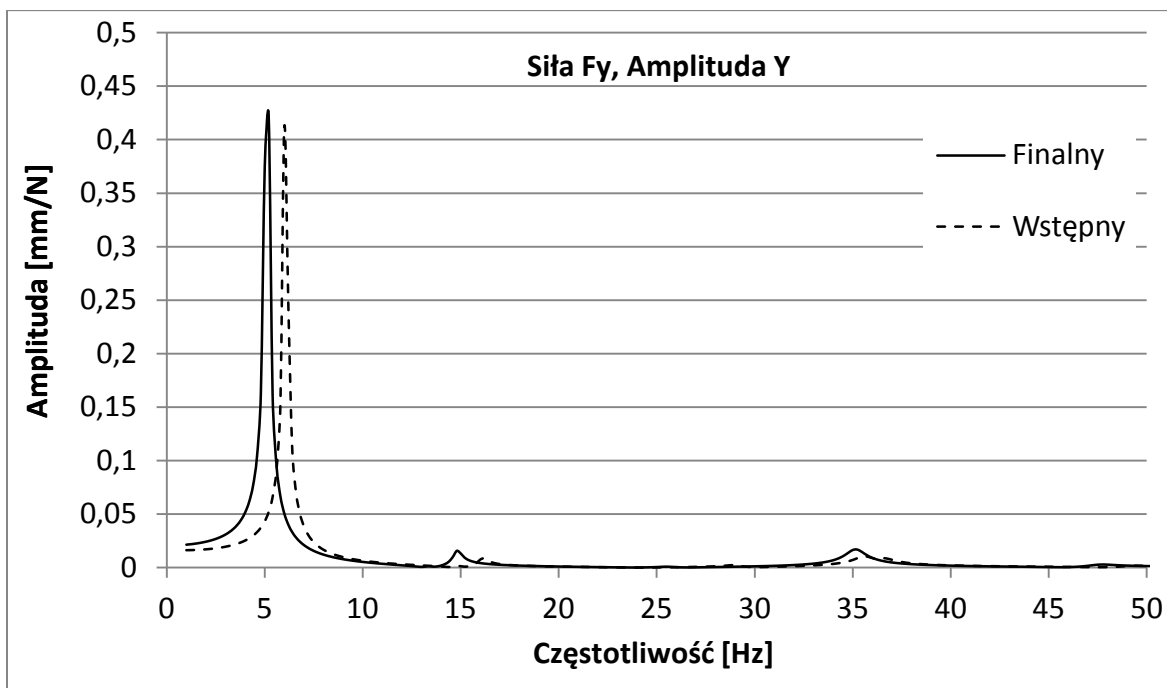
Zestawione w tabeli 6.1 częstotliwości własne obliczone dla obu porównywalnych modeli pokazują akceptowalną zgodność (najmniejsza różnica to 1,78 % zaś największa 12,98%). Można zatem przyjąć, że na etapie projektu koncepcyjnego uzasadnione jest korzystanie z mocno uproszczonych modeli sparametryzowanych, tzn. zapewniających krótkie czasy obliczeń w analizach wielowariantowych. Podejście takie jest szczególnie korzystne dla projektowania w ujęciu mechatronicznym.

Pokazane na rysunkach 6.33÷6.38 charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe, użyto do wstępnego, analitycznego wyznaczenia granicy wibrostabilności projektowanego układu MDS obrabiarki przenośnej.

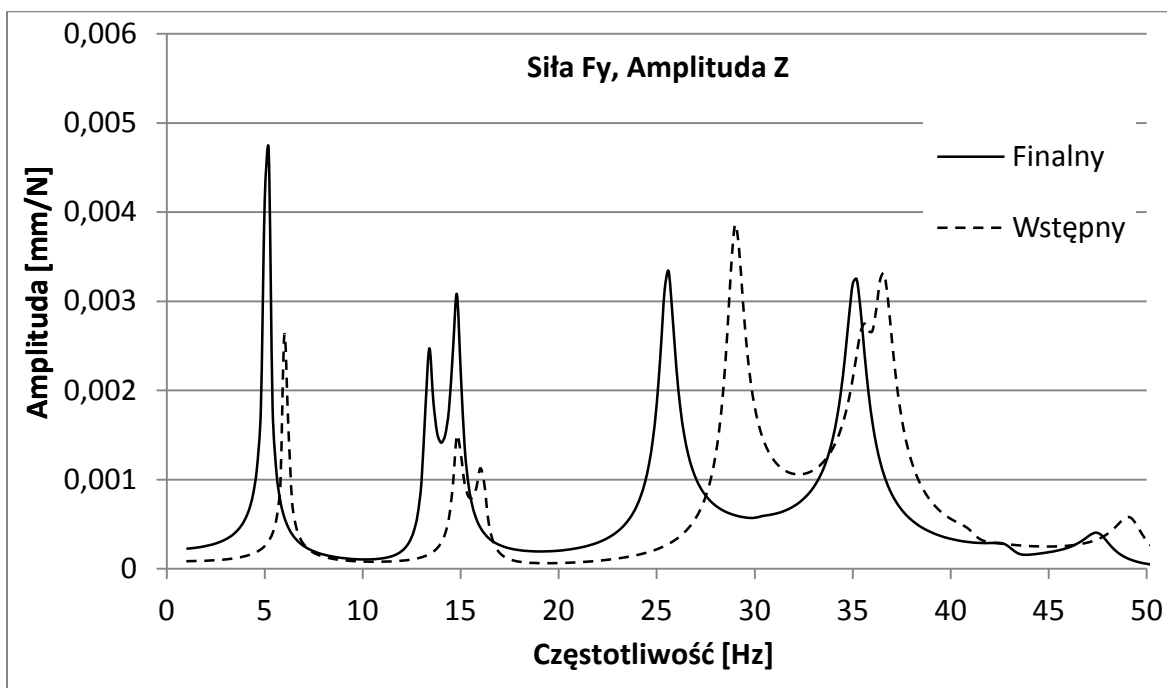
Uzyskane wyniki świadczą o tym, że częstotliwości własne modelu finalnego o dużej liczbie elementów niewiele różnią się od częstotliwości własnych modelu wstępnego o małej liczbie elementów, co potwierdza poprawność przeprowadzonego modelowania oraz o możliwość korzystania z modelu uproszczonego na etapie projektu koncepcyjnego.



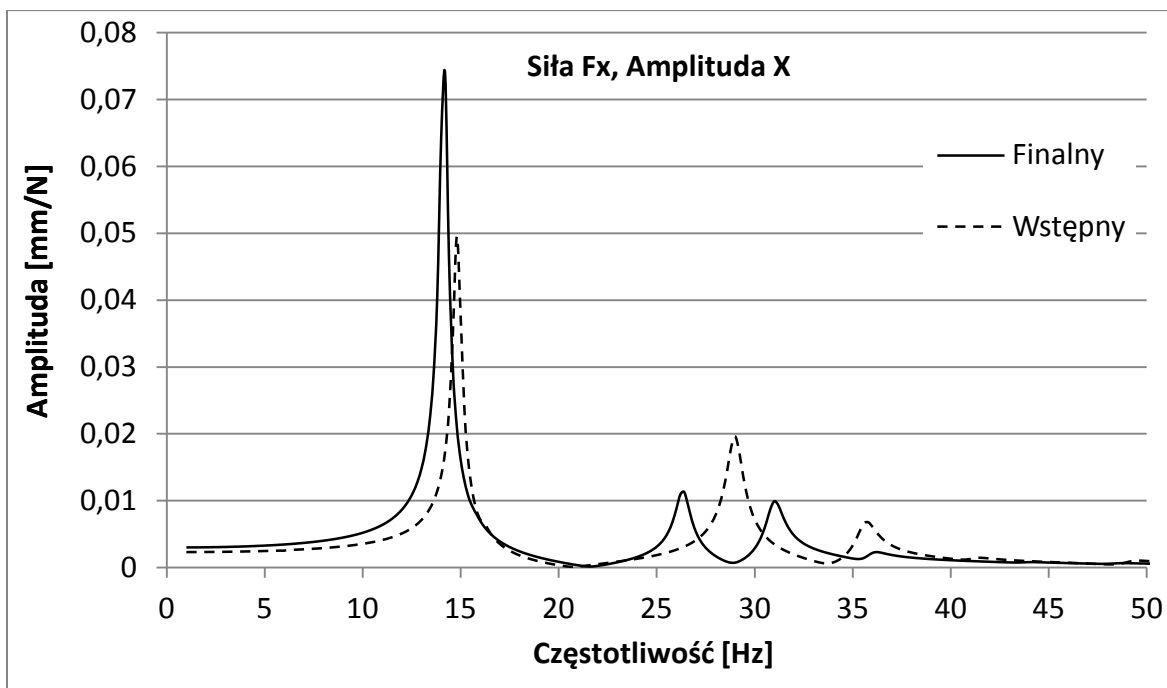
Rys. 6. 33. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli obrabiarki przenośnej (wymuszenie w kierunku Y, amplituda na kierunku X)



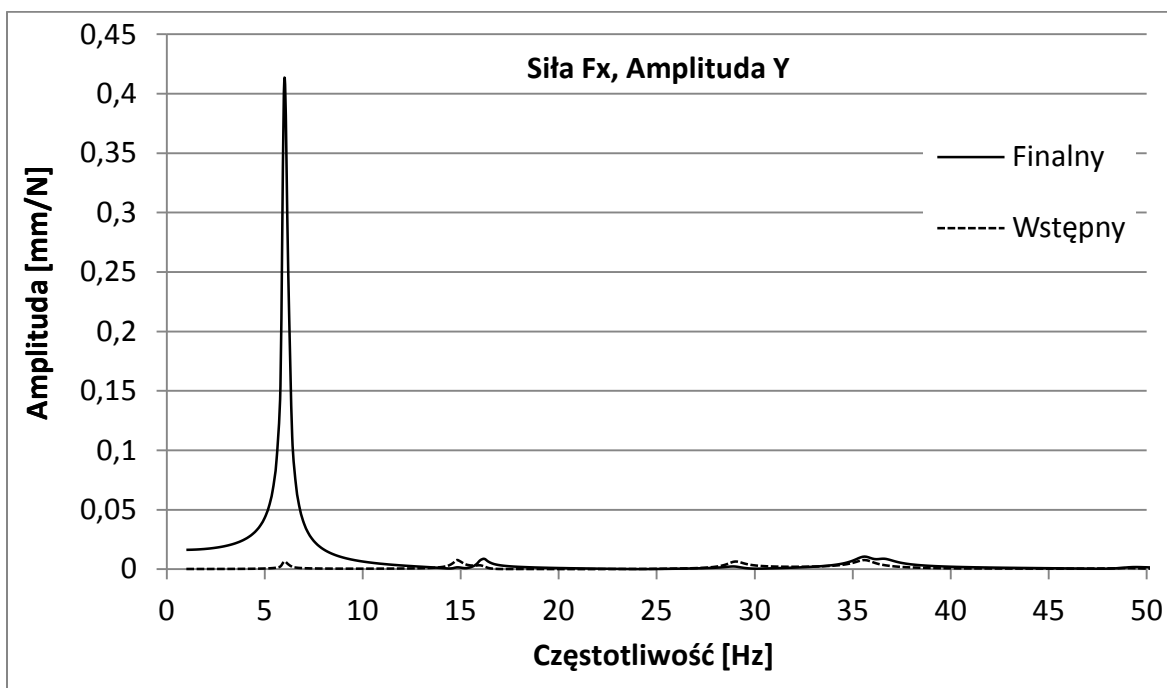
Rys. 6. 34. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli obrabiarki przonośnej (wymuszenie w kierunku Y, amplituda na kierunku Y)



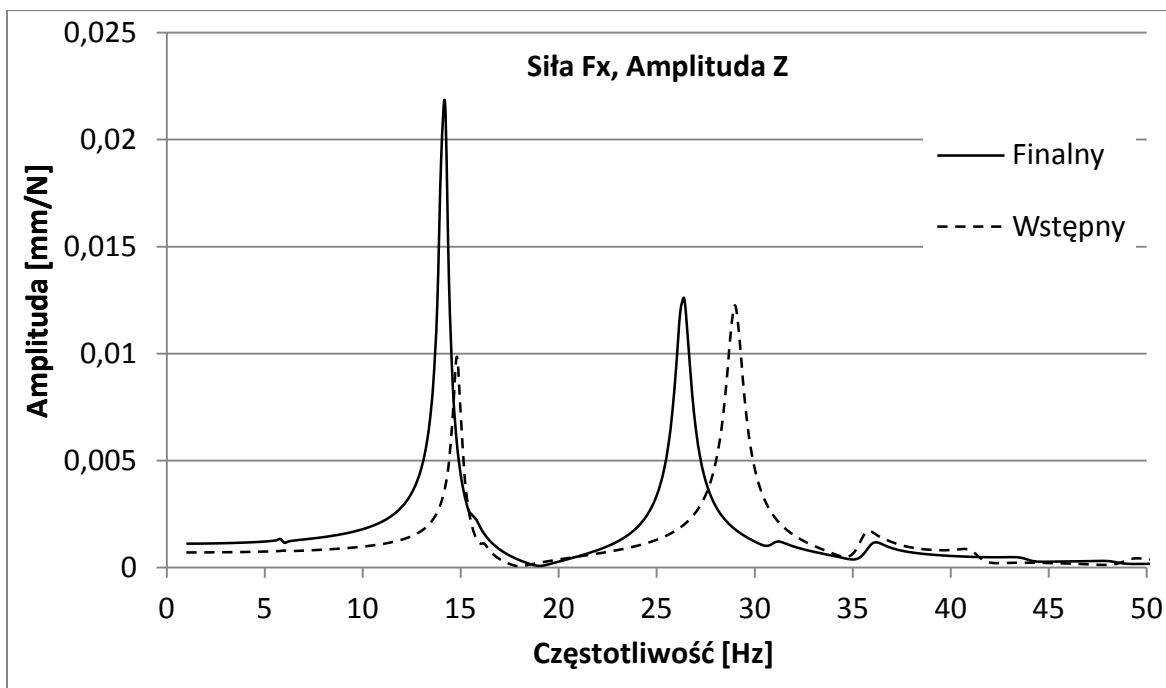
Rys. 6. 35. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli obrabiarki przonośnej (wymuszenie w kierunku Y, amplituda na kierunku Z)



Rys. 6. 36. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli obrabiarki przenośnej (wymuszenie w kierunku X, amplituda na kierunku X)



Rys. 6. 37. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli obrabiarki przenośnej (wymuszenie w kierunku X, amplituda na kierunku Y)



Rys. 6. 38. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modelu obrabiarki przenośnej (wymuszenie w kierunku X, amplituda na kierunku Z)

### 6.3. Dobór silników układów napędowych posuwu

Wśród układów napędowych obrabiarek można rozróżnić napędy główne oraz napędy posuwu. Jako napędy główne najczęściej stosowane są układy napędowe prądu przemiennego w postaci elektrowrzecion lub zespołów wrzecionowych z oddzielnymi silnikami elektrycznymi. W skład napędów głównych wchodzi także sprzęgła, hamulce, przekładnie (pasowe, zębate). Jako elementy składowe napędów posuwu można wyróżnić: układy napędowe prądu stałego i przemiennego, silniki elektryczne serwonapędowe i krokowe (obrotowe, liniowe, zintegrowane z nakrętką), kompaktowe jednostki napędowe, przekładnie (pasowe, zębate), toczne przekładnie śrubowe.

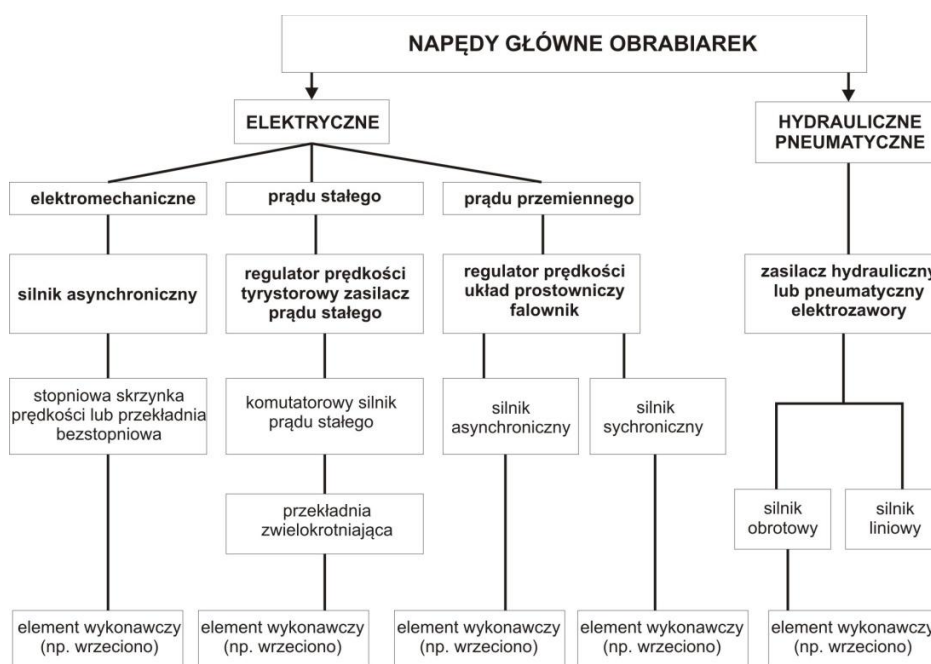
Podstawowe składniki układów napędowych stosowanych w nowoczesnych obrabiarkach CNC to:

- układ zasilający i sterujący pracą silnika napędowego (przebieg częstotliwości - falownik),
- silnik napędowy lub elektrowrzeciono,
- przekładnia mechaniczna łącząca silnik z zespołem roboczym,
- zespół roboczy maszyny.

Napędy stosowane w obrabiarkach spełniają dwa podstawowe zadania – przeniesienie ruchu oraz mocy, a precyzując:

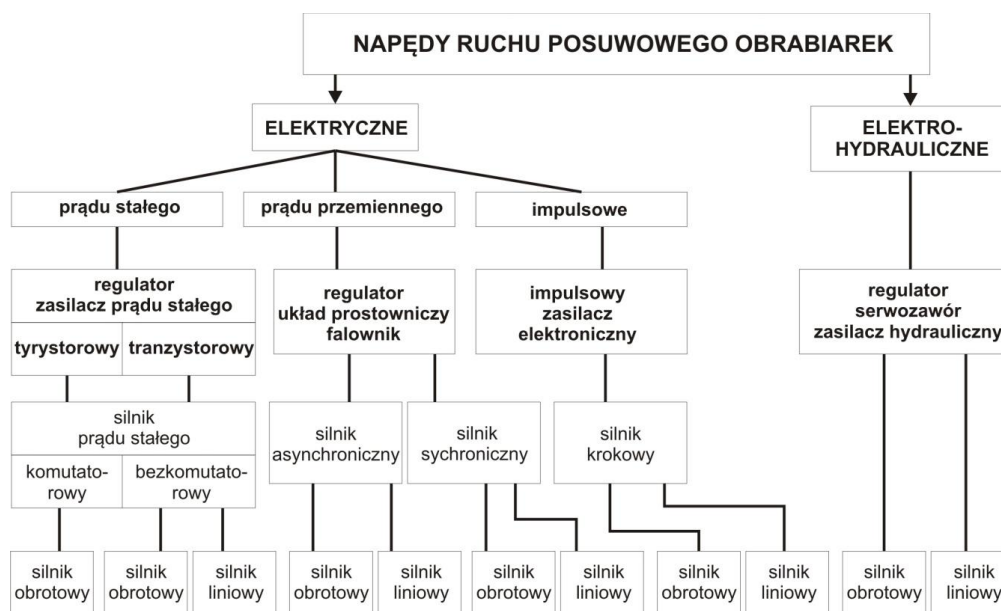
- uzyskanie ruchu niezbędnego do wykonania pracy realizowanej przez maszynę (napędy główne, napędy ruchu posuwowego),
- zapewnienie względnego ruchu układów obrabiarki po zadanej trajektorii z określoną prędkością.

Klasyfikację układów napędowych obrabiarek przedstawiono na rysunkach 6.39÷6.40. Warto wspomnieć, że napędy hydrauliczne były stosowane w początkowych fazach rozwoju stacjonarnych obrabiarek NC z uwagi na szereg zalet, których wówczas nie miały napędy elektryczne. Następnie, w skutek intensywnego rozwoju serwonapędów elektrycznych ich znaczenie drastycznie zmalało. Obecnie zauważa się tendencje ponownego wykorzystania tego typu układów napędowych w obrabiarkach [52].



Rys. 6. 39. Klasyfikacja napędów głównych obrabiarek

Natomiast wśród obrabiarek przenośnych napęd hydrauliczny w maszynach o dużej mocy jest napędem najczęściej stosowanym. Nieskomplikowana konstrukcja dotychczasowych obrabiarek, szczególnie w zakresie sterowania, nie wymagała stosowania nowoczesnych układów napędowych, ponadto z uwagi na stosunek mocy do masy oraz gabarytów, napęd hydrauliczny nie ma obecnie sobie równych. Wyporowy silnik hydrauliczny w porównaniu z silnikiem elektrycznym asynchronicznym o tej samej mocy i prędkości obrotowej jest około 14 razy lżejszy, zajmuje około 26 razy mniejszą przestrzeń oraz ma około 72 razy mniejszy moment bezwładności. Wadą jest konieczność stosowania dodatkowego zasilacza hydraulicznego.



Rys. 6. 40. Klasyfikacja napędów posuwu obrabiarek

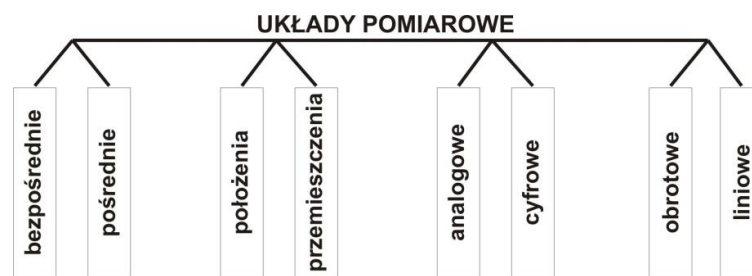
Wymagania stawiane napędom głównym obrabiarek:

- duża sztywność charakterystyki mechanicznej,
- duży zakres bezstopniowej zmiany prędkości obrotowej silnika,
- przebieg dopuszczalnego obciążenia w funkcji prędkości obrotowej, dostosowany do technologicznej charakterystyki obciążenia obrabiarki,
- szybki rozruch,
- zdolność do pracy serwonapędowej.

Wymagania stawiane napędom ruchu posuwowego obrabiarek:

- duży zakres bezstopniowej zmiany prędkości obrotowej silnika,
- szybki rozruch i hamowanie,
- duża sztywność mechaniczna,
- duża równomierność ruchu,
- duża dokładność pozycjonowania.

Układy pomiarowe przemieszczenia i położenia umożliwiają realizację pętli sprzężenia zwrotnego położeniowego, zmieniając napęd w serwonapęd (układ ze sprzężeniem zwrotnym np. położenia). Są one elementami składowymi układów regulacji automatycznej położenia, tzn. serwomechanizmów stosowanych w napędach pozycjonujących. Klasyfikację układów pomiarowych stosowanych w obrabiarkach przedstawiono na rysunku 6.41.



Rys. 6. 41. Klasyfikacja układów pomiarowych przemieszczenia i położenia stosowanych w obrabiarkach CNC

W układach pomiarowych można wyróżnić dwa bloki funkcjonalne:

- czujnik pomiarowy przekształcający wielkość przemieszczenia lub położenia w inną wielkość fizyczną,
- przetwornik, który umożliwi uzyskanie pomiarowego sygnału elektrycznego.

Układom pomiarowym stawia się wymagania dotyczące dużego zakresu pomiarowego, wysokiej dokładności pomiaru, przystosowania do pracy w warunkach przemysłowych (występowanie drgań, zmienna temperatura, duże przyspieszenia), oraz uzyskiwanie sygnału wyjściowego w postaci przebiegu elektrycznego.

Zastosowanie silników elektrycznych do przemieszczania elementów korpusowych obrabiarki wymaga przeprowadzenia analizy potrzeb i możliwości oferowanych przez poszczególne rodzaje silników i układów napędowych. Sam proces doboru silnika mającego spełniać w obrabiarence określone funkcje napędowe poprzedzają obliczenia. Zależnie od tych funkcji danymi wyjściowymi do obliczeń mogą być:

- prędkość napędzanych zespołów lub elementów wykonawczych, określana już na etapie obliczeń kinematycznych,
- moc użyteczna potrzebna do realizacji procesu skrawania (moc skrawania),
- siły i momenty obrotowe, jakie mają rozwijać zespoły i elementy wykonawcze (np. główna składowa siły skrawania, moment skrawania, siła posuwowa, siła zacisku, siła podnoszenia, siła przesuwu itp.),
- charakterystyka dopuszczalnych obciążeń napędzanego zespołu (ograniczenia parametrów siłowych i energetycznych w zakresie występujących prędkości),
- charakter i warunki pracy silnika (praca ciągła, przerywana czy dorywcza, przeciążenia, temperatura otoczenia),
- parametry i wymagania dynamiczne napędzanych zespołów (masy, momenty bezwładności, przyspieszenia, stałe czasowe).



Dodatkowo w przypadku obrabiarek skrawających do metali, a w szczególności obrabiarek przenośnych należy uwzględnić dodatkowe aspekty związane z układem napędowym:

- a) Podstawowym parametrem jest dostępne źródło zasilania, które w przypadku rozwiązań mobilnych, gdzie nie można skorzystać z istniejącej sieci energetycznej, może zostać zrealizowane za pomocą np. agregatów prądotwórczych jedno i trójfazowych. W szczególnych przypadkach może to być bateria akumulatorów.
- b) Zastosowane układy napędowe powinny mieć stopień ochrony IP dopasowany do planowanych warunków środowiskowych.
- c) Określenie docelowych parametrów ruchu elementów korpusowych (prędkości, przyspieszenia oraz dokładności pozycjonowania) pozwala na określenie rodzaju zastosowanych silników. Jeśli od projektowanego układu nie wymaga się dużej precyzji i dynamiki ruchu to istnieje możliwość zastosowania silników asynchronicznych co pozwala znacznie zredukować koszty. Jednak w większości przypadków obrabiarek warunek ten nie jest spełniony i powszechnie stosowane są np. silniki bezszczotkowe (BLDC).
- d) Bardzo ważną rolę odgrywa właściwe poprowadzenie przewodów zasilających silnik. Nie powinny one biec równoległe do przewodów aparatury kontrolno-sterującej ze względu na możliwość wystąpienia zakłóceń w przewodach sygnałowych, ich rozmieszczenie na obrabiarce przenośnej stanowi odrębne zagadnienie projektowe.
- e) W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego należy określić sposób realizacji sprzężenia zwrotnego. W przypadku, gdy ze względów technologicznych nie ma możliwości wykonania zerowania układu i zjazdu na punkty referencyjne, konieczne jest zastosowanie enkoderów absolutnych co istotnie zwiększa koszt układu. W chwili obecnej dla nowych konstrukcji praktycznie nie stosuje się innych metod pomiarowych jak np. resolwery czy prądnice tachometryczne.
- f) Dobór układu sterującego powinien uwzględniać parametry obiektu i być poprzedzony analizą dynamiki konstrukcji mechanicznej ze szczególnym uwzględnieniem występujących rezonansów i ewentualną możliwością wzbudzenia maszyny do drgań w tym zakresie poprzez układ sterowania [52]. Jeśli to konieczne stosowane w układzie sterowania są filtry np. grzebieniowe, które umożliwiają eliminację wybranych częstotliwości składowych w sygnale sterującym.
- g) Istnieje możliwość wystąpienia zniekształcenia zarysu i trajektorii wywołanych niewłaściwym doбором współczynników wzmocnienia układu regulacji. Jeśli

w układzie występują mierzalne czynniki (np. masa elementu) mające bezpośredni wpływ na pracę układu napędowego, wykorzystuje się struktury regulacji typu sprzężenie w przód (*ang. feedforward*) umożliwiające kompensację mierzalnych zakłóceń.

- h) W przypadku możliwości wystąpienia zagrożenia dla zdrowia pracowników obsługi – np. obluzowanie mocowania obrabiarki przenośnej na przedmiocie obrabianym – zasadne jest zastosowanie redundantnych układów pomiarowych położenia elementów korpusowych umożliwiających wykonanie testu samo-diagnostycznego i wykrycie usterek i niesprawności zarówno w układzie elektrycznym jak i mechanicznym.
- i) Układy sterujące w poszczególnych osiach muszą współpracować ze sobą synchronicznie, co wiąże się z koniecznością zadawania pozycji w czasie rzeczywistym przez nadrzędną jednostkę sterującą realizującą funkcję generatora trajektorii. W przypadku konstrukcji o dużej podatności musi on uwzględniać jej właściwości dynamiczne w celu ograniczenia wartości przyspieszeń do wartości niepowodujących nadmiernych drgań. Ograniczenia narzucone w jednej z osi powodują konieczność zmodyfikowania wartości w pozostałych osiach biorących udział w realizacji zadanej trajektorii.
- j) Konieczne jest uwzględnienie cieplnych warunków pracy silników i układów sterujących. Realizuje się to przez zastosowanie zabezpieczeń termicznych silników oraz dodatkowych w razie konieczności układów wspomagających chłodzenie.

Należy zaznaczyć cechę wspólną dla obrabiarek skrawających do metali, że występuje w nich zmienność obciążeń zarówno podczas wykonywania konkretnych operacji oraz w całym okresie eksploatacji. Dlatego też do obliczeń związanych z doбором silników przyjmuje się graniczne (maksymalne) wartości parametrów pracy lub ich najniekorzystniejsze skojarzenia ze względu na obciążenia.

W omawianym przykładzie obrabiarki przenośnej założono, że silniki napędowe powinny spełniać wymagania maksymalnego chwilowego i ciągłego obciążenia momentem przy jak najmniejszej masie własnej napędu. Rozważane były trzy koncepcje z silnikami: krokowymi, asynchronicznymi indukcyjnymi oraz bezszczotkowymi silnikami prądu stałego BLDC (*ang. Brushless Direct Current Motor*). W celu redukcji masy zdecydowano się na zastosowanie napędu bezpośredniego w węzłach realizujących ruch obrotowy. Silniki krokowe zostały odrzucone ze względu na mniejszą precyzję pozycjonowania przy maksymalnym momencie obciążenia oraz dużą masę własną.

## 6.4. Projektowanie układu sterowania

Układ sterowania należy do części informatyczno-elektrycznej projektu mechatronicznego obrabiarki przenośnej. Dalsze analizy będą prowadzone dla omawianego przypadku, gdzie w ramach projektu mechanicznego dla układów posuwowych dobrano silniki asynchroniczne oraz BLDC. Model silnika asynchronicznego, umożliwiający przeprowadzenie symulacji numerycznej w celu weryfikacji osiąganych parametrów ruchu opisany jest układem równań (6.20 – 6.22). Zakładając pełną symetrię uzwojeń, pomijając straty na histerezę i prądy wirowe oraz brak nasycenia obwodu magnetycznego [49,52] można transformować trójfazową maszynę elektryczną do uogólnionej maszyny dwufazowej. Model opisany jest w układzie współrzędnych (u-v) wirującym z prędkością kątową  $\omega_k$  [78].

Równania stojana:

$$\begin{cases} u_{1u} = R_1 i_{1u} + \frac{d\psi_{1u}}{dt} - \omega_k \psi_{1v} \\ u_{1v} = R_1 i_{1v} + \frac{d\psi_{1v}}{dt} + \omega_k \psi_{1u} \\ \psi_{1u} = L_1 i_{1u} + L_m i_{2u} \\ \psi_{1v} = L_1 i_{1v} + L_m i_{2v} \end{cases} \quad (6.20)$$

Równania wirnika:

$$\begin{cases} u_{2u} = 0 = R_2 i_{2u} + \frac{d\psi_{2u}}{dt} - (\omega_k - \omega_e) \psi_{2v} \\ u_{2v} = 0 = R_2 i_{2v} + \frac{d\psi_{2v}}{dt} + (\omega_k - \omega_e) \psi_{2u} \\ \psi_{2u} = L_2 i_{2u} + L_m i_{1u} \\ \psi_{2v} = L_2 i_{2v} + L_m i_{1v} \end{cases} \quad (6.21)$$

Równania części mechanicznej:

$$\begin{cases} M_e = \frac{3p_b L_m (\psi_{1u} i_{1v} - \psi_{1v} i_{1u})}{2L_2} \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{p_b (M_e - M_o)}{J_2} \end{cases} \quad (6.22)$$

gdzie:

$L$ ,  $R$ ,  $\Psi$  – indukcyjność własna, rezystancja oraz strumień uzwojenia stojana i wirnika,

$L_m$  – indukcyjność wzajemna,

$p_b$  – liczba par biegunów,

$\omega_2$  – prędkość kątowa, wirnika,

$i_u, i_v, u_u, u_v$  – prądy i napięcia stojana i wirnika dla fazy u i v,

$M_e$  – moment elektromagnetyczny silnika,

$M_o$  – moment obciążenia,

$J_2$  – moment bezwładności wirnika.

Podstawowym zadaniem układu sterowania silnikiem asynchronicznym jest utrzymywanie kąta  $\pi/2$  między wybranymi składowymi pola elektromagnetycznego. Wobec tego przyjęto układ współrzędnych (u-v) związany z wirującym strumieniem wirnika tak, aby oś u pokrywała się z wektorem strumienia  $\psi_2$ , Wówczas:

$$\psi_{2u} = |\vec{\psi}_2|, \quad \psi_{2v} = 0 \quad (6.23)$$

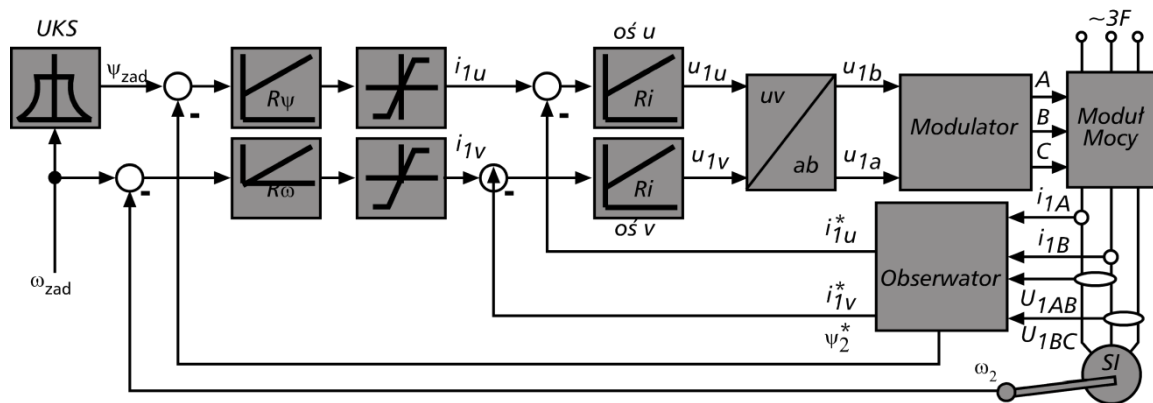
Realizując sterowanie w postaci:

$$\begin{cases} u_{1u} = a_1 U_{ku} + U_{1u} \\ u_{1v} = a_1 U_{kv} + U_{1v} \end{cases} \quad (6.24)$$

gdzie:

$$\begin{cases} U_{ku} = -a_2 a_3 |\vec{\psi}_2| - \omega_k i_{1v} \\ U_{kv} = a_3 \omega_k |\vec{\psi}_2| + \omega_k i_{1u} \end{cases} \quad a_1 = \frac{L_1 L_2 - L_m^2}{L_2}, a_2 = \frac{L_2}{R_2}, a_3 = \frac{L_m}{a_1 L_2} \quad (6.25)$$

otrzymuje się model odsprężony, w którym oś u jest odpowiedzialna za sterowanie strumieniem, a oś v za sterowanie momentem. Układ sterowania przedstawiono schematycznie na rysunku 6.42.



Rys. 6. 42. Schemat blokowy układu sterowania wektorowego silnika indukcyjnego

Układ kształtowania strumienia (UKS) odpowiedzialny jest za zmniejszenie wartości strumienia przy wzroście prędkości obrotowej silnika powyżej wartości nominalnej. Na podstawie zadanej wartości prędkości obrotowej  $\omega_{zad}$  wyznaczone są wartości prądów w osiach u i v, a następnie na ich podstawie wartości napięć, które transformowane są do stacjonarnego układu (a-b), a następnie do układu trójfazowego i poprzez modulator PWM sterują silnikiem.

W analogiczny sposób modeluje się bezszczotkowy silnik prądu stałego opisany układem równań (6.25) [78]. Układ współrzędnych (d-q) zorientowany jest tak, aby oś d pokrywała się z wektorem prądu. Wiruje on z prędkością obrotową wirnika ( $\omega_k = \omega_2 = d\Theta/dt$ ).

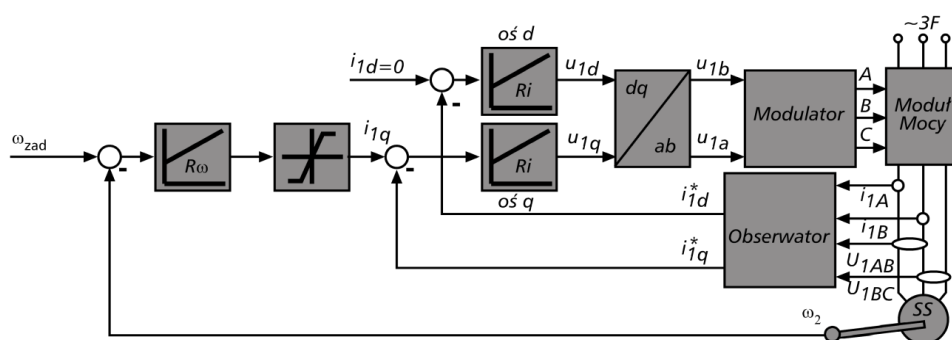
$$\begin{cases} u_{1d} = R_1 i_{1d} + \frac{\Psi_{1d}}{dt} - \omega_2 \Psi_{1q} \\ u_{1q} = R_1 i_{1q} + \frac{\Psi_{1q}}{dt} - \omega_2 \Psi_{1d} \\ \Psi_{1d} = L_1 i_{1d} + \Psi_2 \\ \Psi_{1q} = L_1 i_{1q} \end{cases} \quad M_e = \frac{3p_b(\Psi_{1d}i_{1q} - \Psi_{1q}i_{1d})}{2L_2} \quad (6.26)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{p_b(M_e - M_o)}{J_2}$$

gdzie:  $\Psi_2$  jest strumieniem magnesów trwałych wirnika, a pozostałe oznaczenia są identyczne, jak dla silnika indukcyjnego.

W celu uzyskania maksymalnej wartości momentu napędowego, dąży się do zapewnienia przesunięcia fazowego strumienia i prądu o kat  $\pi/2$ . Warunek ten będzie spełniony, gdy  $i_{1d} = 0$ . W układzie tym, podobnie jak dla silnika indukcyjnego, istnieje możliwość zmniejszenia strumienia poprzez wymuszenie  $i_{1d} < 0$  w przypadku pracy silnika z prędkościami przekraczającymi wartość nominalną. Schematycznie układ sterowania wektorowego przedstawiony jest na rysunku 6.43.

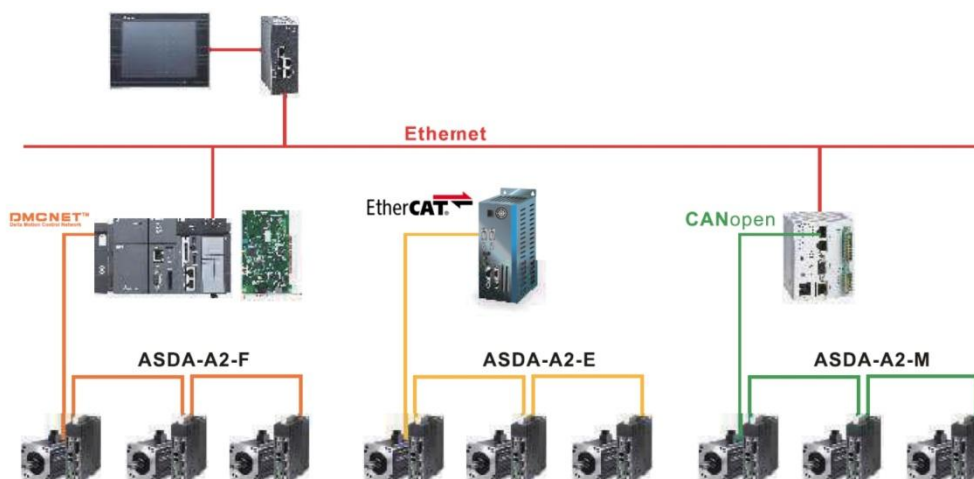
Silniki BLDC oferują największą gęstość energii ze względu na zastosowanie magnesów trwałych na bazie pierwiastków z ziem rzadkich. Z tego powodu są optymalnym rozwiązaniem, biorąc pod uwagę ich masę, możliwość precyzyjnej kontroli parametrów ruchu oraz wysokiej dynamiki. Niestety tego rodzaju układy napędowe są zdecydowanie droższe od rozwiązań z silnikami krokowymi czy asynchronicznymi.



Rys. 6. 43. Schemat blokowy układu sterowania wektorowego silnika synchronicznego z magnesami trwałymi

Osobnym zagadnieniem są walory użytkowe układu sterowania silnikami. Z tego względu, zdecydowano się na zastosowanie napędów, które umożliwiają wymianę danych oraz zadawanie parametrów ruchu poprzez szeroką gamę protokołów komunikacji.

Obecnie istniejące standardy protokołów komunikacyjnych to: CANopen, ControlNet, DeviceNet, EtherCat, Interbus, LonWorks, Modbus, PROFIBUS DP-V0 / DP-V1 oraz protokoły Ethernetu przemysłowego: Ethernet/IP, Modbus/TCP i PROFINet IO. Dobierając elementy energoelektorniki należy zadbać o możliwość wymiany danych między podzespołami wg. minimum jednego z obowiązujących standardów, ich funkcjonalność można rozszerzyć używając opcjonalnych modułów komunikacji (tzw. modułów Wej/Wyj) (rys. 6.44).



Rys. 6. 44. Protokoły komunikacyjne obsługiwane przez dobrane serwonapędy firmy Delta typ ASDA-A2 ( m.in. Ethernet, EtherCat, CANopen, DMCNet, Modbus) [160]

Na podstawie obliczeń spodziewanych obciążeń poszczególnych silników napędowych członów SG-R obrabiarki przenośnej zweryfikowano doборы serwonapędów BLDC. Dla osi C (X1) silnik o mocy 3 kW, dla pozostałych osi silniki o mocy 1,5 kW, oraz dostosowaną do nich energoelektronikę zasilającą wraz z okablowaniem (wszystkie silniki wyposażone są w hamulce gwarantujące unieruchomienie napędów w chwili zaniku napięcia zasilającego, czego wymagają przepisy bezpieczeństwa [115])

Na rysunku 6.45 przedstawiono schematycznie układ sterowania napędami obrabiarki przenośnej. Zadaniem komputera PC1 jest programowanie oraz parametryzacja serwonapędów firmy Delta typ ASDA-A2 [160] oraz odczyt ewentualnych komunikatów o błędach występujących w trakcie pracy obrabiarki. Komunikacja odbywa się za pośrednictwem protokołu Modbus RTU przez złącza IE1394.

Projekt układu sterowania obrabiarki przenośnej do kołnierzy, sterowanej w pięciu osiach zakładał, że serwonapędy powinny być skonfigurowane do pracy w trybie zdalnego zadawania pozycji poprzez łącze komunikacyjne (CAN lub RS485), oraz powinny sterować silnikami (sygnał: Silnik 3F) na podstawie informacji uzyskiwanej

z odpowiednich enkoderów inkrementacyjnych 2500 linii (sygnał: Enkoder). Zastosowanie enkoderów inkrementacyjnych wymusza realizację procedury bazowania obrabiarki. Osie X1-X3 bazowane są poprzez zjazd na punkt referencyjny (sygnał Z) enkodera po osiągnięciu krańcowego położenia. Ze względu na ograniczony zakres przemieszczeń kątowych w osiach X4, X5 (korekcja położenia patrz. pkt.7) konieczne jest użycie czujników krańcowego położenia jako sygnału referencyjnego. Zastosowano 2 czujniki położenia krańcowego na osie X2-X6 oznaczone literą a i b na schemacie blokowym (rys. 6.45).

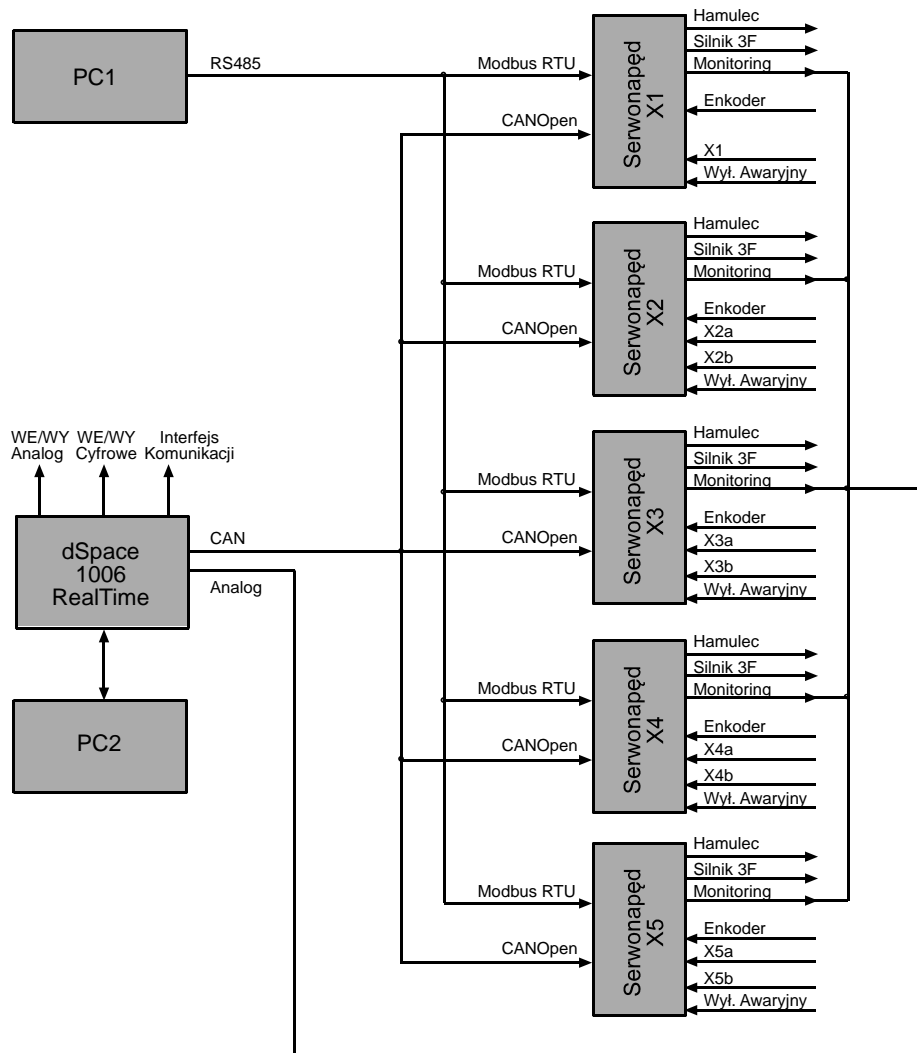
Oś X1 ma jeden czujnik położenia będący jednocześnie źródłem sygnału referencyjnego. Wyłącznik bezpieczeństwa podłączony jest do wszystkich serwonapędów, a jego zadziałanie przerywa pracę silników i powoduje zadziałanie hamulców wbudowanych w silniki (wymagania bezpieczeństwa [115]). Zadawanie parametrów ruchu odbywać się powinno za pośrednictwem łącza komunikacji szeregowej RS485 (zaimplementowany protokół ModbusRTU w środowisku Matlab). Jako układ realizacji sterowania w trybie czasu rzeczywistego wykorzystano system szybkiego prototypowania dSpace 1006 programowanego przez PC2. System ten służyć może również do monitoringu i wizualizacji bieżących parametrów ruchu (moment napędowy, prędkość, natężenia prądu silnika). Zastosowanie układu dS1006 pozwala na uwzględnianie szerokiej gamy czynników mających wpływ na uzyskiwaną dokładność obróbki (jak np. temperatura) i wyznaczenie poprawki oraz skorygowanie wartości zadanej serwonapędu w czasie rzeczywistym.

Zestawiono oznaczenia SG-R wg. nomenklatury PN-93/M-55251 [127] oraz zastosowanej w algorytmie systemu sterowania:

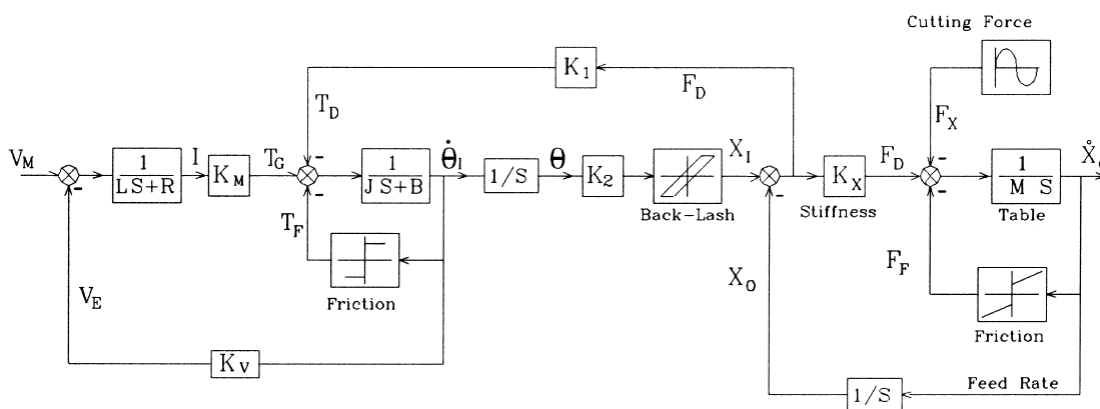
- Oś - PN-93/M-55251:            **C   X   Z   B   A**
- Oś - algorytm sterowania:    **X1   X2   X3   X4   X5**

Zapewnienie precyzyjnej realizacji zaprogramowanej trajektorii ruchu narzędzia wymaga uwzględnienia w każdym z programowanych napędów NC odmiennych charakterystyk pracy, żaden z napędów nie ma identycznych warunków pracy. Staje się to szczególnie istotne w zagadnieniach analizy dynamiki napędów. Podczas pracy w układzie napędowym mogą wystąpić zjawiska skutkujące powstaniem np. niepożądanego ruchu drgającego typu stick/slip lub tzw. chatteru. Aby temu zapobiec, modeluje się programowo bloki funkcyjne, reprezentujące właściwości poszczególnych napędów, w których uwzględnić można takie właściwości jak m.in. występujące napięcia wstępne, tarcie, bezwładność. Do tego celu służą modele układów napędowych implementowane w układy

sterowania w postaci bloków funkcyjnych, znane jako CACSD (*ang. Computer Aided Control System Design*). Przykład realizacji takiego bloku przedstawiono na rysunku 6.46.



Rys. 6. 45. Schemat blokowy układu sterowania silnikami napędowymi obrabiarki przenośnej



Rys. 6. 46. Diagram blokowy układu napędu osi obrabiarki [25]



## **7. Korekcja błędów mocowania i ustalenia układu Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany**

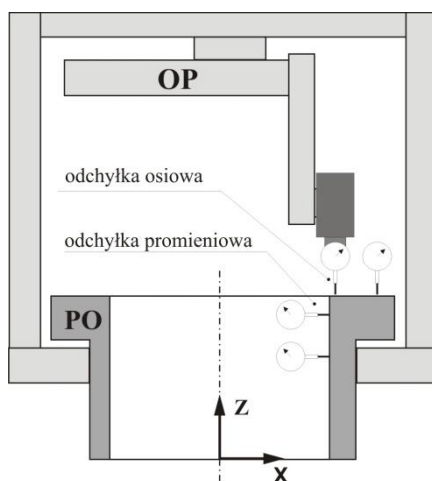
Nowe podejście do rozwiązania problemów mocowania i ustalania obrabiarek przenośnych na przedmiotach obrabianych polega na wyeliminowaniu czasochłonnego i mało dokładnego procesu "mechanicznego" ustalania obrabiarki przenośnej względem przedmiotu obrabianego. Poczyniono założenie, że operator maszyny powinien jedynie dopełnić czynności związanych ze stabilnym montażem obrabiarki na przedmiocie. Obrabiarka przenośna powinna mieć cechy maszyny pomiarowej, co umożliwi jej przeprowadzenie pomiaru położenia na przedmiocie po zakończonym procesie montażu, a precyzyjnie ujmując położenia jego powierzchni obrabianych. Idea ta wymusza opracowanie sposobu wyznaczania położenia obrabiarki przenośnej względem powierzchni obrabianych oraz wiąże się z uwzględnieniem w konstrukcji obrabiarki konieczności realizacji tych pomiarów. Takie podejście wprowadza jakościową zmianę cech techniczno-użytkowych obrabiarek przenośnych, jednak możliwe jest ono jedynie pod warunkiem zastosowania nowoczesnych układów sterowania numerycznego. Wymaga to dodatkowo opracowania matematycznych procedur przekształcania informacji uzyskanej z pomiarów geometrii przedmiotu obrabianego w informację o korekcji położenia obrabiarki względem tego przedmiotu, a następnie wprowadzenia tych wartości do programu sterowania NC, korygując w ten sposób wynikową trajektorię narzędzia.

Takie podejście umożliwi przede wszystkim, automatyzację procesu ustalenia położenia obrabiarki względem przedmiotu obrabianego, a ponadto pozwoli także na przeniesienie najistotniejszych cech nowoczesnych obrabiarek stacjonarnych CNC na obrabiarki przenośne.

W przypadku obróbki przedmiotów osiowo-symetrycznych z użyciem obrabiarki przenośnej - istnieje możliwość bezpośredniego pomiaru w układzie współrzędnych obrabiarki CSM (*ang. Machine Coordinate System*) odchyłek położenia, promieniowych i/lub osiowych, narzędzia względem przedmiotu obrabianego. Odchyłki te można zmierzyć za pomocą standartowego czujnika przemieszczenia, zamocowanego we wrzecionie narzędziowym, co umożliwi pomiar bezpośredniej różnicy odległości między powierzchniami przedmiotu obrabianego a wrzecionem narzędziowym, na wybranych kierunkach.

Na podstawie zmierzonych wartości uprzednio wspomnianych odchyłek, wyznaczyć można niezależnie orientację i położenie układu współrzędnych, związanego z obrabiarką -

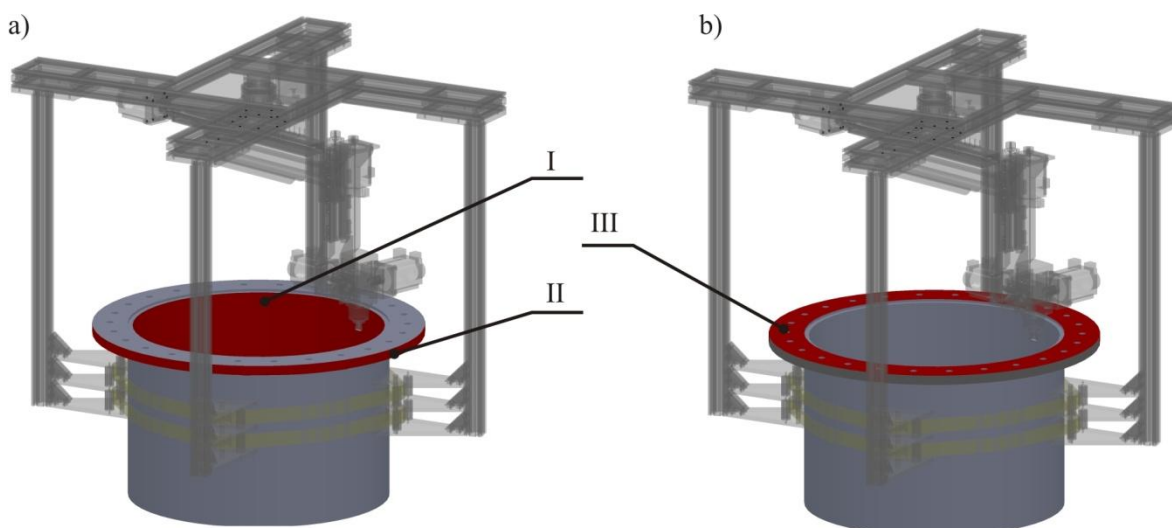
CSM względem układu współrzędnych, związanego z przedmiotem obrabianym – CSW (*ang. Workpiece Coordinate System*). Orientację oblicza się na podstawie wyników pomiarów odchyłki osiowej, natomiast położenie na podstawie wyników pomiaru odchyłki promieniowej. Wyznaczeniu podlegają wartości kosinusów kierunkowych oraz przesunięcia wzajemne środków układów CSM i CSW. W ten sposób uzyskuje się możliwość wzajemnego przeliczania współrzędnych pomiędzy układem współrzędnych obrabiarki i przedmiotu obrabianego. Koncepcję tą przedstawiono na rysunku 7.1.



Rys. 7. 1. Idea pomiaru odchyłki promieniowej i osiowej narzędzia względem przedmiotu obrabianego

W zagadnieniach dokładności obrabiarek stacjonarnych do metali przyjmuje się, że w procesach obróbki skrawaniem jedną z głównych przyczyn błędów obróbki są odchylenia od zadanej trajektorii ruchu narzędzia względem powierzchni przedmiotu obrabianego. Istotną przyczyną tych odchyżeń są niedokładności geometryczne i zjawiska fizyczne występujące w połączeniach przewodnicowych. W połączeniach tych – naruszając warunki dokładności obróbki – występują: błędy kształtu i położenia kontaktujących się ruchowo powierzchni, błędy montażu elementów konstrukcyjnych, zjawisko tarcia, deformacje stykowe i postaciowe wywoływane siłami grawitacji i procesów roboczych obrabiarek. Na tym kończy się klasyczne podejście do wyznaczenia błędu objętościowego (*ang. Volumetric Error*) obrabiarki [3,58]. Znając ten błąd można wyeliminować, lub w znacznym stopniu zminimalizować uprzednio wymienione błędy, przez wprowadzenie jego wartości do układu sterowania obrabiarki. W czasie pracy układ sterowania stale koryguje zadaną trajektorię ruchu narzędzia o wyznaczony błąd, wpływając na zachowanie poszczególnych osi sterowania. Podejście to w żaden sposób nie uwzględnia błędów względnego położenia przedmiotu obrabianego i obrabiarki. Przedstawione nowe

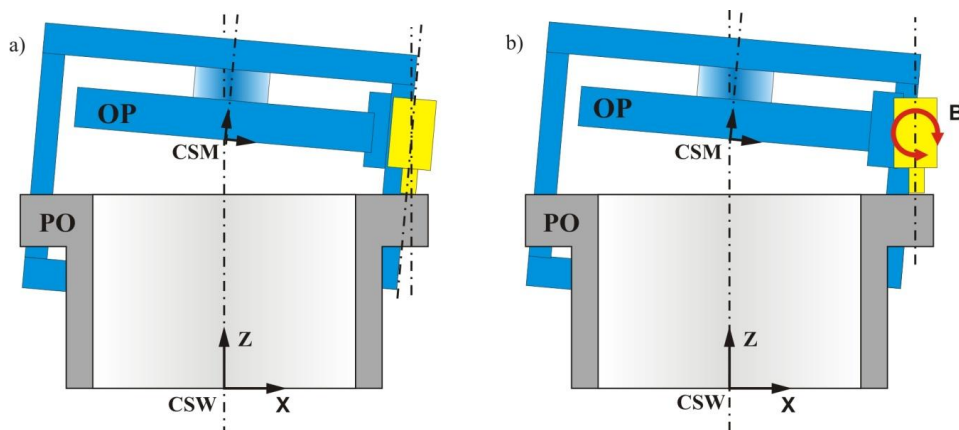
podejście znacząco modyfikuje uprzednio omówioną metodę. Polega ono na użyciu obrabiarki jako maszyny pomiarowej instalowanej na przedmiocie obrabianym, lecz dodatkowo istotą tej metody jest znajomość finalnej geometrii PO, jako wyniku przeprowadzonej obróbki. Dane te ograniczają się z założenia jedynie do geometrii powierzchni, które będą podlegały obróbce skrawaniem (rys. 7.2).



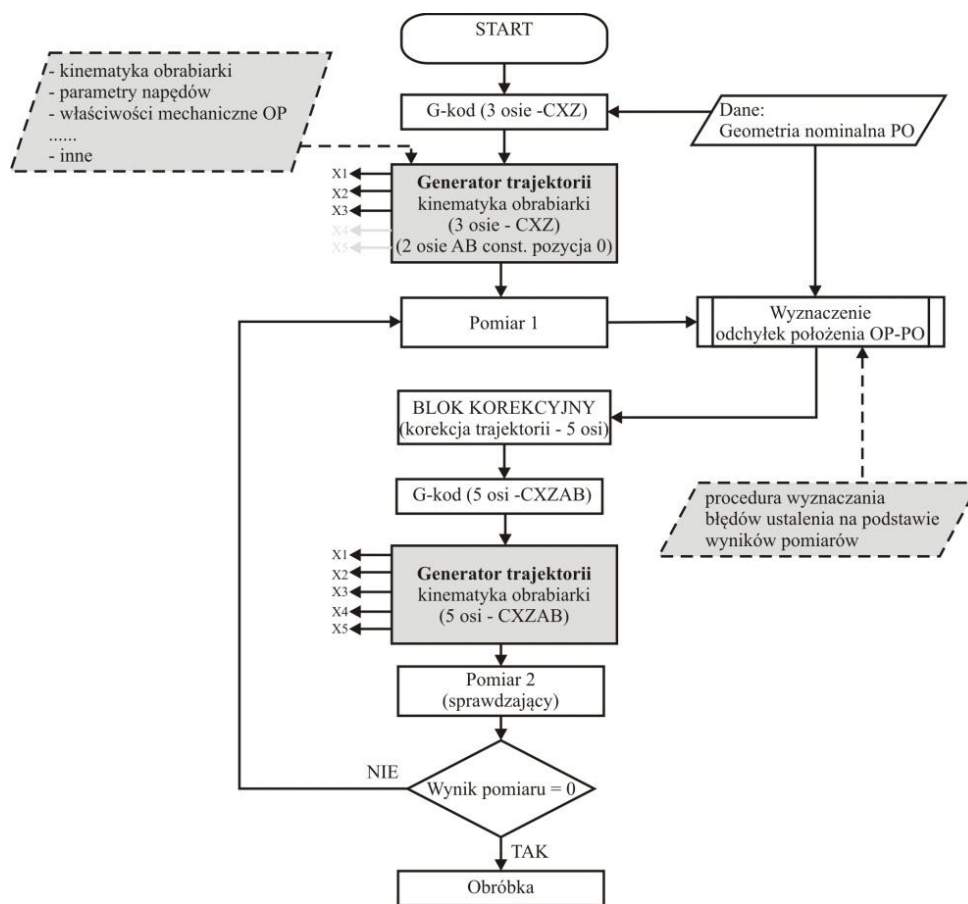
Rys. 7. 2. Powierzchnie obrabiane na przedmiocie a) wewnętrzna cylindryczna rury (I), zewnętrzna walcowa kołnierza(II), b) czołowa kołnierza (III)

Założyć należy, że proces pomiaru odchyłek i późniejszej obróbki jest z jednego zamocowania układu OP-PO i nie ulega zmianie w czasie prowadzonych pomiarów. przed i po obróbce. Wykorzystując cechę maszyny, polegającą na możliwości jej precyzyjnego sterowania w 5-ciu osiach, istnieje możliwość cyfrowego – dyskretnego (punktowego) sterowania napędami w taki sposób, aby ich wypadkowy ruch nadał narzędziu wymaganą trajektorię odwzorowania zamierzonej geometrii obrabianej powierzchni. Wizualizację możliwości korygowania pozycji narzędzia – osi obrotu – powstałą na skutek błedu mocowania OP na PO, względem czołowej powierzchni obrabianego kołnierza zaprezentowano na rysunku 7.3. Przedstawiono na nim położenie osi elektrowrzeciona bez korekty (rys. 7.3 a), i po dokonaniu korekty (rys. 7.3 b) z wykorzystaniem możliwości sterowania jednym z położen kątowych elektrowrzeciona.

Procedurę off-line realizacji obróbki z uwzględnieniem błędów wzajemnego położenia OP-PO przedstawiono na rysunku 7.4. Bloki połączone liniami ciągłymi wykonuje operator maszyny, natomiast przerywanymi wykonywane są automatycznie, bez udziału operatora, w układzie sterowania obrabiarki wg. zaprogramowanych algorytmów uwzględniających kinematykę obrabiarki przenośnej.



Rys. 7. 3. Idea wprowadzania sposobu odwzorowania niedokładności ustalenia do układu sterowania obrabiarki – korekta położenia kątownego wrzeciona w zadanej pozycji  
a) bez korekty, b) z korektą trajektorii



Rys. 7. 4. Schemat blokowy procedury odwzorowania niedokładności ustalenia OP-PO

Wytypowana SG-R obrabiarki przenośnej jest z punktu widzenia kinematyki układów strukturą szeregową. Obrabiarka powinna realizować tzw. konfigurację cylindryczną: pierwszy przegub jest obrotowy i wykonuje obrót (C) wokół podstawy (O), podczas gdy pozostałe dwa są przesuwne (X, Z)). Zmienne przegubowe maszyny stanowią współrzędne

cylicydryczne końcówki wrzeciona obrabiarki względem jej układu mocowania. Dodatkowo doposażono maszynę w dwa przeguby obrotowe (A,B) realizujące obroty w ograniczonym zakresie.

Położenie, czyli pozycja i orientacja każdego elementu mechanizmu przestrzennego mogą być opisane we współrzędnych globalnego układu związanego z nieruchomą podstawą lub w lokalnym układzie związanym z innym (najczęściej sąsiednim) elementem manipulatora. Z każdym członem związany jest lokalny układ współrzędnych. W układach tych opisywane są położenia punktów należących do określonego członu. Opisu położenia członu i jego układu współrzędnych względem innego układu dokonuje się poprzez określenie macierzy transformacji układów współrzędnych. Jednorodna macierz transformacji  ${}^A_B T$  dwóch dowolnych układów współrzędnych {A} i {B} składa się z podmacierzy obrotu układów względem siebie i wektora przemieszczenia środków tych układów (7.1).

$${}^A_B T = {}^A_B R {}^A_B D \quad (7.1)$$

gdzie:

${}^A_B D$  – wektor przesunięcia początku układu {B} do układu {A},

$${}^A_B D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.2)$$

a – przesunięcie wzdłuż osi X,

b – przesunięcie wzdłuż osi Y,

c – przesunięcie wzdłuż osi Z,

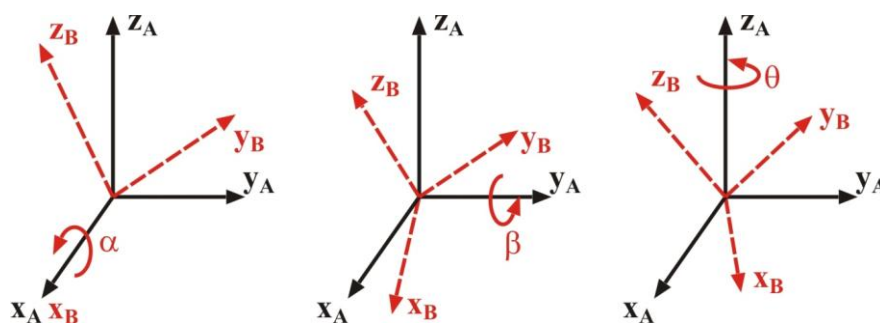
${}^A_B R$  – macierz obrotu układu {B} względem układu A.

Elementami składowymi macierzy obrotu  ${}^A_B R$  są rzuty wektorów układu {B} na osie układu odniesienia {A}; są one nazywane kosinusami kierunkowymi. Macierz obrotu ma postać:

$${}^A_B R = \begin{bmatrix} \cos(X_B, X_A) & \cos(Y_B, X_A) & \cos(Z_B, X_A) & 0 \\ \cos(X_B, Y_A) & \cos(Y_B, Y_A) & \cos(Z_B, Y_A) & 0 \\ \cos(X_B, Z_A) & \cos(Y_B, Z_A) & \cos(Z_B, Z_A) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

Obrót układów współrzędnych względem trzech osi można opisać dokonując trzech prostych obrotów względem kolejnych osi. Macierz obrotu  ${}^A_B R$  można opisać jako iloczyn macierzy prostych obrotów (7.4). Kolejność obrotów pokazano na rysunku 7.5.

$${}^A_B\mathbf{R} = \mathbf{R}_Z(\theta) \cdot \mathbf{R}_Y(\beta) \cdot \mathbf{R}_X(\alpha) \quad (7.4)$$



Rys. 7.5. Kolejność wykonywania obrotów układów odniesienia {B} względem {A};

Macierze obrotu ze wzoru (7.4) mają postacie (7.5)-(7.7):

- obrót względem osi X o kąt  $\alpha$  :

$$\mathbf{R}_X(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

- obrót względem osi Y o kąt  $\beta$ :

$$\mathbf{R}_Y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

- obrót względem osi Z o kąt  $\theta$ :

$$\mathbf{R}_Z(\theta) = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

Po wykonaniu mnożenia macierzy zgodnie z (7.4) otrzymuje się:

$${}^A_B\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos\theta\cos\beta & \cos\theta\cos\beta\sin\alpha - \sin\theta\cos\alpha & \cos\theta\sin\beta\cos\alpha + \sin\theta\sin\alpha & 0 \\ \sin\theta\cos\beta & \sin\theta\sin\beta\sin\alpha + \cos\theta\cos\alpha & \sin\theta\sin\beta\cos\alpha - \cos\theta\sin\alpha & 0 \\ -\sin\beta & \cos\beta\sin\alpha & \cos\beta\cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

Położenie dowolnego punktu związanego z konkretnym członem manipulatora (n), w globalnym układzie współrzędnych, związanym najczęściej z nieruchomą podstawą (0), sprowadza się do obliczenia macierzy przekształcenia  ${}^0_n\mathbf{T}$  (7.9). Macierz ta opisuje położenie układu {n} w układzie {0} i jest iloczynem poszczególnych macierzy przekształceń kolejnych układów (rys. 7.6).

$${}^0_n\mathbf{T} = {}^0_1\mathbf{T} \cdot {}^1_2\mathbf{T} \cdot \dots \cdot {}^{i-1}_i\mathbf{T} \cdot \dots \cdot {}^{n-1}_n\mathbf{T} \quad (7.9)$$

gdzie :

${}^0_n\mathbf{T}$  – macierz przekształcenia z układu {n} do układu {0},

${}^0_1\mathbf{T} \cdot {}^0_2\mathbf{T} \cdot \dots \cdot {}^{i-1}_i\mathbf{T} \cdot \dots \cdot {}^{n-1}_n\mathbf{T}$  – macierze przekształceń pośrednich układów łańcucha kinematycznego do kolejnych układów  $n-1, n \dots, i, i-1, \dots, 1, 0$ .

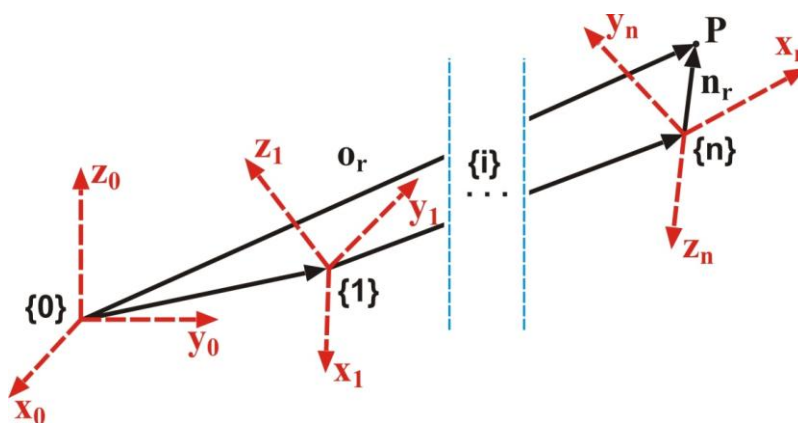
Położenie punktu w układzie  $\{0\}$   ${}^0\mathbf{P}$  wyznacza się mnożąc macierz transformacji  ${}^0_n\mathbf{T}$  i wektor położenia punktu P w układzie  $\{n\}$   ${}^n\mathbf{P}$ . Wówczas:

$${}^0\mathbf{P} = {}^0_n\mathbf{T} \cdot {}^n\mathbf{P} \quad (7.10)$$

gdzie:

${}^0\mathbf{P}$  – wektor pozycji punktu P w układzie  $\{0\}$ ,

${}^n\mathbf{P}$  – wektor pozycji punktu P w układzie  $\{n\}$  manipulatora.



Rys. 7. 6. Istota przekształceń współrzędnych punktu P w układzie n

Współrzędne wektora  ${}^0\mathbf{P}$  są funkcjami złożonymi odpowiednich parametrów eksploatacyjnych zmiennych w czasie. Prędkość punktu P uzyskuje się przez jednokrotne różniczkowanie wektora  ${}^0\mathbf{P}$ , natomiast przyspieszenie przez dwukrotne jego różniczkowanie. I tak :

$${}^0\mathbf{v}_p = d({}^0\mathbf{P})/dt \quad (7.11)$$

$${}^0\mathbf{p}_p = d({}^0\mathbf{v}_p)/dt = d^2({}^0\mathbf{r})/dt^2 \quad (7.12)$$

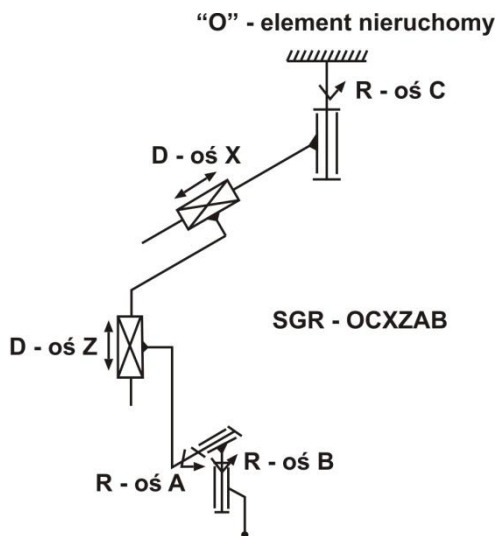
Odpowiednie usytuowanie układów współrzędnych związanych z członami manipulatora oraz ich właściwa orientacji umożliwia uproszczenie i przyspieszenie obliczeń transformacji układów. Powszechnie jest używanie opisu zgodnie z notacją Denavita-Hartenberga, w którym po odpowiednim przypisaniu układów do członów każde przekształcenie współrzędnych między układami można wyrazić dwoma przesunięciami i dwoma obrotami wykonywanymi tylko względem osi X i Z w odpowiedniej kolejności. Zgodnie z notacją Denavita-Hartenberga macierz transformacji współrzędnych dwóch dowolnych układów można zapisać wzorem:

$${}^{i+1}_i\mathbf{T} = (\mathbf{R}_{Xi}(\alpha_i) \cdot \mathbf{D}_{Xi}(a_i)) \cdot (\mathbf{R}_{Zi}(\theta_i) \cdot \mathbf{D}_{Zi}(d_i)) \cdot \quad (7.11)$$

gdzie:

- $R_{X_i}(\alpha_i)$  – macierz obrotu układu  $\{i+1\}$  względem układu  $i$  wokół osi  $x_i$  o kąt  $\alpha_i$ ,
- $D_{X_i}(a_i)$  – macierz przesunięcia środka układu  $\{i+1\}$  w układzie  $\{i\}$  wzdłuż osi  $x_i$  o wartość  $a_i$ ,
- $R_{Z_i}(\theta_i)$  – macierz obrotu układu  $\{i+1\}$  względem układu  $\{i\}$  wokół osi  $z_{i+1}$  o kąt  $\theta_i$ ,
- $D_{Z_i}(d_i)$  – macierz przesunięcia środka układu  $\{i+1\}$  w układzie  $\{i\}$  wzdłuż osi  $z_{i+1}$  o wartość  $d_i$ ,
- $\alpha_i$  – kąt obrotu względem osi  $x_i$  mierzony od osi  $z_i$  do osi  $z_{i+1}$ ,
- $a_i$  – wartość przesunięcia wzdłuż osi  $x_i$ , mierzony od osi  $z_i$  do osi  $z_{i+1}$ , jest dodatnia, gdy zwrot wektora przesunięcia pokrywa się ze zwrotem osi  $x_i$ ,
- $\theta_i$  – kąt obrotu względem osi  $z_i$  mierzony od osi  $x_i$  do osi  $x_{i+1}$ ,
- $d_i$  – wartość przesunięcia wzdłuż osi  $z_i$ , mierzona od osi  $x_i$  do osi  $x_{i+1}$ , jest dodatnia, gdy zwrot wektora przesunięcia pokrywa się ze zwrotem osi  $z_i$ .

Zamodelowano układ OP zgodnie z procedurami, zdefiniowano podstawowe parametry układu kinematycznego oraz ich ograniczenia – możliwe do uzyskania zakresy ruchów postępowych i obrotowych (rys. 7.7)



Rys. 7. 7. Schemat kinematyki obrabiarki przenośnej (D – translacja, R – rotacja)

Zadanie odwrotne kinematyki polega na wyznaczeniu wszystkich możliwych zbiorów wartości przemieszczeń kątowych i liniowych (współrzędnych konfiguracyjnych) w połączeniach ruchowych, które umożliwiają obrabiarce osiągnięcie zadanej pozycji i/lub orientacji wrzeciona. Zadanie programowania i sterowania ruchem obrabiarki mające na celu realizację zadanej trajektorii ruchu narzędzia polega na znalezieniu odpowiednich funkcji (zmiennych w czasie) poszczególnych współrzędnych konfiguracyjnych.



W literaturze spotkać można kilka metod rozwiązywania zadania odwrotnego. Najważniejsze z nich to:

- A. metoda macierzowa – stosuje się w niej równanie przekształceń jednorodnych, zapisanych w notacji Denavita-Hartenberga [22,24],
- B. metoda wektorowa – wykorzystuje równanie o trzech wersorach [50],
- C. metoda numeryczna – stosuje się procedurę Newona-Raphsona lub inne [64],
- E. metoda kolejnych podstawień [33].

Trajektorią punktu opisaną we współrzędnych kartezyjskich, nazywa się zbiór jego czasowych przebiegów położenia, prędkości i przyspieszenia. Planowanie trajektorii polega na wyznaczeniu takich zbiorów. W zadaniu tym należy zwrócić uwagę również na proces przejścia z zapisu trajektorii we współrzędnych kartezyjskich do zapisu we współrzędnych konfiguracyjnych i na odwrot.

Wyznaczenie kinematyki projektowanej obrabiarki jest niezbędne dla poprawnego przeprowadzenia procesu programowania trajektorii ścieżki narzędzia oraz sterowania napędami poszczególnych osi.

Metoda pomiaru poszczególnych błędów geometrycznych wzajemnego położenia OP-PO wynika bezpośrednio z przyjętego modelu korekcyjnych błędów ustalenia obrabiarki przenośnej na przedmiocie obrabianym. Ze względu na przyjęty sposób otrzymywania wyników - pomiarów doświadczalnych charakterystyk błędów geometrycznych - metodę należy zaliczyć do pośrednich. Przeprowadzona analiza zdolności pomiaru zarysu okrągłości, traktując obrabiarkę przenośną jako maszynę pomiarową, umożliwia jej praktyczne zastosowanie.

Wyróżnia się dwa rodzaje realizacji korekcyjnych programów obróbkowych maszyn technologicznych - wprowadzanie korekt do programów obróbkowych: on-line i off-line. Wprowadzanie korekt off-line odbywa się na zasadzie pomiaru rzeczywistej trajektorii ruchu narzędzia i porównania jej z trajektorią zaprogramowaną. Wyznaczone uchyby w poszczególnych kierunkach ruchów służą jako korektory programu obróbkowego. Realizacja takich pomiarów przeprowadza się w większości przypadków bez obciążenia siłami pochodzącymi z procesu skrawania [62]. W praktyce stosuje się przeważnie korekcję na podstawie wyznaczonego błędu objętościowego VE przestrzeni obróbki bez uwzględniania i analizy wpływu na niego obciążeń generowanych przez proces skrawania. Wyznacza się tzw. przestrzenną macierz błędów, która jest implementowana w układ sterowania maszyny, służąc jako korektory pozycji poszczególnych osi w aktualnie zajmowanej przez narzędzie pozycji w przestrzeni obróbki. Idea wprowadzenia korekt on-

line do programów obróbkowych, polega na ciągłej obserwacji rzeczywistej pozycji narzędzia w przestrzeni obróbki w czasie pracy i porównywania go na bieżąco (on-line) z położeniem zaprogramowanym (teoretyczną, bezbłędną pozycją). Jest to metoda będąca w fazie testów na rozpoznanych obiektach - obrabiarkach skrawających CNC o tradycyjnej strukturze geometryczno-ruchowej, a jej rezultaty i poprawność działania nie są jeszcze jednoznacznie potwierdzone [111]. W przypadku rozpatrywanej obrabiarki przenośnej zastosowano metodę off-line mogącą sumarycznie uwzględnić, dla wprowadzenia korektora programu obróbkowego, zarówno błędy ustalenia OP-PO, błędy montażu i ustalenia podsystemów OP, jak i odkształcalność układu (przedmiotu i obrabiarki) pod wpływem sił grawitacji.

Podstawą dla wyznaczenia błędów ustalenia i zamocowania obrabiarki mobilnej na przedmiocie obrabianym – typu rura z kołnierzem – są wyniki pomiarów położenia wielu punktów wytypowanej powierzchni bazowej przedmiotu. W tym celu wykorzystuje się dodatkową funkcję obrabiarki, jaką jest zdolność do dokonywania przed procesem obróbki pomiarów przedmiotu obrabianego, na którym jest ona osadzona. Obrabiarka odgrywa wówczas rolę urządzenia pomiarowego. Przyjmując za bazę przedmiotu wewnętrzną, cylindryczną powierzchnię rury, do wyznaczenia błędów ustalenia i zamocowania obrabiarki niezbędny jest zbiór zmierzonych współrzędnych punktów leżących na tej powierzchni. Współrzędne te określone są względem układu odniesienia, związanego umownie z obrabiarką (CSM).

W proponowanej koncepcji opracowywania wyników pomiarów przyjęto, że zbiór współrzędnych punktów posłuży aproksymacji rzeczywistej, wewnętrznej powierzchni rury powierzchnią walca, którego oś stanowić będzie bazę dla obróbki powierzchni kołnierza (czoła oraz jego obwodu), a także otworów pod złącza śrubowe. Błędy osadzenia obrabiarki będą wtedy wyrażane nie pokrywaniem się osi walca aproksymującego wewnętrzną powierzchnię rury z osią obrotu ramienia obrabiarki, niosącego jednostkę obróbkową maszyny wraz z narzędziem skrawającym. Obie osie będą wówczas wzajemnie przesunięte i nierównoległe do siebie, czyli zwichrowane.

Mając do dyspozycji wyniki pomiarów odchyłki osiowej w układzie CSM po przeprowadzeniu procedury pomiarowej (Pomiar 1 – rys. 7.4 ), obliczana jest orientacja w tym układzie płaszczyzny średniej (dopasowanej metodą najmniejszych kwadratów). Płaszczyzna średnia pokrywa się z płaszczyzną XY układu CSW. Jej równanie jest następujące:

$$z(x, y) = b_0 + b_1 \cdot x + b_2 \cdot y \quad (7.12)$$

gdzie:  $b_0, b_1, b_2$  - współczynniki równania płaszczyzny średniej.

Korzystając z macierzowego zapisu metody najmniejszych kwadratów – wykorzystując środowisko Matlab - wartości współczynników  $b_i$  wyznacza się jako:

$$\mathbf{B} = \text{inv}(\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X}) \cdot (\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{Z}) \quad (7.13)$$

Poszczególne elementy macierzy występujące w równaniu (7.13) są następujące:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & \vdots & \vdots \\ 1 & x_i & y_i \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{Z} = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_i \end{bmatrix}^{\text{dev\_axis}} \quad (7.14)$$

gdzie:

$z_i$  – zmierzona odchyłka osiowa w układzie CSM dla nominalnych współrzędnych  $x_i, y_i$ .

Współrzędne punktów z układu CSW do układu CSM można transponować za pomocą jednorodnego przekształcenia macierzowego. Transformacja ta opisana jest zależnością:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSM}} = {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{rot}} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSW}} \quad (7.15)$$

gdzie:

$${}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{rot}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_x) & -\sin(\theta_x) & 0 \\ 0 & \sin(\theta_x) & \cos(\theta_x) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta_y) & 0 & \sin(\theta_y) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\theta_y) & 0 & \cos(\theta_y) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta_z) & -\sin(\theta_z) & 0 & 0 \\ \sin(\theta_z) & \cos(\theta_z) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

Wykorzystując wyniki pomiarów odchyłki osiowej oraz przyjmując w układzie współrzędnych CSM i CSW to samo położenie kątowe punktu startowego (co jest równoważne z założeniem braku obrotów pomiędzy osiami Z układu CSM i CSW) kąty obrotów w macierzy (7.16) wynoszą odpowiednio:

$$\theta_x = -a \tan\left(\frac{b_1}{b_2}\right); \quad \theta_y = -a \sin(b_0); \quad \theta_z = 0 \quad (7.17)$$

Korzystając z uprzednio przedstawionych wzorów można wzajemnie przeliczać, z uwzględnieniem orientacji układów, współrzędne mierzonego zarysu. Współrzędne te na tym etapie nie uwzględniają jeszcze wzajemnego przesunięcia środków układów CSM i CSW. Zakładając, że odległość układu CSM od układu CSW w osi Z jest stała, problem wyznaczenia wartości odległości przesunięcia wzajemnego środka układów w osi X i Y

można sprowadzić do zagadnienia płaskiego w układzie CSW. W tym celu należy wykorzystać wyniki pomiarów odchyłki promieniowej w układzie CSM, których transformacja uwzględnia wyznaczone wcześniej kąty obrotów pomiędzy układami. Wówczas można skorzystać z równania okręgu na płaszczyźnie w układzie CSW:

$$(x - x_o)^2 + (y - y_o)^2 = r^2 \quad (7.18)$$

po przekształceniach do:

$$a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot y = x^2 + y^2 \quad (7.19)$$

gdzie:

$$a_0 = r^2 - x_o^2 - y_o^2 \quad (7.20)$$

$$a_1 = 2 \cdot x_o$$

$$a_2 = 2 \cdot y_o$$

$r$  – promień,

$x_o, y_o$  – współrzędne środka poszukiwanego okręgu.

Macierzowe równanie metody najmniejszych kwadratów można zapisać w postaci:

$$\mathbf{A} = \text{inv}(\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X}) \cdot (\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{Y}) \quad (7.21)$$

Poszczególne elementy macierzy występujące w powyższym równaniu są następujące:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_i & y_i \end{bmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} x_1^2 + y_1^2 \\ x_2^2 + y_2^2 \\ \vdots \\ x_i^2 + y_i^2 \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

Wyznaczając z równania (7.21) wartości współczynników  $a_i$  poszukiwane wielkości uzyska się z następujących równań:

- promień okręgu średniego:  $r = \sqrt{a_0 + \left(\frac{a_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{a_2}{2}\right)^2}$ ,
- przesunięcie środka układu CSM względem CSW w osi X:  $x_o = \frac{a_1}{2}$ ,
- przesunięcie środka układu CSM względem CSW w osi Y:  $y_o = \frac{a_2}{2}$ .

Ostatecznie transformacja współrzędnych punktów z układu CSW do układu współrzędnych obrabiarki tj. CSM z uwzględnieniem wysięgu narzędzia zamontowanego we wrzecionie przybiera postać:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSM}} = {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{trans}} \cdot {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{rot}} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSW}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x_o \\ 0 & 1 & 0 & y_o \\ 0 & 0 & 1 & z_N + l_{\text{tool}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{rot}} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSW}} \quad (7.23)$$

gdzie:

$z_N$  – nominalna odległość w osi Z pomiędzy układami CSM i CSW,

$l_{\text{tool}}$  – wysięg narzędzia względem  $z_N$ .

Równanie (7.23) umożliwia obliczenie współrzędnych trajektorii ścieżki narzędzia dla obrabiarki mobilnej mocowanej na PO z uwzględnieniem przestrzennej niedokładności tego mocowania. Korzystając z równania (7.23) można także wyznaczyć współrzędne przedmiotu obrabianego w układzie obrabiarki jako:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSW}} = \text{inv} \left( {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{trans}} \cdot {}^{\text{CSM}}\mathbf{T}_{\text{CSW}}^{\text{rot}} \right) \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}_{\text{CSM}} \quad (7.24)$$

Tak wyznaczone wartości mogą służyć jako dane wejściowe do programowania skorygowanych ruchów poszczególnych napędów obrabiarki mobilnej, zmieniając tym samym wypadkową trajektorię narzędzia.

Podstawą do wyznaczania korekt trajektorii ruchu narzędzia niesionego i prowadzonego przez elementy wykonawcze obrabiarki przenośnej jest znajomość położenia kąтового osi układu współrzędnych związanego z przedmiotem obrabianym (CSW) względem układu współrzędnych obrabiarki (CSM). Uzyskanie informacji o skorygowanej trajektorii ruchu narzędzia względem obrabianych powierzchni nie jest wystarczające do przeprowadzenia operacji obróbki. Programując obrabiarkę w układzie walcowym (SGR – OCXZAB) należy uwzględnić zapis kinematyki obrabiarki i dokonać transformacji poszczególnych składowych korekcyjnych na odpowiednie napędy poszczególnych pięciu sterowanych osi:  $X_1$  do  $X_5$ .

W celu weryfikacji poprawnej korekcji trajektorii narzędzia zaleca się każdorazowo przeprowadzenie pomiaru sprawdzającego (Pomiar 2 – rys. 7.4), polegającego na ponownym pomiarze wzajemnego położenia układu PO-OP. Uzyskany wynik odchyłek przy poprawnie zrealizowanej korekcji trajektorii, powinien mieć wartość zerową (w dopuszczalnym zakresie błędu pomiaru). Świadczyć to może wówczas o poprawności zastosowanej procedury i przeprowadzonej korekcji programu obróbkowego.

## **8. Doświadczalna weryfikacja prototypu obrabiarki przenośnej do kołnierzy**

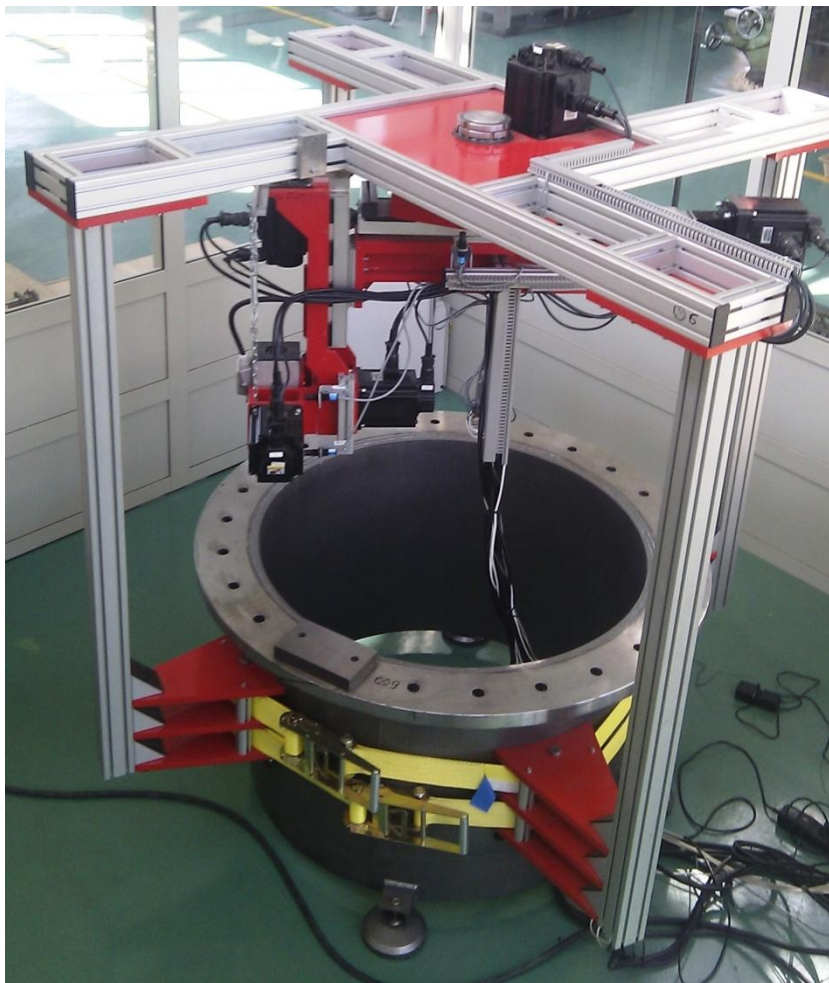
W procesach obróbki skrawaniem przyjmuje się, że jedną z głównych przyczyn błędów obróbki są odchylenia od zadanej trajektorii ruchu narzędzia względem powierzchni przedmiotu obrabianego. Istotną przyczyną tych odchylenia są z jednej strony niedokładności geometryczne i zjawiska fizyczne występujące w połączeniach prowadnicowych, niedokładności mające źródło w układzie sterowania oraz błędy związane z mocowaniem i ustaleniem przedmiotu obrabianego w strefie obróbki. Z drugiej strony istotną przyczyną jest sam proces skrawania, generujący dodatkowe, zmienne obciążenie siłowe w układzie. Można zatem wyróżnić wiele składowych sumarycznego błędu trajektorii narzędzia: błędy kształtu i położenia kontaktujących się ruchowo powierzchni, błędy montażu elementów konstrukcyjnych, zjawisko tarcia, deformacje stykowe i postaciowe wywoływane przez siły grawitacji i siły generowane przez procesy robocze, niedokładność synchronizacji napędów, zmienność obciążeń dynamicznych nieuwzględnianych w modelowaniu poszczególnych osi napędowych itp. Ze względu na cechy charakterystyczne rozpatrywanej obrabiarki przenośnej do kołnierzy doświadczalną weryfikację prototypu przeprowadzono na kilku płaszczyznach projektowych: weryfikacja zastosowanego sposobu mocowania i procedury wyznaczenia korektorów programu obróbkowego NC, weryfikacja sposobu modelowania obrabiarki ze względu na uzyskiwane charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe oraz wibrostanowienie układu OUPN przy zadanych parametrach obróbki.

### **8.1. Weryfikacja sposobu mocowania i ustalenia układu Obrabiarka Przenośna – Przedmiot Obrabiany (OP-PO)**

#### **8.1.1. Pomiar błędów mocowania i ustalenia układu OP-PO**

Pomiary przeprowadzono na zbudowanym prototypie obrabiarki przenośnej do kołnierzy (rys. 8.1). Skoncentrowano się na pomiarach związanych z istotnymi powierzchniami przedmiotu obrabianego ze względu na przeznaczenie tego typu obiektów, a więc płaszczyzny czołowej obrabianego kołnierza i wewnętrznej walcowej powierzchni rury.

W trakcie prowadzonych badań doświadczalnych posługiwano się dwoma oznaczeniami osi w zależności od opisu układu sterowania (X1,X5), czy też układu współrzędnych obrabiarki (CMS) lub przedmiotu (CSW) (C,X,Z,B,A) (patrz pkt. 6.4).

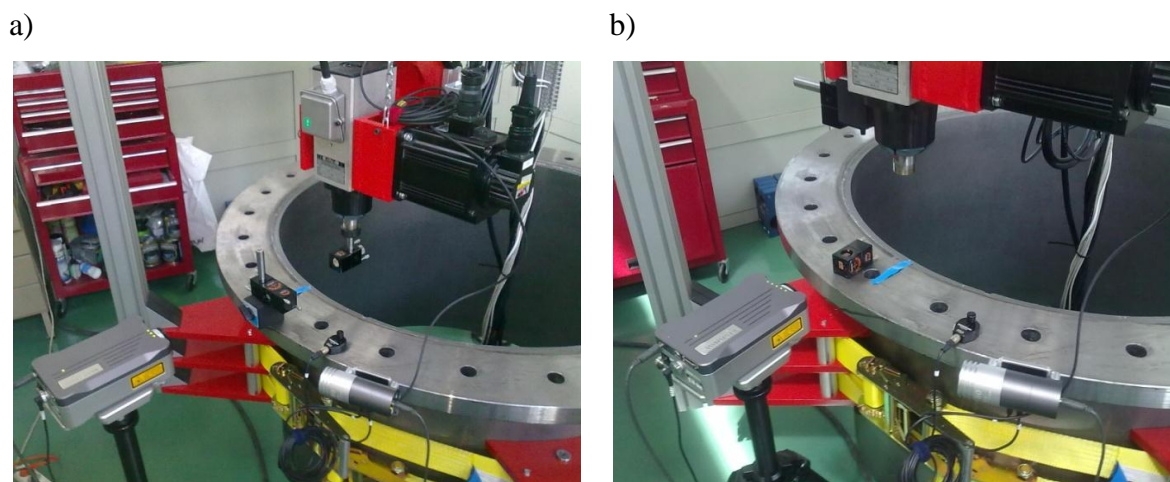


Rys. 8. 1. Przedmiot obrabiany (PO) w postaci rury z przyspawanym od czola kołnierzem wraz z zamocowaną obrabiarką przenośną (OP)

### 8.1.2. Badanie dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi posuwowych

W pierwszej kolejności przeprowadzono badanie dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi posuwowych. Badanie te przeprowadzono w celu uzyskania wartości niezbędnych do wstępnej oceny dokładności i powtarzalności pozycjonowania prototypowej konstrukcji obrabiarki przenośnej oraz w celu uzyskania niezbędnych danych do szacowania niepewności pozycjonowania i orientacji obrabiarki względem przedmiotu obrabianego.

Badania dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi liniowych rozważanej obrabiarki przenośnej przeprowadzono zgodnie z zaleceniami norm [122÷124] m.in. ISO230- 2 (rys. 8.2).



Rys. 8. 2. Widok obrabiarki przenośnej podczas badań dokładności i powtarzalności osi X2

Na podstawie otrzymanych wyników pomiaru generowano tablicę, którą następnie wykorzystano w układzie sterowania obrabiarki do kompensacji off-line położenia narzędzia względem przedmiotu obrabianego – jako wartości korygujących pozycje poszczególnych osi programowanych wg. nominalnej trajektorii ruchu, wprowadzane ze znakiem dodatnim lub ujemnym. W tablicy kompensacji błędu uwzględniono zwrot realizowanego położenia (pchanie, ciągnięcie), co pozwoliło skompensować także luzy zwrotne w poszczególnych osiach (należy podkreślić, że luzy zwrotne wyznaczone podczas znormalizowanego badania odnoszą się do warunków statycznych).

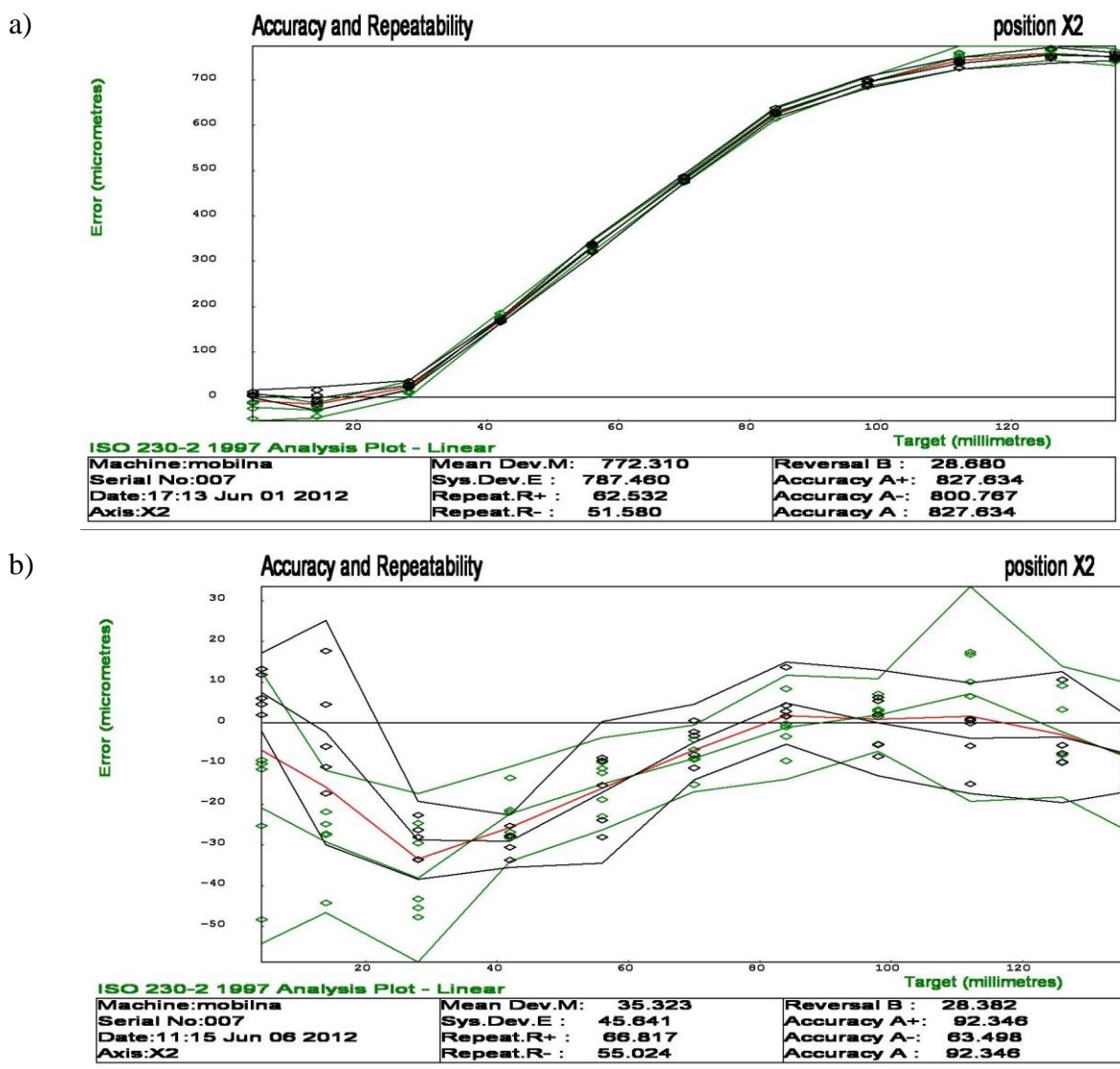
Dokładność i powtarzalność pozycjonowania mierzono interferometrem laserowym. Według danych producenta interferometru dokładność pomiaru (bez uwzględniania poprawek wynikających z rozszerzalności cieplnej materiału) przemieszczeń liniowych wynosi  $MPE = \pm 0,5 \mu\text{m/m}$ . Podczas pomiarów zastosowano kompensację długości fali światła laserowego ze względu na temperaturę, ciśnienie i wilgotność powietrza.

Położenie interferometru i reflektora względem siebie oraz rozmieszczenie czujników temperatury, podczas badania osi X2 (to jest liniowej osi realizującej ruch na kierunku promieniowym przedmiotu obrabianego), pokazano na rysunku 8.2 a, dla osi X3 (liniowa oś realizująca ruch na kierunku osiowym przedmiotu obrabianego) pokazano na rysunku 8.2 b.

Na rysunkach 8.3 i 8.4 pokazano graficznie wyniki pomiarów dokładności i powtarzalności pozycjonowania. Wykresy sporządzono dla pomiarów przed i po kompensacji położenia w układzie sterowania obrabiarki. Wskaźniki, widoczne w obszarze rysunków obliczano zgodnie z zaleceniami ISO 230-2.



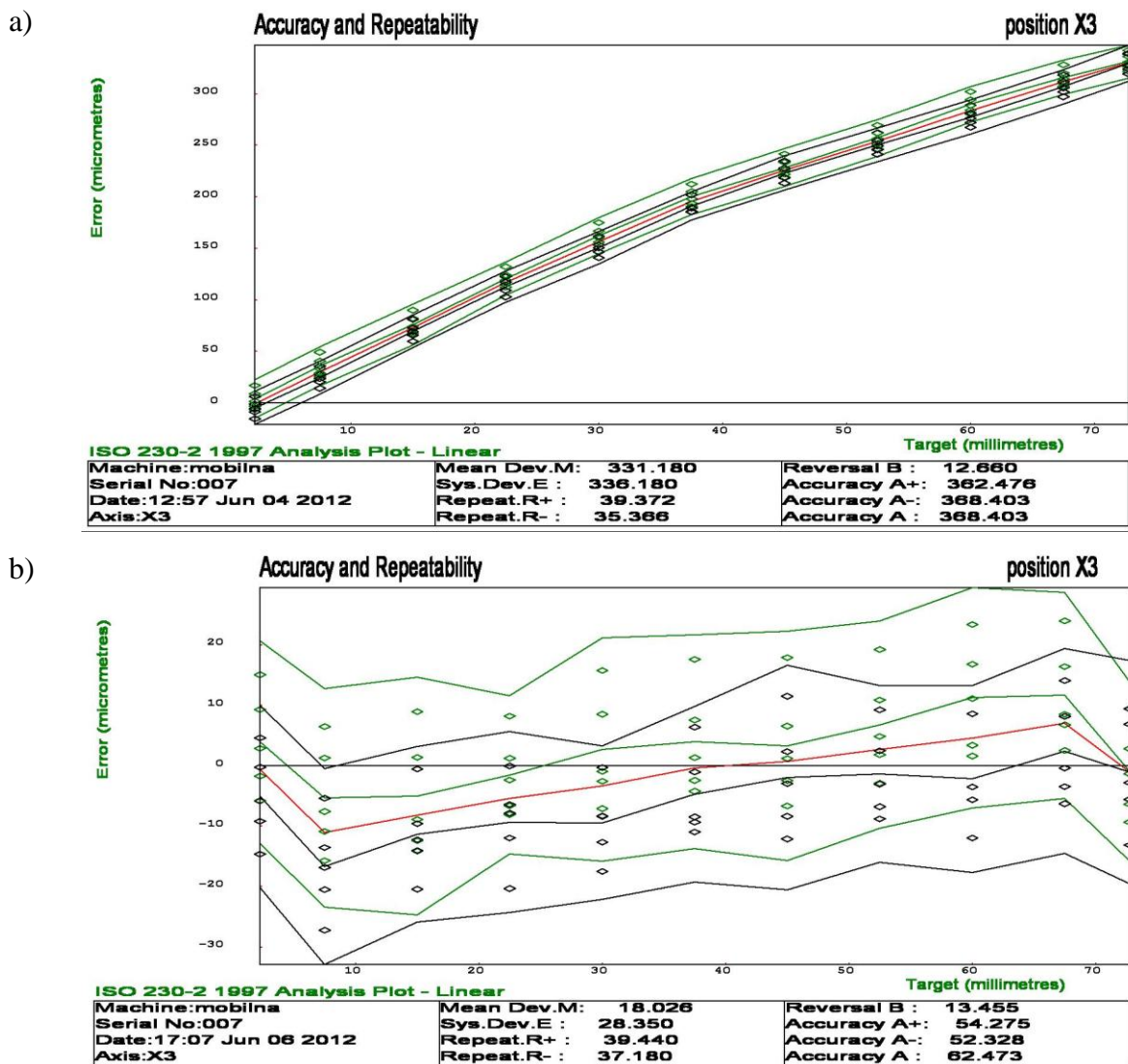
Wyniki dokładności i powtarzalności pozycjonowania z powodzeniem wykorzystano do wygenerowania tzw. tabeli kompensacji położenia poszczególnych osi rozpatrywanej konstrukcji. Wprowadzając te wartości do układu sterowania obrabiarki dla osi X2 uzyskano zmniejszenie błędu pozycji z 828 do 92  $\mu\text{m}$  (rys. 8.3), dla osi X3 z 368 do 62  $\mu\text{m}$  (rys. 8.4). Zatem uzyskano znaczną poprawę dokładności pozycjonowania osi w omawianym układzie.



Rys. 8. 3. Charakterystyka dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi X2 obrabiarki przenośnej (widoki z ekranu aplikacji firmy Renishaw): a) przed kompensacją, b) po kompensacji błędu pozycjonowania osi

Różnice błędu powtarzalności pozycjonowania przed i po korekcji pozycji były mniejsze od 3  $\mu\text{m}$ . Maksymalna wartość powtarzalności pozycjonowania wynosi dla osi X2; 67  $\mu\text{m}$  dla X3; 39  $\mu\text{m}$ . Luzy zwrotne nie przekroczyły wartości 29  $\mu\text{m}$  dla osi X2 oraz 13  $\mu\text{m}$  dla osi X3 (tabela 8.1).

Podczas pomiarów wykorzystano sprzęt będący na wyposażeniu laboratorium metrologii ITM ZUT w Szczecinie (Załącznik 1).



Rys. 8. 4. Charakterystyka dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi X3 obrabiarki przenośnej(widoki z ekranu aplikacji firmy Renishaw): a) przed kompensacją, b) po kompensacji błędu pozycjonowania osi

Tabela 8. 1. Zestawienie wyników pomiarów dokładności i powtarzalności pozycjonowania osi liniowych obrabiarki mobilnej X2 i X3 wg ISO 230-2

		oś X2	oś X3
Dokładność pozycjonowania A [ $\mu\text{m}$ ]	przed kompensacją	828	368
	po kompensacji	92	62
Powtarzalność pozycjonowania R $\uparrow$ [ $\mu\text{m}$ ]	przed kompensacją	62	39
	po kompensacji	67	39
Powtarzalność pozycjonowania R $\downarrow$ [ $\mu\text{m}$ ]	przed kompensacją	52	35
	po kompensacji	55	37
Luz zwrotny B [ $\mu\text{m}$ ]	przed kompensacją	29	13
	po kompensacji	28	13

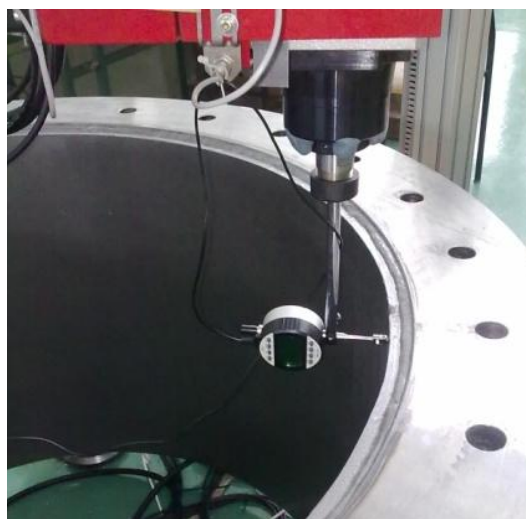
### 8.1.3. Pomiar odchyłek osiowych i promieniowych trajektorii narzędzia układu OP-PO

W celu przeprowadzenia pomiarów odchyłek osiowych i promieniowych użyto cyfrowy dotykowy czujnik przemieszczenia o rozdzielczości 0,001 mm i maksymalnym błędzie granicznym dokładności wskazań  $MPE = \pm 0,005$  mm. Czujnik ten mocowano ręcznie w uchwycie narzędziowym. Rejestrację wyników pomiarów zautomatyzowano podłączając czujnik za pośrednictwem portu szeregowego RS 245 do urządzenia rejestrującego. Wyniki pomiarów synchronizowano ze wskazaniami układów pomiarowych obrabiarki (enkodery), co pozwoliło statycznie (podczas postoju), a także dynamicznie (podczas ruchów realizowanych przez elementy wykonawcze obrabiarki) rejestrować wyniki mierzonej odchyłki i aktualne wartości wskazań przetworników położenia maszyny. Widok czujnika podczas wykonywania pomiaru odchyłek osiowych oraz promieniowych przedstawiono na rysunku 8.5.

a)



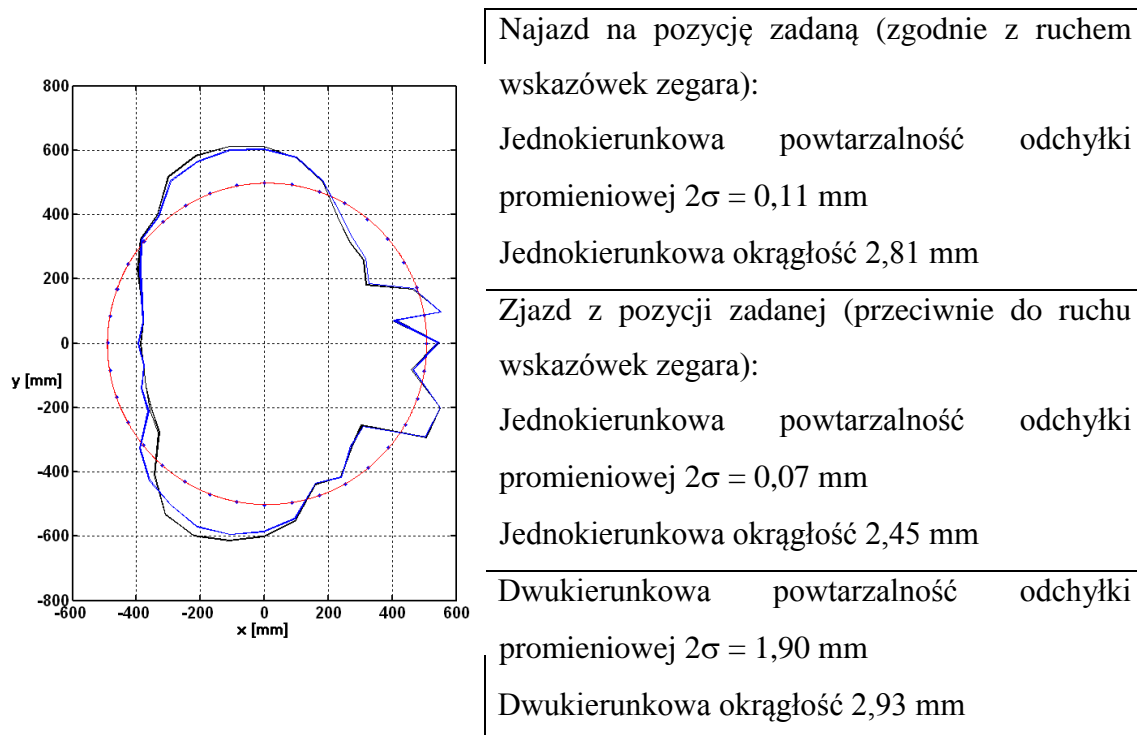
b)



Rys. 8. 5. Pomiar odchyłki a) osiowej, b) odchyłki promieniowej

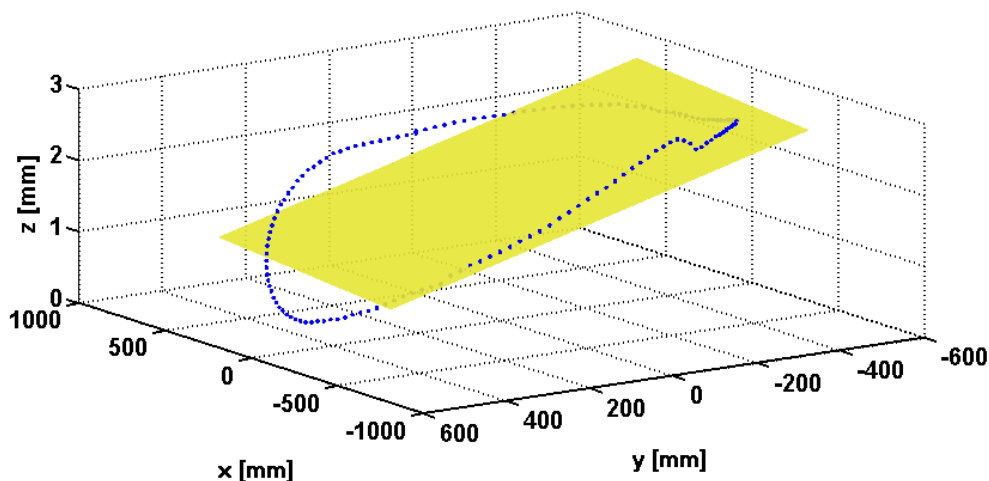
Pomiar został zrealizowany w sposób rozprzegający ruchy osi – eliminując wpływy pozostałych na aktualnie mierzoną, tzn. w trakcie pomiaru realizowany był jedynie ruch osi obrotowej C (X1), pozostałe pozostawały w trakcie odczytu wartości pomiarowych nieruchome. Pomiar wykonano z pięciokrotnymi powtórzeniami oraz z najazdem i zjazdem z pozycji zadanej.

Na rysunku 8.6 przedstawiono przykładowe wyniki przeprowadzonych pomiarów odchyłki promieniowej (na kierunku osi X obrabiarki), z uwzględnieniem jedno i dwukierunkowej powtarzalności odchyłki promieniowej.



Rys. 8. 6. Wizualizacja w skali 100/1 przykładowego wyniku pomiaru dwukierunkowej odchyłki promieniowej w układzie współrzędnych obrabiarki przENOśnej (skala osi nie dotyczy widoku zarysu mierzonego)

Na rysunku 8.7 przedstawiono wizualizację wyników przeprowadzonych pomiarów odchyłki osiowej (na kierunku osi Z obrabiarki).



Rys. 8. 7. Wizualizacja przykładowego wyniku pomiaru odchyłki osiowej w układzie współrzędnych obrabiarki (CMS) wraz z dopasowaniem do mierzonego zarysu płaszczyzny średniej

Kąty obrotów pomiędzy osiami X i Y układów CSM i CSW obliczone z zależności (7.17) dla przedstawionych powyżej wyników pomiarów wynoszą odpowiednio:  $\theta_x = -5,57'$

oraz  $\theta_y = -0,82'$ . Dodatkową informacją z analizy zarysu pokazanego na rysunku 8.7 jest odchyłka płaskości mierzona na kierunku osiowym PO, która w rozpatrywanym przykładzie wyniosła 1,03 mm. Podobnie jak przy pomiarach odchyłki promieniowej, powtarzalność pomiaru odchyłki osiowej w najgorszym przypadku wynosiła: jednokierunkowa  $2\sigma = 0,1$  mm oraz dwukierunkowa  $2\sigma = 1,5$  mm.

Wyznaczając kąty obrotów (patrz pkt. 7), obliczeniowe wartości przesunięcia środka układu CSM względem CSW wyniosły kolejno: w osi X –  $x_o = 8,71$  mm oraz osi Y –  $y_o = -0,52$  mm.

#### 8.1.4. Szacowanie niepewności ustalenia i zamocowania układu OP-PO

Szacowanie niepewności ustalenia i zamocowania, czyli pozycjonowania i orientacji obrabiarki przenośnej względem przedmiotu obrabianego przeprowadzono symulacyjnie metodą Monte Carlo. W symulacji randomizacji (przy założeniu, że populacja cechy ma rozkład jednostajny) podlegały:

d - wartość średnicy nominalnej na której dokonywano pomiaru odchyłek,

$\delta$  - wartość wyniku pomiaru mierzonej odchyłki,

$\vartheta$  - wartość nominalnej pozycji kątowej, dla której dokonywano pomiaru.

Założenia: Wartość średnicy nominalnej  $d$ , na której dokonywano pomiaru odchyłek zależy głównie od właściwości samej obrabiarki tj. stopnia wiarygodności wskazań układów pomiarowych maszyny. Wskazanie to zależy od dokładności i powtarzalności przyjęcia punktu zerowego dla średnicy, odkształceń termicznych układu nośnego obrabiarki oraz dokładności pozycjonowania napędu. Na tym etapie projektowania nie skupiano się na dokładności przyjęcia punktów zerowych dla poszczególnych napędów. Można jednak wyobrazić sobie kalibrację punktów zerowych obrabiarki z wykorzystaniem wzorca materialnego (sprawdzianu). Na potrzeby dalszej analizy przyjęto bezpiecznie wartość na poziomie 0,05 mm dla omawianego źródła błędu. W wyniku odkształceń aluminiowego ( $\alpha=22 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ ) układu nośnego obrabiarki należy się spodziewać dla średnicy jednego metra i różnicy temperatury  $20^\circ\text{C}$  w stosunku do temperatury odniesienia wg ISO 1 zmian średnicy w zakresie  $1000 \cdot 22 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = 0,44$  mm. Średnia dokładność pozycjonowania napędu osi odpowiedzialnej za przyrost średnicy obrabianej (rozumianej zgodnie z ISO 230-2) przed korekcją pozycji w układzie sterowania obrabiarki wynosi 0,79 mm. W analizie Monte Carlo przyjęto zatem, zakres zmian średnicy nominalnej  $d$  na poziomie:  $\pm (0,05+0,44+0,79) = \pm 1,28$  mm. Wartość wyniku pomiaru odchyłki  $\delta$

osiowej i/lub promieniowej zależy w każdym punkcie pomiarowym od dokładności wskazań zastosowanego czujnika przemieszczeń  $MPE = \pm 0,005$  mm, powtarzalności pomiaru  $R = 0,11$  mm w przypadku pomiaru jednokierunkowego oraz  $R = 1,9$  mm dla pomiaru dwukierunkowego. W najbardziej niekorzystnym przypadku, zatem zmienność odchyłki  $\delta$  w symulacji Monte Carlo przyjęto na poziomie  $\pm (0,005+0,11) = \pm 0,12$  mm dla pomiaru jednokierunkowego oraz  $\pm (0,005+1,9) = \pm 1,91$  mm dla pomiaru dwukierunkowego.

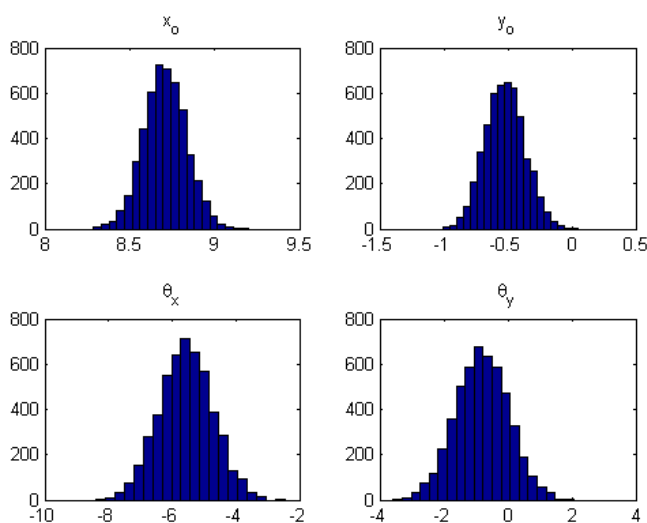
Do symulacji Monte Carlo przyjęto dla początkowej wartości pozycji kątowej  $\vartheta$  zakres zmian na poziomie  $\pm 1^\circ$ . Wartość ta odzwierciedla możliwości układów pomiarowych obrabiarki odpowiedzialnych za zerowanie i powtarzalność pozycji startowej na obwodowym kierunku względem przedmiotu obrabianego.

Realizując symulację 5000 razy otrzymano populację wyników dla wzajemnych przesunięć układów CSM i CSW tj.  $x_o$ ,  $y_o$  – oraz kątów obrotów  $\theta_x$  i  $\theta_y$ . Ich wartości średnie wraz z przedziałem niepewności  $2\sigma$  (co odpowiada 95% przedziałowi ufności) zestawiono poniżej dla:

- dwukierunkowych wyników pomiaru odchyłek promieniowych i osiowych (rys. 8.8);

$$x_o = 8,71 \pm 0,25 \text{ mm} \quad y_o = -0,52 \pm 0,31 \text{ mm} \quad \theta_x = -5,57 \pm 1,68^\circ \quad \theta_y = -0,81 \pm 1,66^\circ$$

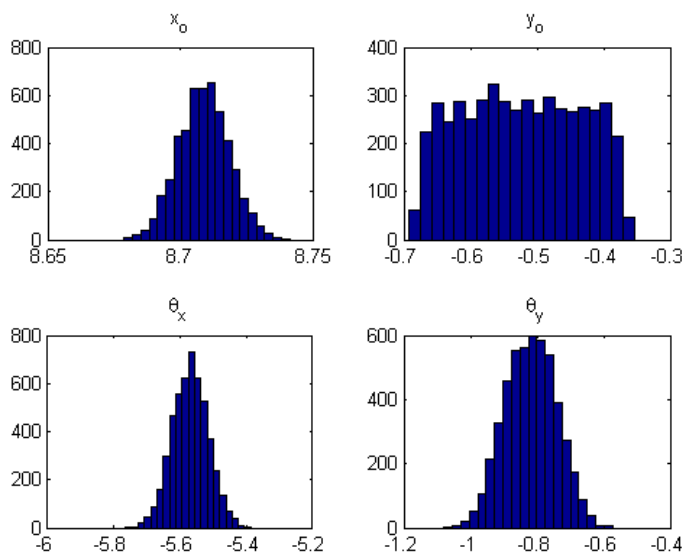
Niepewność wyznaczania kąta obrotu na poziomie  $\sim 1,7^\circ$  będzie skutkowałą w najgorszym przypadku niepewnością określenia współrzędnej w osi Z dla narzędzia względem przedmiotu obrabianego o średnicy 1000 mm na poziomie  $\pm 1,7/60 \cdot 1000/2 \cdot \pi/180 = \pm 0,23$  mm.



Rys. 8. 8. Histogramy liczebności dla wyznaczonych parametrów  $x_o$ ,  $y_o$ ,  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  dla dwukierunkowych wyników pomiaru odchyłek promieniowych i osiowych

- jednokierunkowego pomiaru odchyłek promieniowych i osiowych (rys. 8.9);

$$x_o = 8,71 \pm 0,02 \text{ mm} \quad y_o = -0,52 \pm 0,18 \text{ mm} \quad \theta_x = -5,57 \pm 0,12' \quad \theta_y = -0,82 \pm 0,15'$$



Rys. 8. 9. Histogramy liczebności dla wyznaczonych parametrów  $x_o$ ,  $y_o$ ,  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  dla jednokierunkowych wyników pomiaru odchyłek promieniowych i osiowych

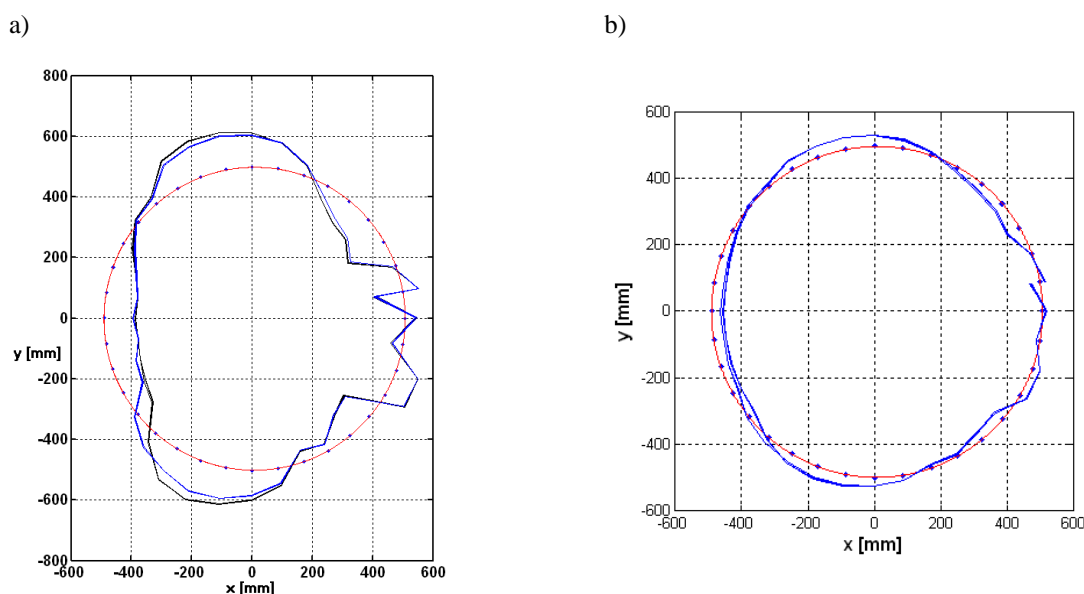
Niepewność wyznaczania kąta obrotu na poziomie  $\sim 0,15'$  będzie skutkowałą w najgorszym przypadku niepewnością określenia współrzędnej pozycji narzędzia w osi Z względem przedmiotu obrabianego o średnicy 1000 mm na poziomie  $\pm 0,15/60 \cdot 1000/2 \cdot \pi/180 = \pm 0,02 \text{ mm}$ .

Otrzymane wyniki dotyczą szacowania niepewności pozycjonowania i orientacji obrabiarki względem PO przy bardzo rygorystycznych założeniach tj. aż przy  $20^\circ\text{C}$  różnicy temperatury obrabiarki względem temperatury odniesienia, dwukierunkowego pomiaru odchyłek oraz braku kompensacji pozycji zadanej w układzie sterowania obrabiarki. Dlatego wartości niepewności dla wzajemnego przesunięcia środków układów współrzędnych obrabiarki i przedmiotu obrabianego na poziomie nie większym niż  $\pm 0,31 \text{ mm}$  oraz niepewności pozycji w osi Z (zgodnie z kierunkiem odchyłki osiowej) narzędzia względem PO wynikającej z kątów obrotów układów na poziomie nie większym niż  $\pm 0,23 \text{ mm}$  należy uznać za zadowalające w odniesieniu do specyfikacji geometrycznej potencjalnie skrawanych detali na przedmiotowej obrabiarence.

#### 8.1.5. Weryfikacja koncepcji korekcji trajektorii ruchu narzędzia ze względu na system mocowania OP-PO

Kluczowym zagadnieniem w korekcji trajektorii ruchu narzędzia, uwzględniającej błędy mocowania i ustalenia OP na PO było zagadnienie, czy układ sterowania umożliwi

efektywne sterowanie osi, pozwalające na wprowadzenie wymaganych korekt. W pierwszej fazie testowania procedur wyznaczania korekt i możliwości systemu sterowania przeprowadzono korektę pomiaru „bezsłowego”, polegającą na pomiarze odchyłki promieniowej, przy założeniu wprowadzenia korektora do programu NC. Spodziewano się uzyskać mniejsze odchyłki od wyidealizowanej trajektorii niż w przypadku pomiaru bez korekcji. Uzyskano zadowalające wyniki zmniejszenia odchyłek promieniowych, co wskazuje na poprawność stosowanych procedur. (rys. 8.10). Przedstawione wykresy dowodzą możliwości wprowadzenia korekt błędów położenia układu OP-PO do układu sterowania (generatora trajektorii).



Rys. 8. 10. Wizualizacja w skali 100/1 wyniku pomiaru odchyłki promieniowej w układzie współrzędnych obrabiarki przerośnej (skala osi nie dotyczy widoku zarysu mierzonego) a) przed korektą, b) po korekcie programu NC

## 8.2.Badania doświadczalne dynamiki układu OP-PO

Głównym celem przeprowadzenia badań modalnych układu OP-PO jest uzyskanie informacji o jego dynamice. Informacje te można pozyskać na podstawie analizy przebiegów czasowych sygnałów wejściowych (wymuszeń) oraz wyjściowych (odpowiedzi struktury). Można również wyznaczyć częstotliwościowe funkcje przejścia i na ich podstawie dokonać estymacji parametrów modelu modalnego.

Ze względu na stosowany sposób wymuszenia rozróżnia się trzy typy eksperymentu modalnego – test impulsowy, test z użyciem wzbudnika oraz tzw. operacyjną analizę



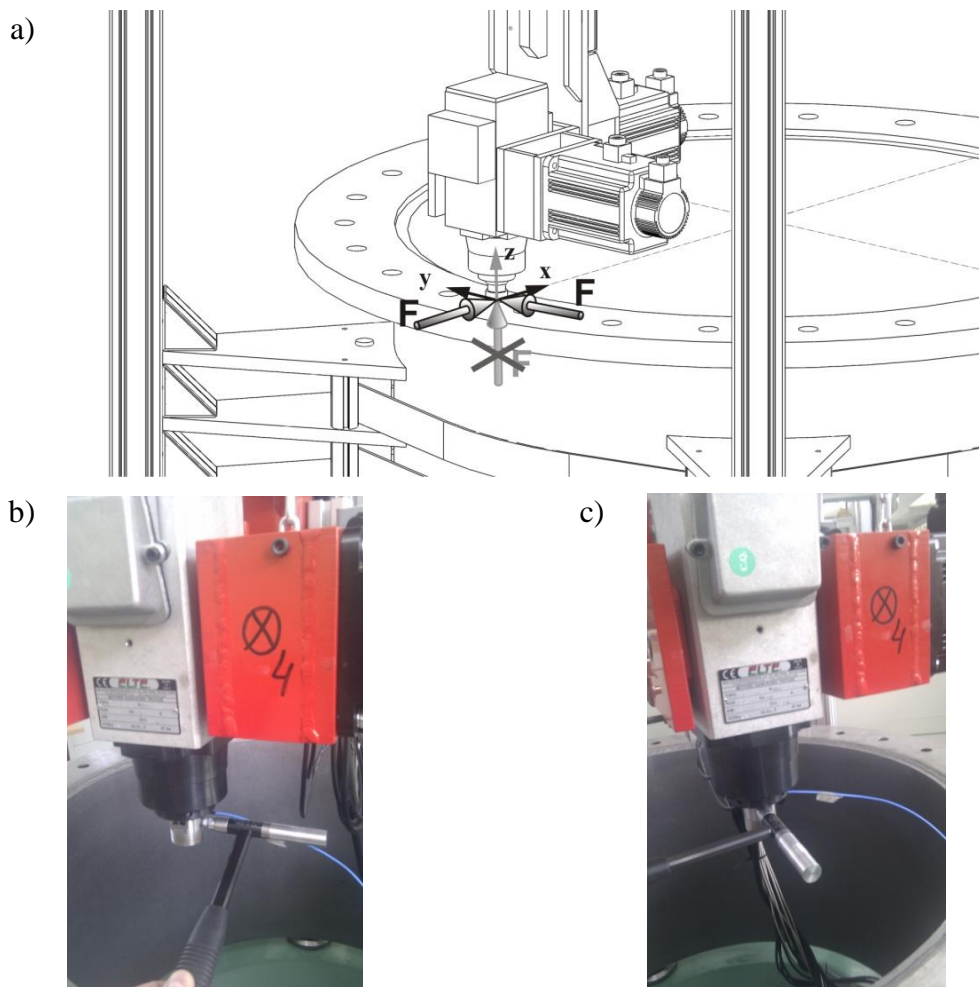
modalną. Obecnie w praktyce najczęściej zastosowanie znajdują przede wszystkim testy impulsowe i takim badaniom poddano układ MDS OP-PO.

Test impulsowy polega na zastosowaniu młotka modalnego, jako elementu pobudzającego obiekt do drgań. W przypadku testu impulsowego największym ograniczeniem jest ilość energii, jaką można doprowadzić do układu, pobudzając go do drgań. Teoretycznie impuls Dirac'a posiada płaskie widmo w nieskończenie szerokim zakresie częstotliwości. Praktycznie jednak impuls ma skończoną amplitudę i niezerowy czas trwania, co objawia się ograniczonym zakresem częstotliwości, w którym możliwe jest pobudzenie obiektu do drgań. Właściwego doboru młotka modalnego dokonuje się w oparciu o dwie informacje: parametry obiektu (masa, geometria) oraz wymagane przez warunki badań pasmo częstotliwości, w którym będą estymowane parametry modelu. Jeśli chodzi o kwestię pomiaru odpowiedzi, to najpowszechniej obecnie stosowanymi czujnikami są piezoelektryczne przetworniki przyspieszenia.

Badania modalne można podzielić na pełne oraz częściowe. Przez badania pełne rozumie się wyznaczenie postaci drgań istotnych elementów układu MDS układu OUPN w przewidzianym zakresie częstotliwości. Badania częściowe mogą polegać na tym, że wyznacza się funkcje przejścia tylko w wybranych punktach konstrukcji obrabiarki – najczęściej na końcówce narzędzia (*ang. tooltip test*) lub przedmiotu obrabianego. Tak wyznaczone funkcje przejścia umożliwiają na przykład prognozowanie wibrostanowienia badanej obrabiarki [19].

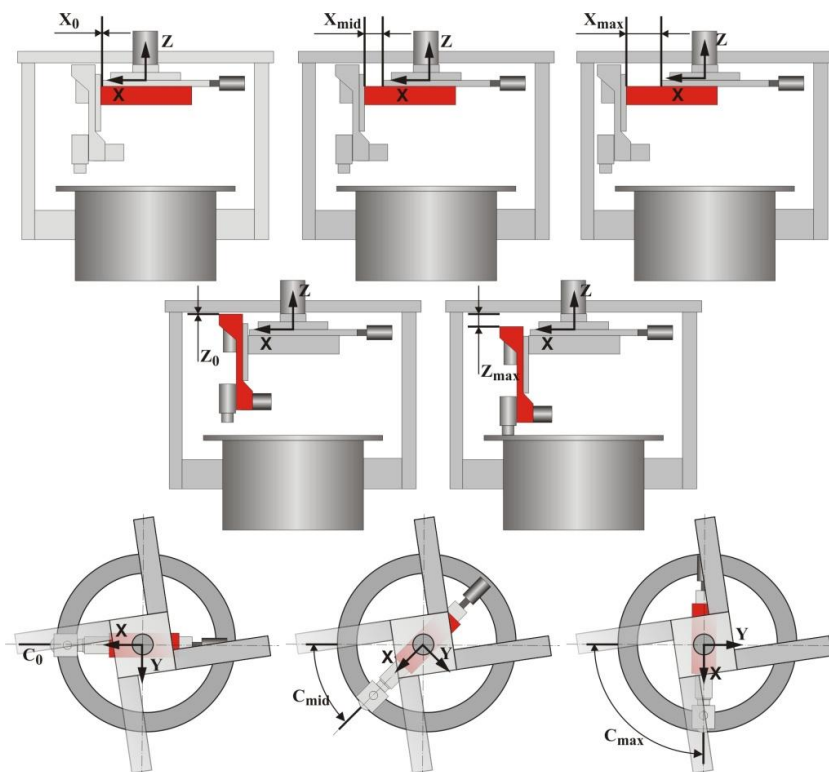
### **8.2.1. Test impulsowy**

Realizacja testu impulsowego polegała na umieszczeniu czujnika przyspieszeń na końcówce elektrowrzeciona (miejscu mocowania narzędzia), a następnie pobudzeniu obrabiarki do drgań uderzeniem młotka modalnego w tym samym punkcie. Korzystnym było by powtórzenie tej procedury dla każdej z kombinacji kierunków uderzenia oraz pomiaru odpowiedzi, co jest relatywnie łatwe do realizacji w przypadku użycia trójosiowych czujników przyspieszeń. Często jednak zachodzi sytuacja, w której ze względu na skomplikowaną geometrię narzędzia lub brak przestrzeni, trudno jest zrealizować wymuszenie na wszystkich trzech kierunkach. W czasie badań obrabiarka powinna bowiem znajdować się w ustawieniu odpowiadającym realizacji procesu skrawania. W tym przypadku nie było możliwości wykonania wymuszenia siłowego w osi elektrowrzeciona (rys. 8.11).



Rys. 8. 11. Realizowane kierunki wymuszenia w trakcie testu impulsowego

Cechy charakterystyczne badanej obrabiarki przenośnej sugerowały prawdopodobieństwo zmian jej właściwości dynamicznych w zależności od konfiguracji (wzajemnego ustawienia poszczególnych elementów układu korpusowego). Z tego powodu przeprowadzono pomiary dla kilku konfiguracji wzajemnego położenia elementów korpusowych (rys. 8.12). Celem tych badań było zarówno dostarczenie danych do prognozy wibrostabilności badanej obrabiarki, jak również sprawdzenie, czy właściwości dynamiczne obrabiarki zmieniają się istotnie w zależności od jej konfiguracji. W rezultacie obrabiarkę przebadano w 18 wariantach wzajemnego ustawienia, przy tych samych nastawach regulatorów, w ustabilizowanym stanie termicznym. Oznaczenie wariantów zestawiono w tabeli 8.2.

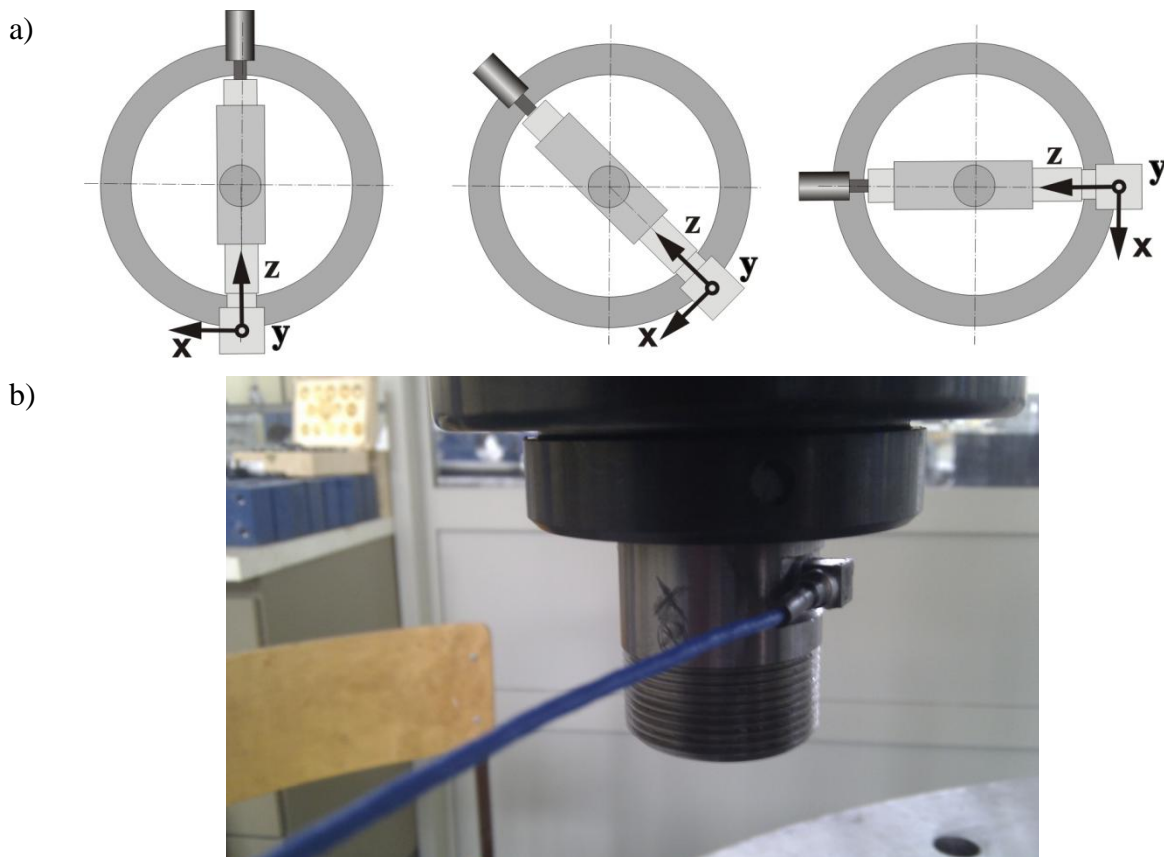


Rys. 8. 12. Oznaczenia zakresów zmienności parametrów konfiguracji obrabiarki przenośnej

Tabela 8.2. Zestawienie 18-tu wariantów wzajemnego ustawienia elementów korpusowych obrabiarki przenośnej

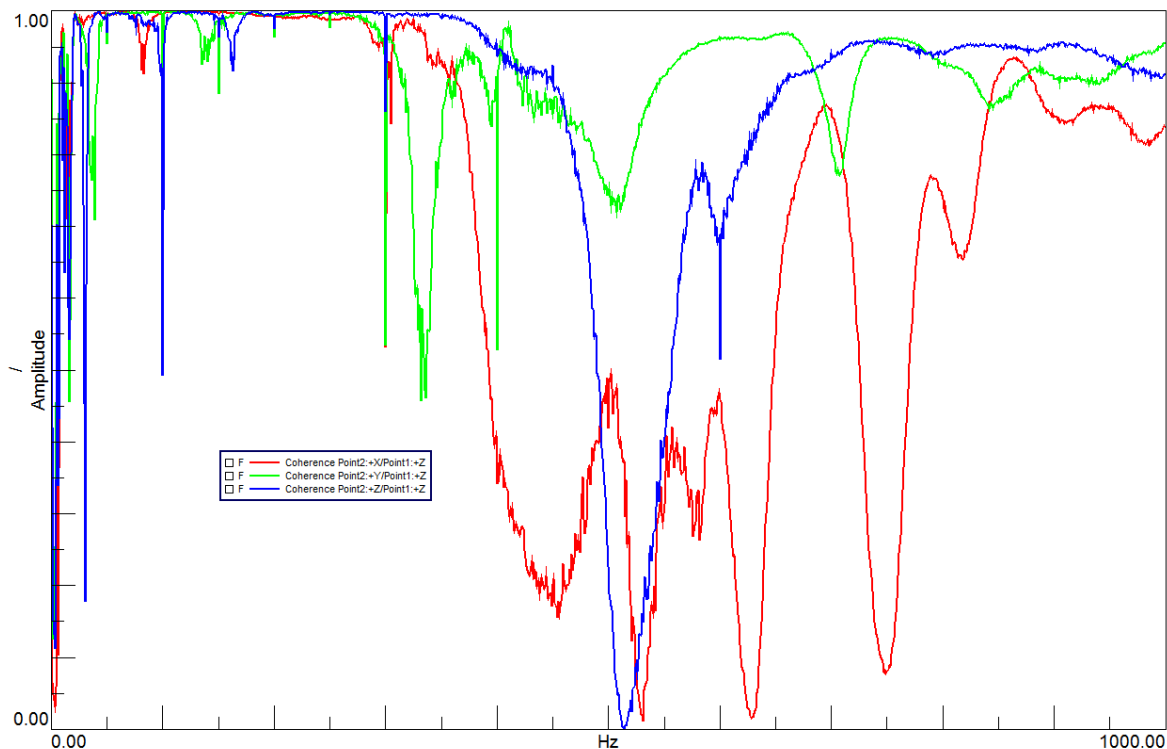
Oznaczenie konfiguracji	Oś X / Oś X2 [mm]			Oś Z / Oś X3 [mm]		Oś C / Oś C [deg]		
	0	mid	max	0	max	0	mid	max
	0	85	170	0	55	0	45	90
A	1	0	0	1	0	1	0	0
B	0	1	0	1	0	1	0	0
C	0	0	1	1	0	1	0	0
D	1	0	0	0	1	1	0	0
E	0	1	0	0	1	1	0	0
F	0	0	1	0	1	1	0	0
G	1	0	0	1	0	0	1	0
H	0	1	0	1	0	0	1	0
I	0	0	1	1	0	0	1	0
J	1	0	0	0	1	0	1	0
K	0	1	0	0	1	0	1	0
L	0	0	1	0	1	0	1	0
M	1	0	0	1	0	0	0	1
N	0	1	0	1	0	0	0	1
O	0	0	1	1	0	0	0	1
P	1	0	0	0	1	0	0	1
Q	0	1	0	0	1	0	0	1
R	0	0	1	0	1	0	0	1

Bezwładnościowy czujnik piezoelektryczny był zorientowany tak samo w każdej z sesji pomiarowych; oś X czujnika była styczna do obwodu przedmiotu obrabianego; oś Z – normalna; zaś oś Y skierowana była pionowo w górę (rys. 8.13). Wymuszenie odbywało się na kierunku zgodnym z kierunkiem działania czujnika przyspieszeń (+X, +Z). Technicznie niemożliwe zrealizowanie było wymuszenia na kierunku pionowym.

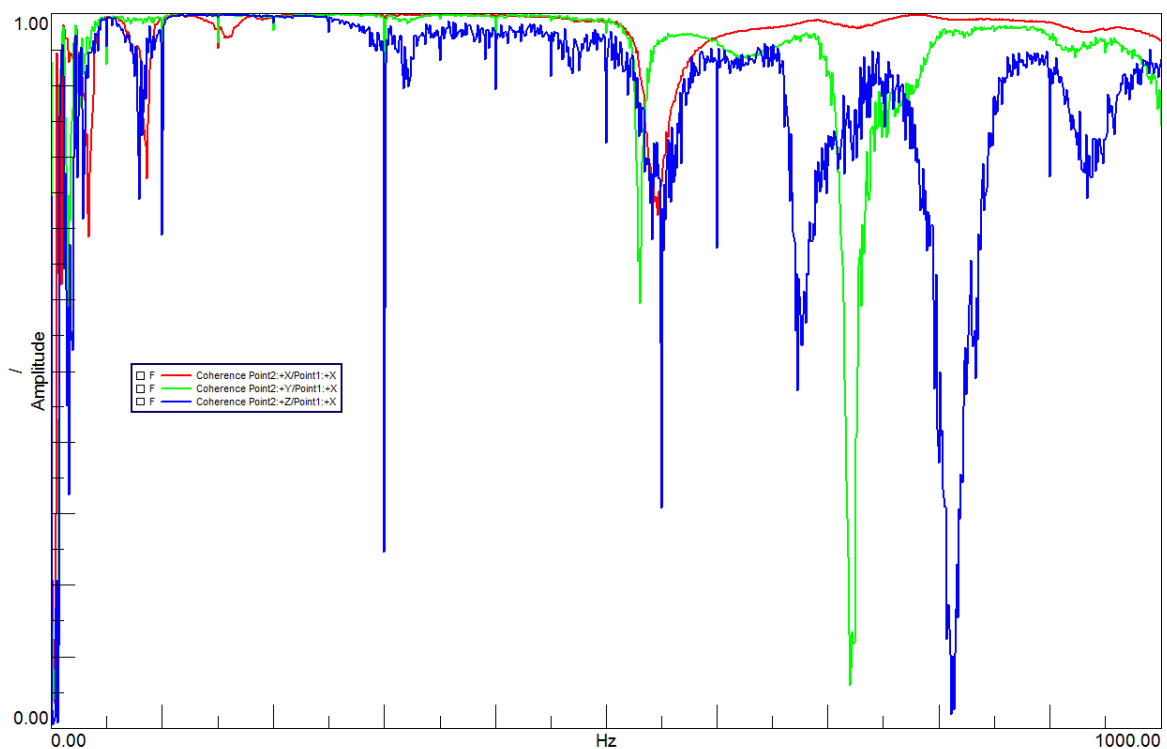


Rys. 8. 13. Orientacja trójskładowego czujnika bezwładnościowego zainstalowanego na końcówce elektrowrzeciona w trakcie testu impulsowego: a) układ czujnika przy zmianie konfiguracji obrabiarki, b) widok czujnika na końcówce elektrowrzeciona

W trakcie badań sprawdzano przebieg funkcji koherencji, w celu stwierdzenia czy warunki wymuszenia badanej struktury były właściwe. Przedstawienie wszystkich wyznaczonych funkcji koherencji i charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych nie wydaje się uzasadnione, ze względu na ich liczbę. Zatem na rysunkach 8.14 i 8.15 pokazano przykładowe funkcje koherencji dla wariantu P, dla wymuszenia działającego na kierunku +X oraz +Z. Wartości tej funkcji są zbliżone do 1, szczególnie w zakresie częstotliwości do 500 Hz, co świadczy o poprawnym pobudzeniu układu do drgań w dla obydwu kierunków wymuszenia, w spodziewanych zakresach częstotliwości własnych układu.



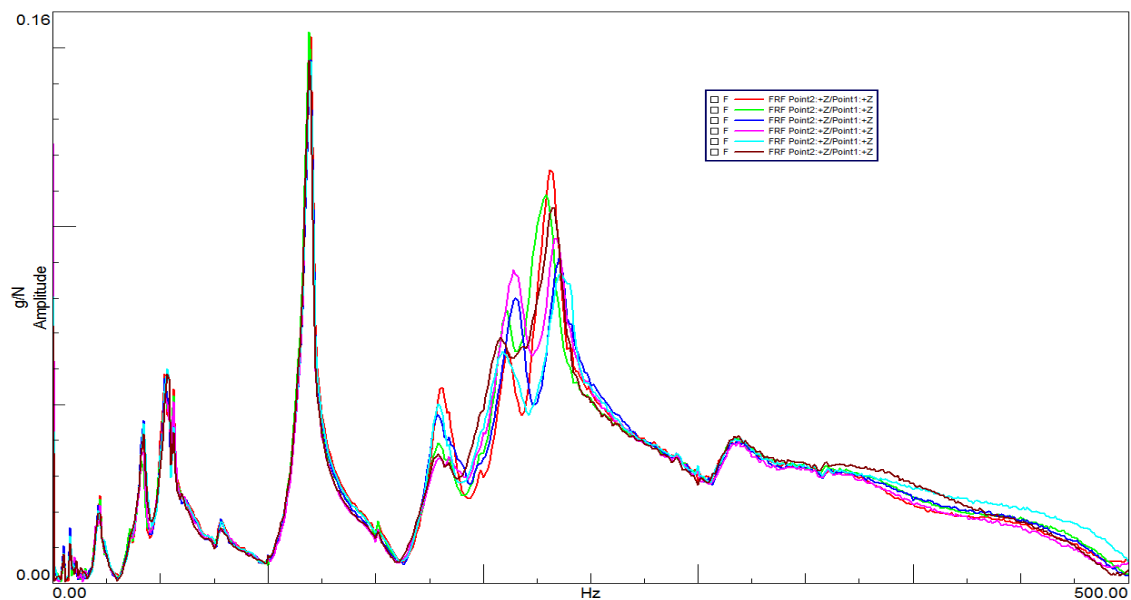
Rys. 8. 14. Funkcja koherencji dla wariantu **P** wymuszenie w kierunku osi Z czujnika



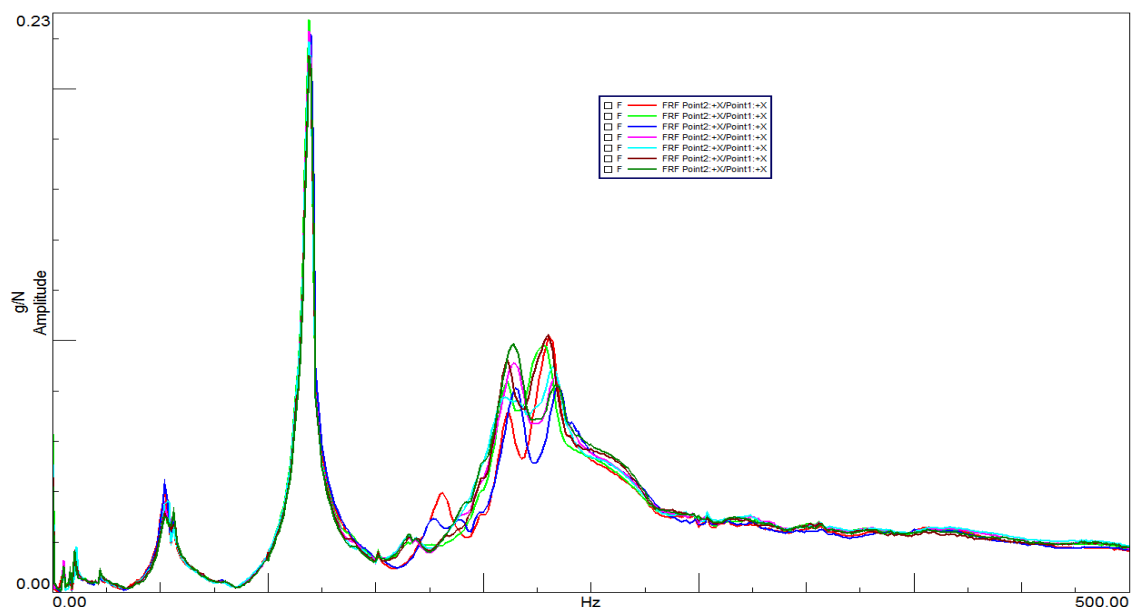
Rys. 8. 15. Funkcja koherencji dla wariantu **P** wymuszenie w kierunku osi X czujnika

W wyniku dokonanych pomiarów uzyskano zestaw charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych. Każda z nich odpowiada kombinacji kierunku działania wymuszenia

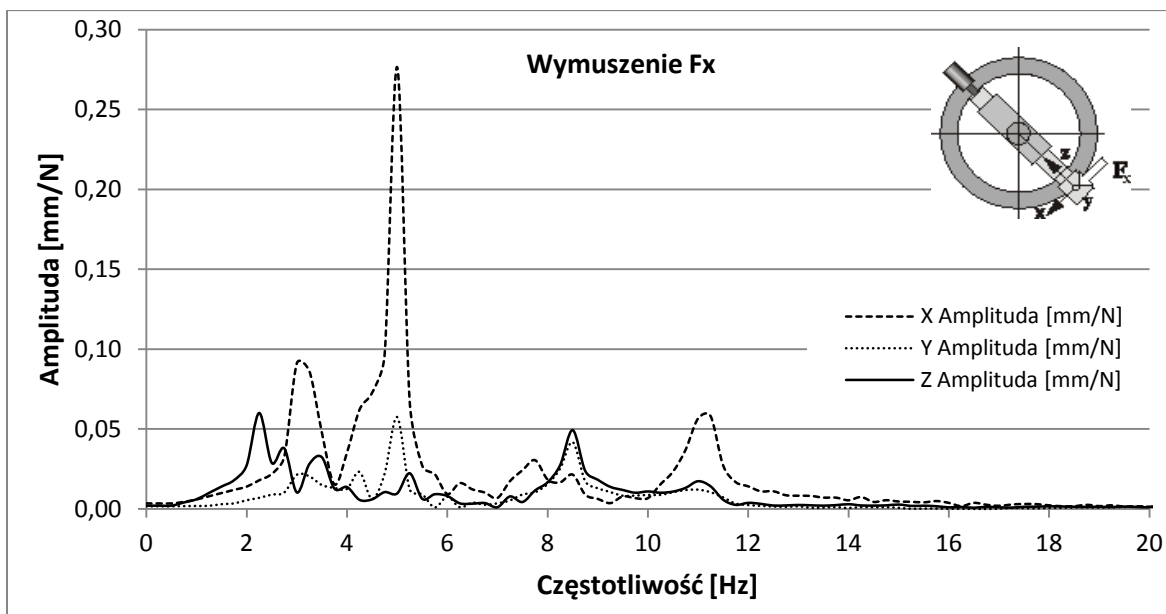
i odpowiedzi. Na rysunkach 8.16 i 8.17 przedstawiono dwa przykładowe zestawienia charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych, odpowiadające konkretnej kombinacji: kierunek wymuszenia – kierunek odpowiedzi, dla różnych konfiguracji obrabiarki. Takie zestawienia umożliwiają dokonanie wstępnej oceny, jak silnie konfiguracja obrabiarki wpływa na postać wyznaczonej charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej.



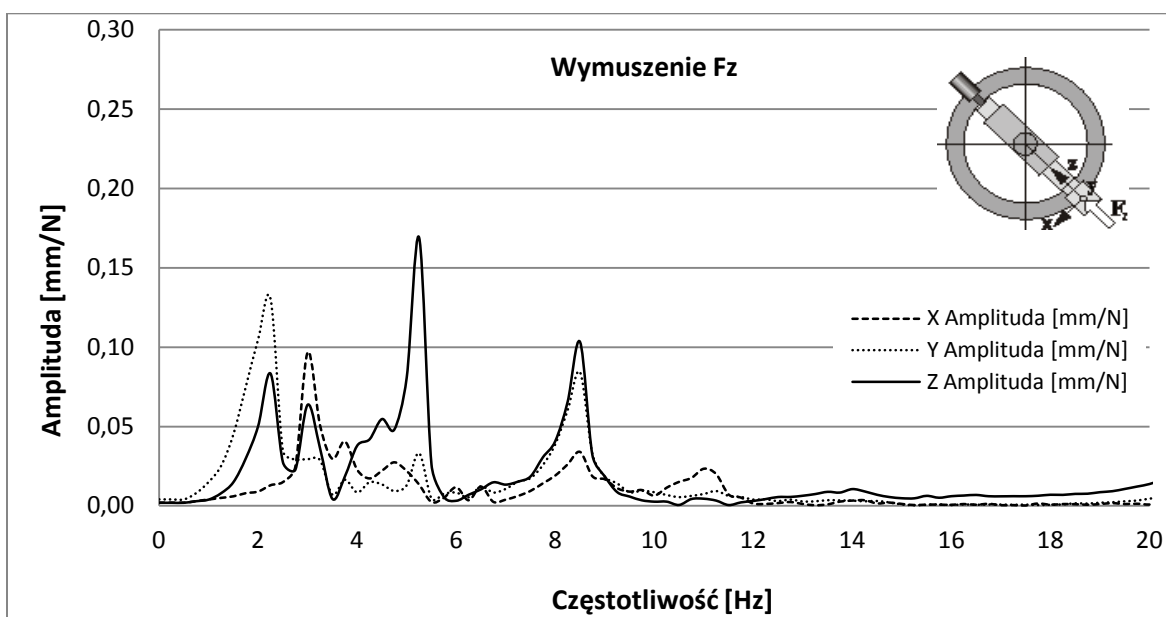
Rys. 8. 16. Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych dla kierunku wymuszenia działającego na kierunku X czujnika



Rys. 8. 17. Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych dla kierunku wymuszenia działającego na kierunku Z czujnika



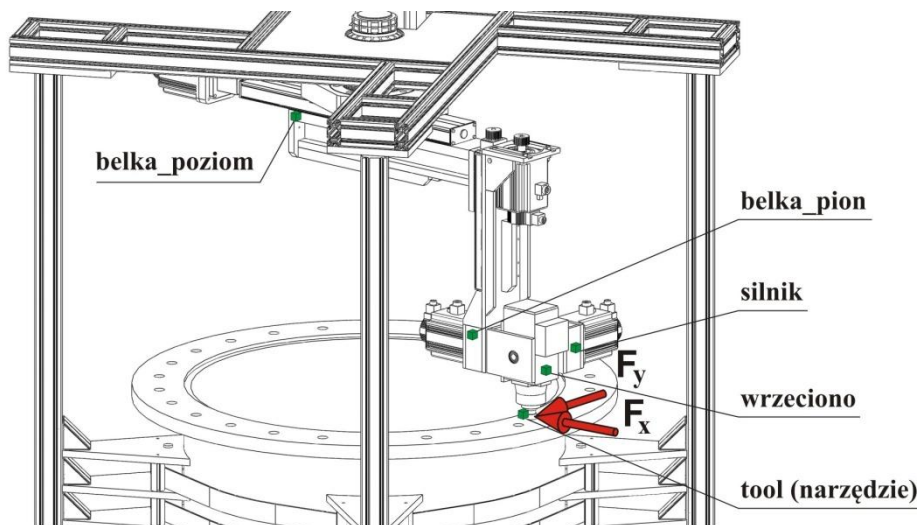
Rys. 8. 18. Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych (funkcji podatności dynamicznych) wyznaczonych dla trzech kierunków odpowiedzi X, Y, Z przy wymuszeniu działającym na kierunku X



Rys. 8. 19. Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych (funkcji podatności dynamicznych) wyznaczonych dla trzech kierunków odpowiedzi X,Y,Z przy wymuszeniu działającym na kierunku Z

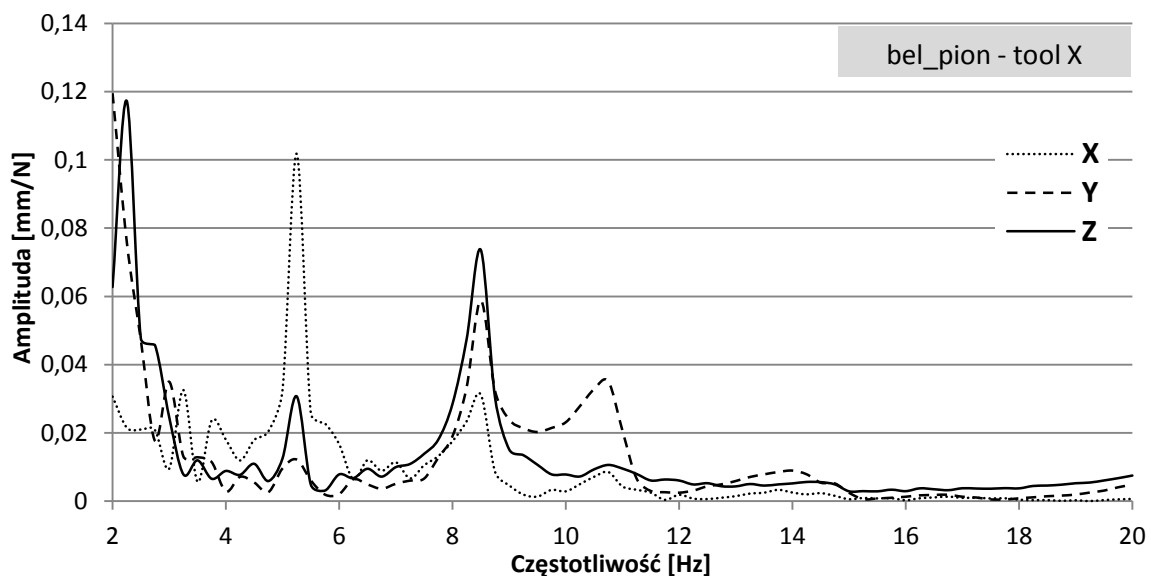
Kolejnym etapem badań było przeprowadzenie testu impulsowego polegającego na pomiarze odpowiedzi z czujników rozmieszczonych w różnych punktach konstrukcji, przy zastosowaniu wymuszenia na końcówce elektrowrzeciona. Wymuszenie tak jak poprzednio realizowane było na kierunku stycznym oraz normalnym do obwodu

przedmiotu obrabianego (rys. 8.20). Badania przeprowadzono dla konfiguracji H (patrz tabela 8.2).



Rys. 8. 20. Realizowane kierunki wymuszenia w trakcie testu impulsowego ( $F_x$ ,  $F_y$ ) oraz miejsca instalacji czujników pomiarowych na obrabiarce

W wyniku przeprowadzonych pomiarów uzyskano kolejny zbiór charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych. Każda z nich odpowiada kombinacji kierunku działania wymuszenia i odpowiedzi dla określonych punktów pomiaru odpowiedzi. Na rysunku 8.21 przedstawiono przykładowe zestawienie charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej, odpowiadające konkretnej kombinacji kierunek wymuszenia – kierunek i miejsce odpowiedzi. Pozostałe wyniki testu zamieszczono w załączniku nr 3 (rys. 8.33÷8.42).



Rys. 8. 21. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –X, odpowiedzi w punkcie belka\_pion (na trzech kierunkach)



### 8.2.2. Badania modalne układu MDS OP-PO

Pełne badania modalne realizowane są poprzez pobudzenie obrabiarki do drgań w wybranych punktach konstrukcji oraz pomiarze odpowiedzi w możliwie wielu jej miejscach. Właściwy dobór tych punktów powinien zostać dokonany na podstawie analizy (studium) obiektu tak, aby umożliwić jak najlepsze warunki pobudzenia istotnych postaci drgań, a w konsekwencji ich identyfikację. Budowa modelu modalnego wymaga dokonania czynności, wchodzących w skład trzech głównych etapów – planowania eksperymentu, jego realizacji oraz analizy uzyskanych rezultatów wraz z budową modelu i jego walidacją.

#### **Etap planowania eksperymentu**

W skład tego etapu badań wchodzi czynności związane z:

- wyborem konfiguracji obrabiarki, dla której będą przeprowadzone badania

Przeprowadzone pomiary miały na celu sprawdzenie jak silnie zmiana konfiguracji obrabiarki wpływa na jej charakterystyki dynamiczne. Jako punkt odniesienia (w którym dokonywano porównywania) wybrano punkt na końcówce elektrowrzeciona. Wnioskiem płynącym z przeprowadzonych badań jest to, że funkcje przejścia wyznaczone na końcówce narzędzia nie różnią się znacząco w zależności od konfiguracji obrabiarki. Świadczy to o poprawności przyjętej struktury geometryczno – ruchowej obrabiarki i uprawniają do prowadzenia pełnych badań modalnych dla jednej wybranej konfiguracji obrabiarki (patrz rysunki 8.16 i 8.17).

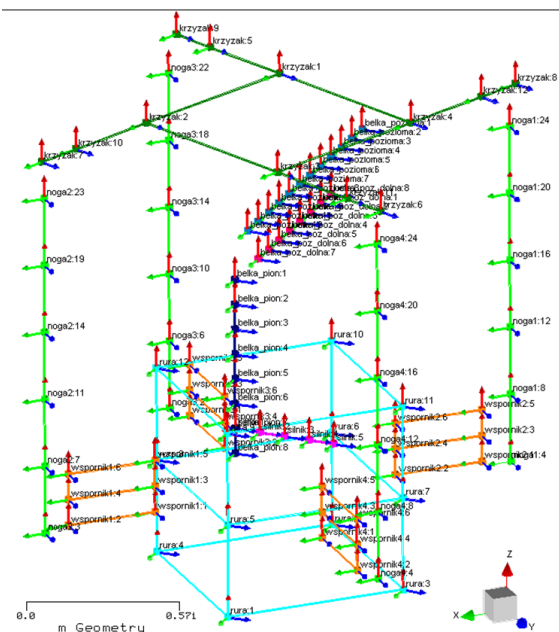
- ustaleniem warunków badania (nastaw układu sterowania, hamulców itd.),

W trakcie prowadzonych badań nie zmieniano nastaw układów sterowania, układy napędowe wszystkich osi obrabiarki pracowały w trybie serwonapędu - utrzymanie pozycji.

- wyborem punktów pomiaru odpowiedzi oraz typu przetworników pomiarowych,

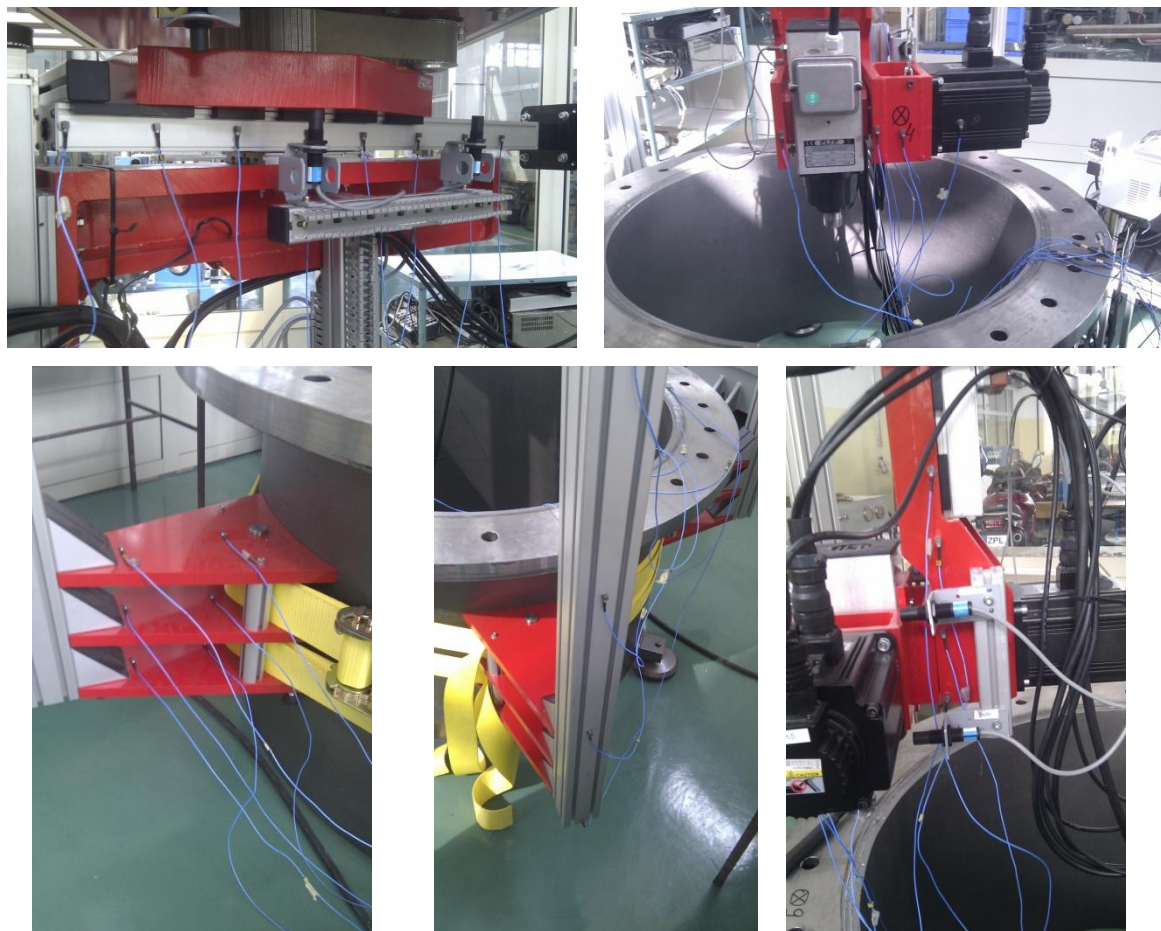
Wybór położenia punktów pomiarowych jest kompromisem pomiędzy możliwością jak najdokładniejszego odwzorowania postaci drgań a czasochłonnością badań. Wstępnie przeprowadzona analiza dynamiki obrabiarki, metodą odkształcalnych elementów skończonych umożliwiła dobranie położenia tych punktów. Obrabiarkę podzielono na 14 komponentów. Dla każdego z nich zdefiniowano lokalny układ współrzędnych oraz zorientowano je w odniesieniu do układu globalnego. Ponieważ obrabiarka ma specyficzną strukturę geometryczno – ruchową (pracuje w układzie walcowym) konieczne było

zdefiniowanie dodatkowo orientacji lokalnych układów współrzędnych związanych z poszczególnymi czujnikami (rys. 8.22).



Rys. 8. 22. Położenie punktów pomiarowych wraz z orientacją lokalnych układów współrzędnych czujników

Rozmieszczenie czujników na obrabiarce przenośnej pokazano na rysunku 8.23.



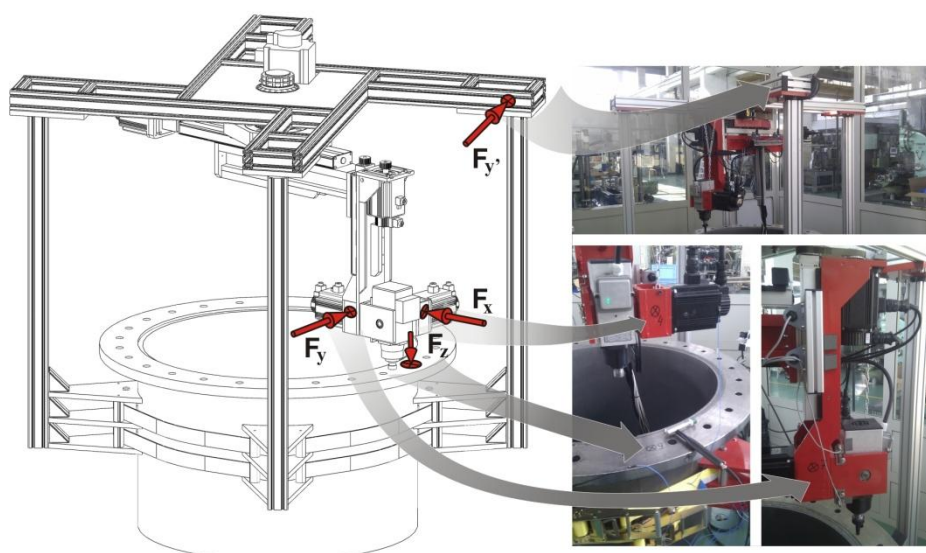
Rys. 8. 23. Przykładowe położenia czujników pomiarowych na prototypie obrabiarki przenośnej

Wybór właściwych przetworników pomiarowych dokonany został na zasadzie kompromisu. Z jednej strony bowiem spodziewano się wyznaczenia postaci drgań przy częstotliwościach rzędu kilku herców (postacie związane z ruchem całej obrabiarki względem przedmiotu obrabianego), co predestynuje do zastosowania czujników niskoczęstotliwościowych, które mają relatywnie dużą masę. Z drugiej zaś strony w badanej obrabiarce zastosowano wiele elementów lekkich i podatnych. Fakt ten wiąże się z niebezpieczeństwem zwiększonego wpływu masy czujnika na postać funkcji przejścia (małej masy modalnej). Wobec tego zdecydowano się na zastosowanie trójosiowych czujników PCB 356A01 o masie 3 gramów.

- wyborem punktów oddziaływania pobudzenia do drgań, sposobu pobudzenia i charakteru sygnału wymuszającego

Ze względu na ograniczony zakres częstotliwości, w których poszukiwano postaci drgań obrabiarki (do 512 Hz) oraz ze względu na jej relatywnie niewielką masę, wymuszenie postanowiono zrealizować ponownie z zastosowaniem testu impulsowego. Charakterystyka młotka modalnego umożliwia przyjęcie założenia, że w całym zakresie częstotliwości uzyska się właściwe parametry wymuszenia (płaski przebieg funkcji gęstości widmowej mocy sygnału wymuszającego). Jednocześnie uzyskano znaczne obniżenie kosztów wynikającą z braku konieczności projektowania i wykonywania uchwytu wzbudnika elektrodynamicznego oraz skrócenia czasu przygotowania badań. Do wymuszenia zastosowano młotek modalny firmy Kistler C69179. Wybór młotka modalnego, jako wzbudnika drgań, zdeterminował charakter sygnału wymuszającego. Był nim impuls o wartości szczytowej 1000 N +/- 100 N. Realizację siły o wartości szczytowej poza tym zakresem nie były uwzględniane przy wyznaczaniu funkcji przejścia. Czas trwania impulsu ustalono poprzez dobór odpowiedniej twardości końcówki bijaka.

Zaletą stosowania młotka modalnego jako wzbudnika, jest łatwość realizacji wymuszenia w różnych punktach konstrukcji. Po przeanalizowaniu postaci drgań, wyznaczonych dla modelu matematycznego, zdecydowano się na wybór **czterech punktów**, w których dokonywane było pobudzenie do drgań. Punkty te wraz z kierunkami działania siły przedstawiono na rysunku 8.24. Taki zabieg ma dodatkową zaletę, ponieważ parametry modelu modalnego mogą być wyznaczone z zastosowaniem algorytmów polireferencyjnych [19], co znacząco poprawia jakość modelu modalnego i umożliwia identyfikację większej liczby postaci drgań.



Rys. 8. 24. Miejsca wymuszenia siłowego realizowanego w trakcie badań modalnych obrabiarki przenośnej

Ustalono również parametry akwizycji sygnału oraz parametry testu impulsowego. Zakres częstotliwości ustalono na  $0 \div 512$  Hz, uśrednianie liniowe z 12 powtórzeń, rozdzielczość widma 0.25 Hz. Ze względu na długi czas powrotu całej obrabiarki do położenia równowagi i chęć uzyskania dobrej jakości funkcji przejścia, konieczne było zastosowanie okien dla przebiegu odpowiedzi – wybrano okno wykładnicze.

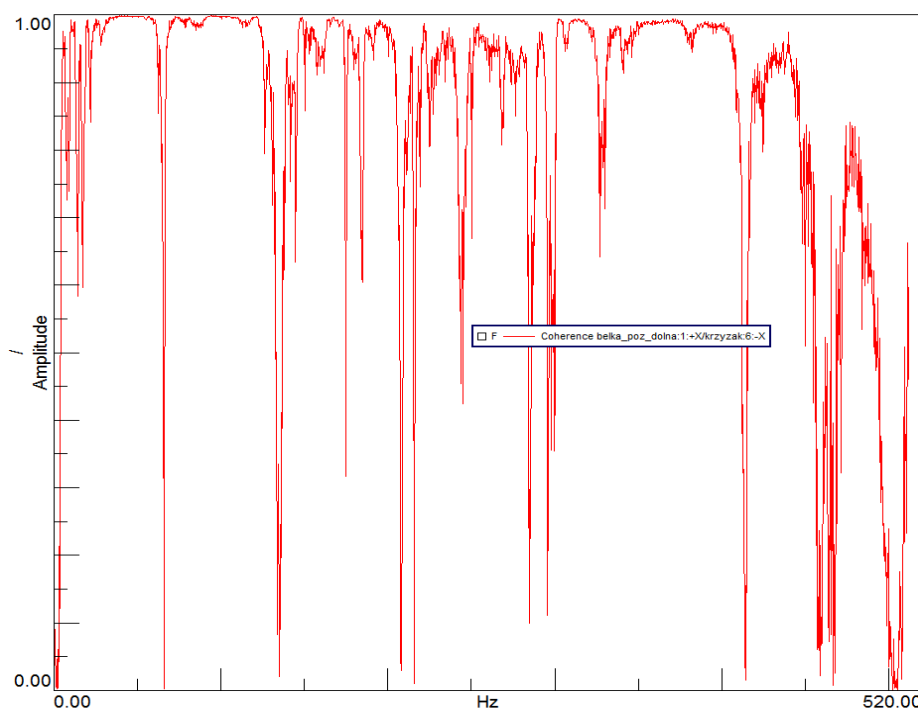
### **Etap realizacji eksperymentu**

W zakres tego etapu badań wchodziły czynności związane z:

- realizacją poszczególnych sesji pomiarowych z bieżącą kontrolą przebiegu funkcji koherencji oraz gęstości widmowej mocy

Realizacja eksperymentu polegała na wielokrotnym zarejestrowaniu przebiegów czasowych sygnału wymuszającego i sygnałów odpowiedzi i wyznaczeniu na ich podstawie częstotliwościowych funkcji przejścia, które następnie podlegają uśrednianiu liniowemu. Prawidłowo przeprowadzony eksperyment polegał na właściwej, co do kierunku i wartości siły, realizacji wymuszenia oraz kontroli położenia i orientacji czujników pomiarowych (odpowiedzi). Sprawdzeniu podlegały na bieżąco funkcje gęstości widmowej sygnału wymuszenia oraz postać FRF. Zastosowane oprogramowanie TestLab [163] wyposażone jest w automatyczny mechanizm odrzucania realizacji, przy których zarejestrowano podwójne uderzenie młotkiem modalnym lub przesterowanie któregośkolwiek z kanałów pomiarowych. Takie realizacje nie były uwzględniane przy uśrednianiu funkcji przejścia.

Dodatkową czynnością, którą wykonywano w trakcie realizacji eksperymentu, jest sprawdzanie postaci funkcji koherencji. Wartości tej funkcji, **bliskie jedności**, wskazują między innymi na prawidłowość prowadzonego eksperymentu, a w szczególności na istnienie liniowej zależności pomiędzy obydwooma sygnałami (wymuszenia oraz odpowiedzi). Przykładowo wybraną funkcję koherencji przedstawiono na rysunku rysunku 8.25.



Rys. 8. 25. Przykładowy przebieg funkcji koherencji dla przeprowadzonego testu impulsowego układu OP-PO (odpowiedź belka\_poz na kierunku X / siła krzyżak na kierunku X)

**Etap analizy wyników badań** składa się ze:

- sprawdzenia poprawności wyznaczonych funkcji przejścia,

Sprawdzenie to odbywało się w sposób subiektywny. Niemniej jest to konieczne do tego, aby w dalszej procedurze estymacji parametrów modelu modalnego nie były brane pod uwagę charakterystyki obarczone dużym błędem. Dysponując określonym doświadczeniem można w wiarygodny sposób dokonać oceny wspomnianej poprawności.

- budowy modelu modalnego,

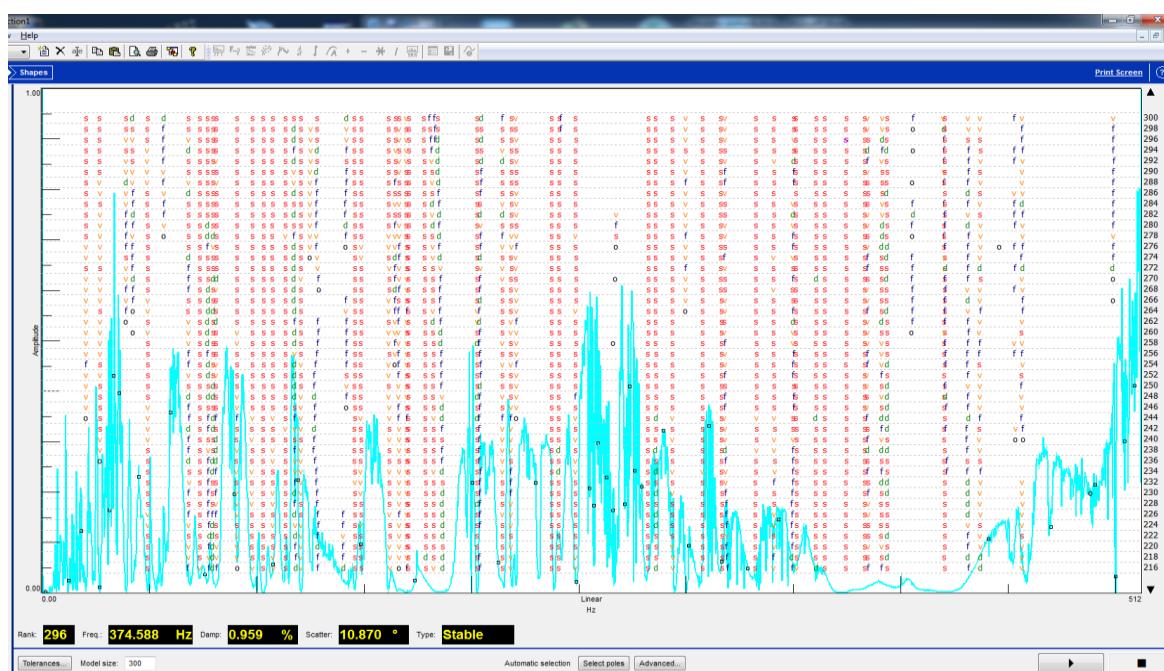
Budowa modelu modalnego polega na wyznaczeniu wartości częstotliwości i tłumień modalnych oraz odpowiadających im postaci drgań. Proces ten może być zrealizowany z zastosowaniem wielu dostępnych algorytmów. W przypadku omawianych badań użyto do tego celu polireferencyjnego algorytmu działającego w dziedzinie częstotliwości Polymax [19]. Procedura wyznaczania modelu składa się z następujących kroków:

- o wyboru danych wejściowych,
- o określenia zakresu częstotliwości w którym budowany jest model,
- o budowy diagramu stabilizacyjnego
- o wyboru stabilizujących się biegunów, posilując się wartością wskaźnika MIF (ang. *Mode Indicator Factor*),
- o wyznaczenia postaci drgań i ich animacji.

Wybór danych wejściowych wynika pośrednio z wcześniejszego etapu badań, niemniej można w tym miejscu dokonać wyboru jakie dane będą uwzględniane w analizie – można np. usunąć niektóre kierunki referencyjne lub punkty pomiarowe. W opisywanym eksperymencie bazowano na komplecie zarejestrowanych danych.

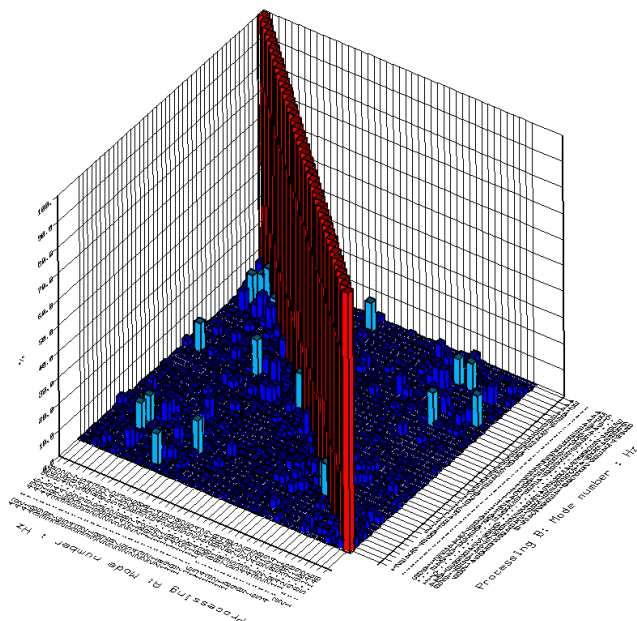
Konieczność określenia zakresu częstotliwości, w którym budowany jest model modalny, wynika z tego, że nie zawsze celem jest zbudowanie modelu w całym zakresie częstotliwości w którym dokonywany był pomiar. Można go dowolnie zawęzić zależnie od potrzeb. W opisywanym eksperymencie zakres ten ustalono na 1÷512 Hz.

Budowa diagramu stabilizacyjnego polega na graficznym przedstawieniu stabilizujących się biegunów w oparciu o wyniki działania algorytmu estymacji parametrów modalnych. W celu właściwego wyboru tychże biegunów przydatna jest funkcja MIF (ang. *Mode Indicator Function*), której minima odpowiadają potencjalnemu położeniu bieguna modelu modalnego. Na rysunku 8.26 przedstawiono zbudowany diagram stabilizacyjny oraz przebieg wskaźnika MIF.



Rys. 8. 26. Diagram stabilizacyjny na tle przebiegu wskaźnika MIF modelu układu OP-PO

Sama stabilizacja biegun nie świadczy jeszcze stuprocentowo o wyznaczeniu rzeczywistego biegunu modelu modalnego. Konieczne jest bowiem ponadto wyznaczenie postaci drgań oraz sprawdzenie czytelności tej postaci oraz tzw. wskaźnika MAC (*ang. Modal Assurance Criterion*). Znaczące wartości poza główną diagonalną (rys. 8.27) świadczą o braku ortogonalności wyznaczonych postaci drgań. Zwykle uznaje się, że wartością graniczną, uprawniającą do uznania istotności różnic porównywanych postaci drgań, jest 15%.

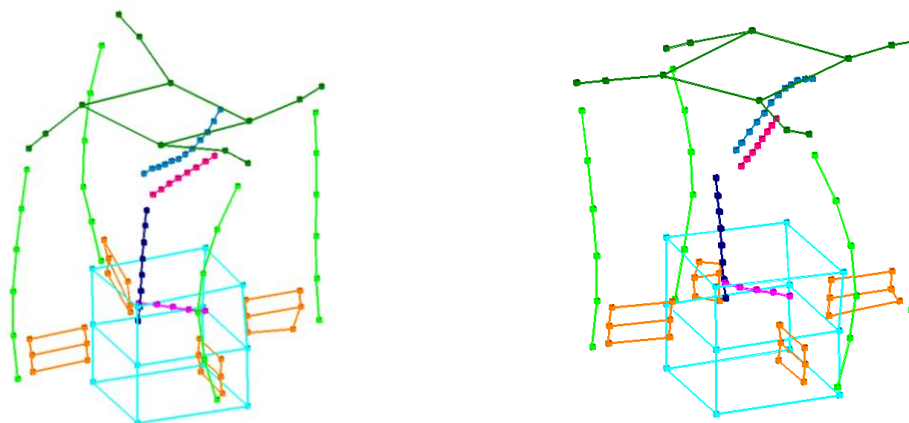


Rys. 8. 27. Wartości wskaźnika MAC modelu układu OP-PO

Model modalny, wyznaczony na podstawie przeprowadzonych badań przedstawiony jest w tabeli 8.3.

Tabela 8. 3. Zestawienie: Model modalny układu Obrabiarka Przenośna - Przedmiot Obrabiany

Biegun	Częstotliwość [Hz]	Tłumienie [%]	Biegun	Częstotliwość [Hz]	Tłumienie [%]
1	5.15	0.75	↓	↓	↓
2	8.15	0.67	23	161.55	0.53
3	9.90	1.59	24	169.28	0.32
4	12.12	3.24	25	183.48	0.77
5	14.38	1.76	26	202.65	0.32
6	20.59	1.88	27	214.25	0.22
7	27.03	2.60	28	237.36	0.49
8	39.29	2.56	29	240.82	1.13
9	41.82	2.43	30	248.57	0.55
10	43.44	2.44	31	282.46	0.51
11	53.23	1.67	32	285.51	1.27
12	55.58	1.20	33	293.64	0.47
13	73.76	2.21	34	316.08	0.66
14	80.08	2.11	35	318.07	0.36
15	81.26	1.97	36	339.95	0.58
<b>16</b>	<b>90.88</b>	<b>1.43</b>	37	359.36	0.74
17	103.29	1.55	38	366.25	2.63
18	114.65	0.23	39	374.79	1.01
19	120.52	0.43	40	404.49	0.48
20	125.91	0.07	41	419.82	1.19
21	145.60	0.91	42	431.57	0.30
22	148.98	0.60	43	456.97	0.28



Rys. 8. 28. Skrajne fazy animacji postaci drgań przy częstotliwości 90 Hz, tłumieniu 1.43%

- walidacji modelu modalnego

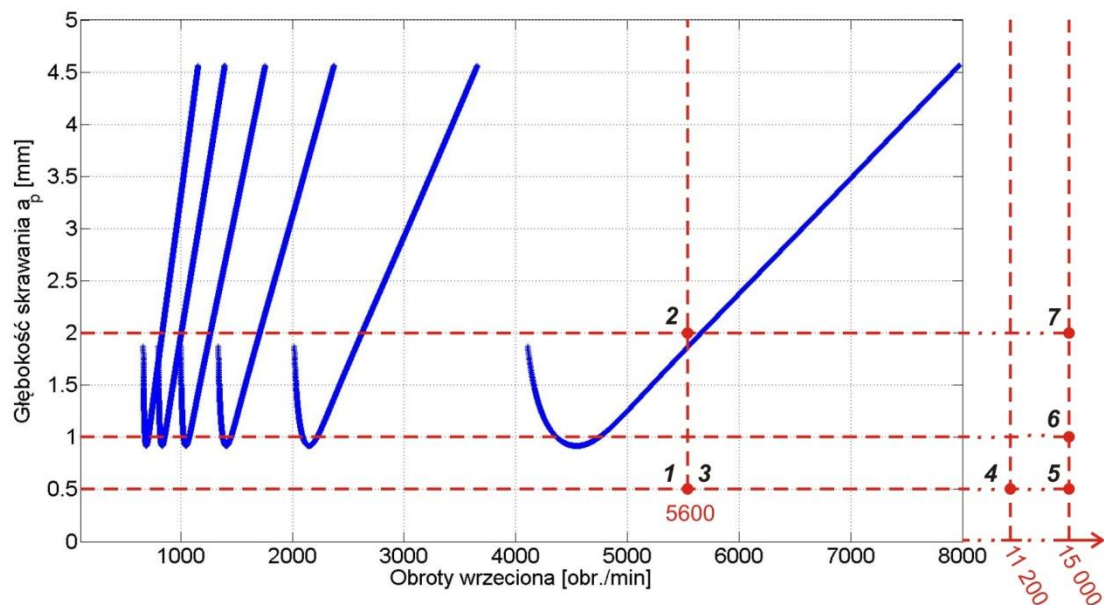
Zwykle to eksperyment stanowi podstawę procesu identyfikacji parametrycznej modelu. Z tego też powodu trudno jest mówić o weryfikacji modelu modalnego, a częściej mówi się o jego walidacji. Walidacja modelu modalnego odbywa się już pośrednio na etapie jego tworzenia. Bazuje bowiem głównie na analizie wskaźnika MAC oraz obserwacji postaci drgań. Walidację modelu przeprowadza się niejako w trakcie jego budowania przez odrzucanie nieortogonalnych wektorów postaci drgań. Czytelność oraz niska wartość wskaźnika MAC w połączeniu z poprawną postacią funkcji koherencji świadczą o poprawności przeprowadzenia procedury budowy modelu modalnego układu MDS OP-PO.

### 8.3. Doświadczalna weryfikacja wibrostabilności układu OP-PO

Dysponując na tym etapie projektu rzeczywistymi przebiegami charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych oraz zidentyfikowanym modelem procesu skrawania, zweryfikowano doświadczalnie obszary stabilnej i niestabilnej obróbki wyznaczone przez krzywe workowe, określone na podstawie modelu MES.

Przeprowadzono badania pracą obrabiarki przenośnej dla założonego planu eksperymentu (tabela 8.4). W celu weryfikacji poprawności wyznaczenia krzywych workowych, stanowiących informację o wibrostabilności układu MDS OP-PO, przeprowadzono frezowanie przygotowanej próbki ze stali konstrukcyjnej ogólnego przeznaczenia, mocowanej na czołowej powierzchni kołnierza przedmiotu obrabianego.





Rys. 8. 29. Wibrystabilności rzeczywistego układu MDS OP-PO - wyznaczone krzywe workowe, zakresy obróbki stabilnej i niestabilnej z naniesionymi numerami prób z planu eksperymentu (tabela 8.4)

Prowadzenie badań z użyciem próbki umożliwiło na eliminację zakłóceń procesu wynikających m.in. z jakości powierzchni frezowanej przygotowanej do badań (powierzchnie próbki były szlifowane) oraz pozwalało obserwować proces wchodzenia oraz wychodzenia narzędzia po frezowaniu rowka. Obróbka prowadzona była bez chłodzenia emulsją olejową strefy obróbki, zgodnie z zaleceniami producenta płytek dla przyjętych parametrów skrawania.



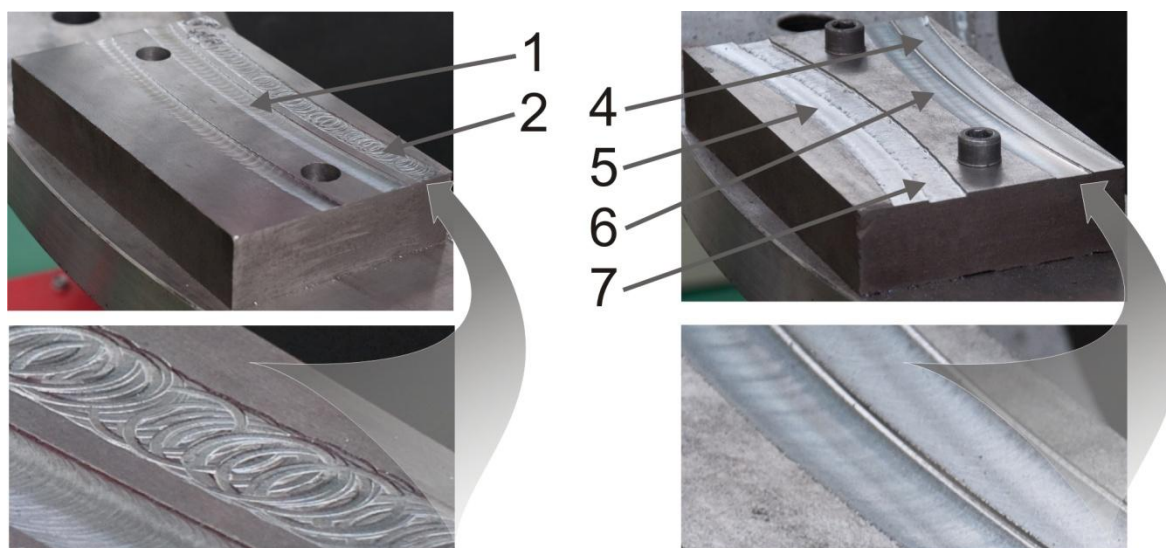
Rys. 8. 30. Próbką zamocowaną na kołnierzu PO w trakcie próby pracy

Tabela 8. 4. Plan eksperymentu - próby pracą

Nr próby	Głębokość skrawania $a_p$ [mm]	Prędkość posuwu $V_f$ [mm/min]	Obroty wrzeciona $n$ [obr/min]
1	0,5	896	5 600
2	2,0	896	5 600
3	0,5	448	5 600
4	0,5	448	11 200
5	0,5	448	15 000
6	1,0	448	15 000
7	2,0	448	15 000

W trakcie prowadzenia eksperymentu nie monitorowano drgań układu OP-PO, zjawisk termicznych w strefie obróbki ani poziomu hałasu. Nie było to konieczne, ponieważ przyjęto, że kryterium oceny wibrostabilności będzie jakość powierzchni obrobionej uzyskana w procesie frezowania.

Po przeprowadzeniu prób pracą najbardziej interesującą okazała się próba nr 2, w której wg. krzywych workowych w układzie powinny rozwinąć się drgania samowzбудne. Na rysunku 8.31 zaprezentowano widok uzyskanej powierzchni z uwidocznionymi śladami drgań układu OUPN na styku narzędzia z powierzchnią obrabianą.



Rys. 8. 31. Zdjęcia próbek po obróbce skrawaniem (oznaczenia 1-7 nr prób pracą)

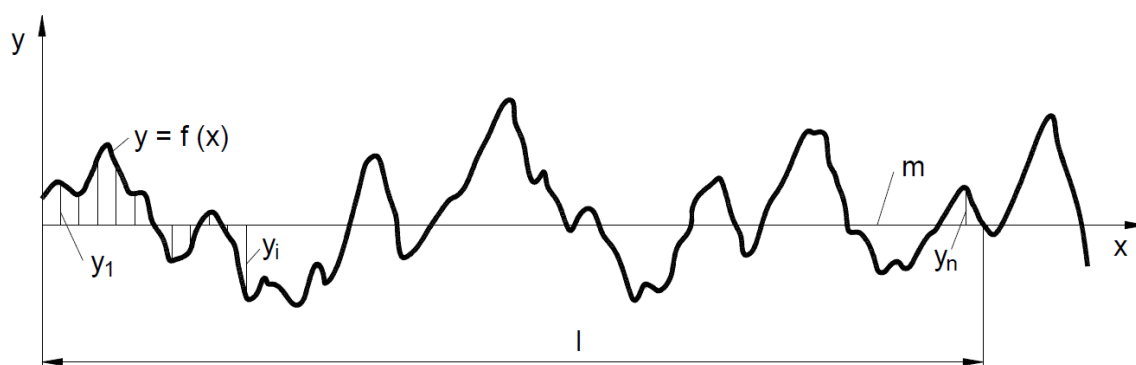
Budowę powierzchni rzeczywistej określa struktura geometryczna powierzchni (SGP), która obejmuje chropowatość, falistość, wady powierzchni wraz z ich wzajemną relacją, oraz błędy kształtu (wg. PN-89/M-04255).

Najczęściej używany i powszechnie uważany za podstawowy parametr chropowatości jest średnie arytmetyczne odchylenie profilu  $R_a$  (rys. 8.32) na długości odcinka elementarnego ( $l$ ), określone wzorem:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \quad (8.1)$$

Wykorzystując technikę cyfrową lub profilogram wartości  $R_a$  wyznacza się wg. zależności:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (8.1)$$



Rys. 8. 32. Zasada wyznaczenia średniego arytmetycznego odchylenia  $R_a$  profilu powierzchni od linii średniej

Wartość tego parametru nie jest wrażliwa na kierunek pomiaru w zakresie nieznacznie odbiegającym od kąta prostego względem śladów obróbki. Wpływ długości odcinka pomiarowego na wartość parametru  $R_a$  jest nieznaczny. Do oceny jakości powierzchni jako kryterium wibrostabilności przyjęto parametr  $R_a$ , mając na uwadze możliwość przyjęcia innego z wyznaczonych wskaźników oceny jakości powierzchni.

Pomiaru jakości powierzchni obrobionych dokonano na profilografometrze Hommel Tester T1000 będącego na wyposażeniu laboratorium metrologii ITM ZUT w Szczecinie. Uzyskane wyniki zestawiono w tabeli 8.5, a raporty z pomiarów w załączniku 4.

Tabela 8. 5. Wyniki pomiarów powierzchni obrobionych

Nr próby	$R_t$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_{\text{max}}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_z$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_p$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	7,14	7,14	5,11	0,76	4,05
2	31,17	28,31	15,40	2,39	17,77
4	7,28	6,93	3,95	0,49	1,69
5	9,59	8,37	5,14	0,56	2,80
6	13,41	13,41	6,56	0,74	3,37

Najniższą wartość wskaźnika  $R_a$  uzyskano dla próby nr 4 ( $a_p = 0,5$  mm,  $V_f = 448$  mm/min,  $n = 5\ 600$  obr/min). Świadczy to m.in. o prowadzeniu obróbki w warunkach stabilnych, bez utraty wibrostabilności.

Najgorszą jakość powierzchni uzyskano dla próby 2. Było to wynikiem prowadzenia procesu w warunkach utraty stabilności procesu. Obróbka prowadzona była z parametrami obróbki niestabilnej (patrz. rys. 8.29). Obserwowano bardzo intensywne drgania samowzbudne, objawiające wychodzeniem ostrzy narzędzia z materiału. Jakość powierzchni była tak zła, że nie można było dokonać jej pomiaru za pomocą profilografometru (rys 8.31). Pomiaru obrobionej powierzchni dokonano jedynie na jej początkowym odcinku, gdzie drgania jeszcze się w pełni nie rozwinęły.

Próby pracą dowiodły poprawności prognozowania wibrostabilności dla rozważanej obrabiarki przenośnej.

## **9. Podsumowanie, oryginalne elementy pracy**

Obrabiarki przenośne w przemyśle maszynowym zajmują coraz silniejszą pozycję. Wynika to z możliwości ich stosowania zarówno do wytwarzania nowych jak i regeneracji zużytych wielkogabarytowych części maszyn, bezpośrednio w miejscu ich położenia. Znacząco poszerzyły pole działań przynależne obrabiarkom skrawającym.

W monografii przedstawiono wybrane zagadnienia procesu projektowania obrabiarki przenośnej z uwzględnieniem najistotniejszych różnic wynikających z indywidualnych cech obrabiarek przenośnych w porównaniu ze stacjonarnymi obrabiarkami klasycznymi do metali.

Podjęto pomyślną próbę zaadaptowania nowoczesnych rozwiązań występujących w obrabiarkach stacjonarnych, z uwzględnieniem nowych kryteriów konstrukcyjnych, do obrabiarek przenośnych. Zaproponowano zmodyfikowany algorytm projektowania obrabiarek stacjonarnych, dostosowany do wymagań stawianych obrabiarkom przenośnym.

Szereg elementów pracy ma, według opinii autora, znamiona nowości w stosunku do dotychczasowych opracowań. Spośród nich można wymienić następujące:

- opracowanie koncepcji, a następnie wykonanie prototypu przenośnej obrabiarki CNC sterowanej w 5-ciu osiach (brak takich rozwiązań na rynku obrabiarek przenośnych),
- wykazanie zasadności zastosowania obrabiarki przenośnej jako współrzędnościowej maszyny pomiarowej,
- zaprojektowanie oraz zrealizowanie innowacyjnego, uniwersalnego systemu montażu OP na PO, niewymagającego ingerencji w konstrukcję PO,
- zaproponowanie metody umożliwiającej „samo korektę” błędnego mocowania OP na PO z wykorzystaniem korekcji trajektorii wypadkowego ruchu narzędzia, znacząco upraszczając konstrukcje systemów mocowania oraz skracając czasy pozycjonowania układu OP-PO
- zapewnienie mobilności konstrukcji ze względu na masę własną i gabaryty poszczególnych elementów składowych Obrabiarki Przenośnej,
- dowiedzenie słuszności dokonywania analiz wibrostanilności układu OP-PO jako podstawowego kryterium oceny rozwiązania konstrukcyjnego obrabiarki przenośnej,

- opracowanie efektywnego sposobu modelowania obrabiarek przenośnych uwzględniającego system montażu i właściwości przedmiotu obrabianego.

Za efekt praktyczny pracy, która przyniosła wiele informacji poznawczych, można uznać przede wszystkim wykonanie prototypu obrabiarki przenośnej oraz pakietu aplikacji komputerowych, realizujących koncepcje przedłożonych metod.

Wnioski z modelowania obrabiarki przenośnej oraz przeprowadzonych badań doświadczalnych przekonują o celowości stosowania metod rozważanych w tej pracy, do efektywnego przeprowadzenia procesu projektowania obrabiarek przenośnych. Prowadzą one do precyzyjniejszych prognoz w zakresie właściwości statycznych oraz dynamicznych projektowanej konstrukcji. Wiarygodność rozważanych tu metod znalazła potwierdzenie w wynikach przeprowadzonych badań i doświadczeń.

W opinii autora najwartościowszymi efektami tej pracy są: zaproponowany sposób mocowania i ustalania obrabiarki przenośnej na przedmiocie obrabianym oraz związany z tym sposób wprowadzenia korekcji wynikowej trajektorii ruchu narzędzia, nie spotykane do tej pory w obrabiarkach przenośnych. Drugim efektem prowadzonych analiz jest odmienne podejście do kryteriów projektowania, tzn. skierowanie uwagi na obróbkę wysoko-prędkościową w obrabiarkach przenośnych do metali, co istotnie wpływa na projekt układu nośnego i pozwala uzyskiwać duże wydajności, krótkie czasy obróbki przy maszynach względnie podatnych, o konstrukcji ażurowej, charakteryzujących się małymi ciężarami oraz małymi częstotliwościami drgań własnych.

Zaimplementowanie nowoczesnego sterowania CNC do obrabiarek przenośnych umożliwi w przyszłości nadanie im cech obrabiarek inteligentnych [45,63,75], samo diagnozujących się, co jest szczególnie istotne dla maszyn pracujących w skrajnie różnych warunkach środowiskowych.

Podsumowując przedstawione wyniki badań przeprowadzonych w ramach niniejszej pracy, można stwierdzić, że założone cele zostały w pełni osiągnięte, a zakres pracy zrealizowany.

Dalsze prace nad „ulepszeniem” konstrukcji mechatronicznej obrabiarki przenośnej powinny być ukierunkowane na:

- rozbudowę autorskiego systemu sterowania o stosowane w komercyjnych obrabiarkach CNC systemy programowania na G-kodach,
- wyposażenie obrabiarki w systemy pomiaru narzędzia,
- prowadzenie dalszych prac nad analizą konstrukcji pracujących w warunkach dynamicznych wymuszeń siłowych,

- aspekty obróbki HSC na obrabiarkach przerośnych.

## **Podziękowanie**

Składam podziękowania pracownikom Instytutu Technologii Mechanicznej w tym w szczególności Arkadiuszowi Parusowi, Pawłowi Majdzie, Marcinowi Chodźko, Michałowi Dolacie, wchodzących w skład zespołu mechatronicznego, za czynny udział w projekcie oraz badaniach obrabiarki przerośnej.

W szczególności podziękowania składam na ręce recenzentów tj. Profesora Krzysztofa Marchelka i Profesora Romana Stańko za cenne krytyczne uwagi, dzięki którym monografia ta stała się lepsza.

Ponadto serdeczne podziękowania kieruję do Profesora Stefana Berczyńskiego za zaangażowanie i nieocenioną pomoc przy powstaniu tego opracowania.

Dziękuję także Ministerstwu Nauki i Szkolnictwa Wyższego oraz Narodowemu Centrum Nauki w Krakowie za finansowanie badań w ramach projektów badawczych nr NN503147634 i NN504670440. Zgromadzone w ramach tych badań wyniki przyczyniły się zasadniczo do powstania niniejszego opracowania.



## 10. Literatura

### 10.1. Książki i czasopisma

- [1] Abdel-Malek K., Othman S.: Multiple sweeping using the Denavit-Hartenberg representation method. *Computer Aided Design*, 31, 1999, pp. 567–583.
- [2] Afonin A., Kramarz W., Cierzniewski P.: *Elektromechaniczne przetworniki energii z komutacją elektroniczną*, Wydaw. Uczeln. PS, 2000.
- [3] Ahn K. G., Woo Cho D.: Proposition for a Volumetric Error Model Considering Backlash in Machine Tools. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 15, 1999, pp. 554–561.
- [4] Al-Bendera F., SymensbW.: Characterization of frictional hysteresis in ball-bearing guideways, *Wear* 258 (2005) 1630–1642.
- [5] Altintas Y., Cao Y.: Virtual design and optimization of machine tool spindles. *Annals of the CIRP* 2005;54(1):379.
- [6] Altintas Y.: *Manufacturing automation*, Cambridge UK, Cambridge University Press. 2000.
- [7] Altintas Y., Brecher C., Weck M., Witt S.: Virtual Machine Tool, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Volume 54, Issue 2, 2005, Pages 115–138.
- [8] Altintas Y., Verl A., Brecher C., Uriarte L., Pritschow G.: Machine tool feed drives, *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 60 (2011) 779-796.
- [9] Auslander D.M., Kempf C.J.: *Mechatronics: Mechanical System Interfacing*. Prentice Hall, 1996, ISBN 013120338X.
- [10] Berczyński S., Wróblewski T.: *Drgania swobodne belek zespolonych. Ocena różnych technik modelowania Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych Praca zbiorowa pod red. Tadeusza Uhla* Kraków: Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo - Hutnicza, s. 35-43, 2006.
- [11] Biedunkiewicz W., Szwengier G., Berczyński S.: Statyczna analiza struktur geometryczno-ruchowych układów nośnych obrabiarek. Cz.I. Podstawy metodyczne. *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, 1991, z.1, s.19-29.
- [12] Biedunkiewicz W., Szwengier G., Berczyński S.: Statyczna analiza struktur geometryczno-ruchowych układów nośnych obrabiarek. Cz.II. Analiza wariantów SG-R układu nośnego centrum obróbkowego. *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, 1991, z.2, s.15-31.
- [13] Bushuev v.v., Molodtsov V.V.: Role of the Machine Tool's Kinematic Structure in Ensuring Machining Precision, *Russian Engineering Research*, 30(2010)9, 931-933.
- [14] Cao Y, Altintas Y.: Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 2007;47(9):1342.
- [15] Ching Yuan Lin, Jui Pin Hung, Tzuo Liang Lo: Effect of preload of linear guides on dynamic characteristics of a vertical column-spindle system, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 50 (2010) 741-746.
- [16] Chlebus E.: *Techniki komputerowa CAx w inżynierii produkcji*, WNT, Warszawa 2000.
- [17] Chlebus E., Dybala B.: Modelling and calculation of properties of sliding guideways, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 39 (1999) 1823–1839.
- [18] Chlebus E.: Poszukiwanie geometryczno ruchowej struktury obrabiarki na podstawie zadań obróbkowych. *Prace naukowe ITMiA PWr. Zeszyt nr 49/1991*.
- [19] Chodźko M.: Zastosowanie metod analizy modalnej w badaniach doświadczalnych dynamiki obrabiarek, *Szczecin 2012*, ISBN 978-83-7518-481-5, monografia.
- [20] Chodźko M., Marchelek K.: Doświadczalne badania właściwości dynamicznych układów korpusowych obrabiarek. *Wybrane zagadnienia. Inżynieria Maszyn. Vol. 16, nr 1-2, 2011, s.67-81*.
- [21] Chodźko M., Parus A.: Wpływ Wyznaczania Funkcji FRF Obrabiarki na Prognozę jej Wibrostabilności. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji*, vol. 31, nr 4, Poznań 2011.
- [22] Craig J. J.: *Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1995.
- [23] Dankwort W.C. Weidlich R., Guenther B., Blaurock J.E.: Engineers' CAx education—it's not only CAD, *Computer-Aided Design* 36 (2004) 1439–1450.
- [24] Denavit J., Hartenberg R.S.: A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices. *Journal of Applied Mechanics*. June 1955. s.215-221.
- [25] Ebrahimi M., Whalley R.: Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives, *Computers & Industrial Engineering* 38 (200) 93-105.

- [26] Ferretti G., Magnani G.A., Rocco P.: Virtual prototyping of mechatronic systems, *Annual Reviews in Control* 28 (2004) 193–206.
- [27] Giergiel J., Buratowski T.: *Podstawy robotyki*. AGH, Kraków 2004.
- [28] Giergiel J.: *Tłumienie drgań mechanicznych*, PWN, Warszawa, 1990.
- [29] Giergiel J., Uhl T.: *Identyfikacja układów mechanicznych*, PWN, Warszawa, 1990.
- [30] Harshama F., Tomizuka M., Fukada T.: *Mechatronics – What is it, why, and how?* IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 1, No. 1, 1996, pp. 1-4.
- [31] Heisel U., Pasternak S., Storchak M., Sołopova O.: Optimal configurations of the machine tool structure by means of neural networks, *Prod. Eng. Res. Devel.*, 5(2011)2, 219–226.
- [32] Hewit J.R.: *Mechatronic design – The key to performance enhancement*. Robotics and Autonomous Systems, vol. 19, 1996, pp. 135-142.
- [33] Innocenti C., Perenti-Castelli V.: Echelon Form Solution of Direct Kinematics for the General Fully-Parallel Spherical Wrist. *Mech. Mach. Theory*. Vol. 28. No. 4. 1993. s.553- 561.
- [34] Jakubiec W., Malinowski J.: *Metrologia wielkości geometrycznych*. WNT, Warszawa 2004.
- [35] Jastrzębski D.: *Obliczenia projektowe układów nośnych obrabiarek metodą elementów skończonych*, Szczecin 2012, ISBN 978-83-7518-455-6, monografia.
- [36] Jastrzębski D., Dolata M., Majda P., Szwengier G.: Wpływ technik modelowania mechanizmów śrubowo tocznych na czas i dokładność obliczeń, *Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji*, Vol.30 nr4, 2010.
- [37] Jastrzębski D., Pawełko P., Skrodzewicz J., Szwengier G.: Badania statycznych właściwości szynowych prowadnic tocznych Część I: Stanowisko badawcze. *Przegląd Mechaniczny* 9S/2005, s. 207÷209.
- [38] Jastrzębski D., Pawełko P., Skrodzewicz J., Szwengier G.: Badania statycznych właściwości szynowych prowadnic tocznych Część II: Badania podzespołów prowadnicowych. *Przegląd Mechaniczny* 9S/2005, s. 210÷212.
- [39] Jastrzębski D., Pawełko P., Skrodzewicz J., Szwengier G.: Badania statycznych właściwości szynowych prowadnic tocznych Część III: Badania połączeń prowadnicowych. *Przegląd Mechaniczny* 9S/2005, s. 213÷214.
- [40] Jastrzębski D., Pawełko P., Szwengier G.: Modeling the effect of geometric errors on the static characteristics of guide rail systems. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 34/4, 2010, pp. 23-33.
- [41] Jastrzębski D.: Application of the hybrid finite elements method in modeling of static properties of machine tool load-carrying subsystems, *Advances in Manufacturing Science and Technology* Vol.32/2, 2008, s.5÷20.
- [42] Jastrzębski D.: Modeling static properties of load-carrying system of machines tool using hybrid finite element method. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, Vol.32/1, 2008, s.9÷28.
- [43] Jędrzejewski J., Kowal Z., Kwaśny W., Modrzycki W.: High-speed precise machine tools spindle units improving, *Journal of Materials Processing Technology*, 2005, 162–163/615–621.
- [44] Jemielniak K.: *Obróbka skrawaniem*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1998.
- [45] Kacalak W., Stuart K.D., Majewski M.: *Intelligent Natural Language Processing*, *Advances in Natural Computation, Lecture Notes in Computer Science* Volume 4221, 2006, pp 584-587.
- [46] Kaliński K., Chodnicki M.: *Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych*, ed. T. Uhl, AGH, Kraków. 2007.
- [47] Kaliński K.: *Nadzorowanie drgań układów mechanicznych modelowanych dyskretnie*, Politechnika Gdańska, 2001.
- [48] Kania L.: Modelling of rollers in calculation of slewing Bering with the use of finite elements *Mechanism and Machine Theory* 41 (2006) 1359–1376.
- [49] Kaźmierowski M.P., Tunia H.: *Automatic Control of Converter-Fed Drivers*, PWN, 1994.
- [50] Knapczyk J., Tora G.: In Anverse Force Analisys of Spherical 3 DOF Parallel Manipulator with Three Linear Actuators Considered as Spring System. *Proc. of the 11th CISMIFTtoMM Symp. RoManSy'97*. Springer Wien New York 1997. s.53-62.
- [51] Kono D., Lorenzer T., Weikert S., Wegener K.: Evaluation of modeling approaches for machine tool design, *Precision Engineering*, 34(2010)3, 399-407.
- [52] Kosmol J.: *Serwonapędy obrabiarek sterowanych numerycznie*, WNT Warszawa 1998., ISBN 83-204-2281-7.
- [53] Kosmol J.: *Elektryczne silniki i układy napędowe obrabiarek i maszyn technologicznych*, Wydaw. Politechniki Śląskiej, 1993.
- [54] Kruszewski J. i inni: *Metoda sztywnych elementów skończonych*. Warszawa, Arkady 1975.
- [55] Kruszewski J. i inni: *Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Warszawa, Arkady 1984.

- [56] López L. N. de Lacalle, Lamikiz A.: *Machine Tools for High Performance Machining*, ISBN 9781848003798, Springer - Verlag London Limited, 2009.
- [57] Lorenzer T., Weikert S., Bossoni S., Wegener K.: Modeling and evaluation tool for supporting decisions on the design of reconfigurable machine tools, *Journal of Manufacturing Systems*, 26 (2007)3-4, 167-177.
- [58] Majda P.: Modelowanie i eksperymentalna ocena dokładności przestrzennego pozycjonowania zespołów posuwowych obrabiarek sterowanych numerycznie, Szczecin 2012 ISBN ISBN 978-83-7518-454-9, monografia.
- [59] Majda P., Dolata M., Jastrzębski D., Pawełko P., Szwengier G.: Wykorzystanie wyników testu okrągłości do zwiększania dokładności kinematycznej obrabiarki CNC, *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji*, ISSN 1233-9709, Vol. 31 nr 2, s. 117-123, Poznań 2011.
- [60] Majda P., Szwengier G.: Modeling and experimental research of machine tool geometric errors, XIV National and V International Scientific and Technical Conference Metrology in Production Engineering, s. 208-213, Warszawa – Pułtusk 2011.
- [61] Majda P.: Pomiary i kompensacja błędów geometrycznych obrabiarek CNC, *Inżynieria Maszyn*, ISSN 1426-708X, Vol. 16, No. 1-2, s.126-134, Wrocław 2011.
- [62] Majda P.: Pomiary i kompensacja błędów geometrycznych obrabiarek CNC, *Inżynieria Maszyn*, ISSN 1426-708X, Vol. 16, No. 1-2, s.126-134, Wrocław 2011.
- [63] Majewski M., Kacalak W.: Intelligent human-machine speech communication system, *International Journal of Information Technology*, Vol. 12 No.4 2006.
- [64] Manseur R., Doty K. L.: A Fast Algorithm for Inverse Kinematic Analysis of Robot Manipulators. *Int. Journal of Robotics Research*. Vol.. 7, No. 3. s.52-63, 1988.
- [65] Marchelek K., Pajor M., Powałka B.: Vibrostability of the Milling Process Described by the Time Variable Parameter Model, *Journal of Vibration and Control*, 8, 467-479, 2002.
- [66] Marchelek K.: *Dynamika obrabiarek*, ISBN 9788320411409, WNT, 1991.
- [67] Moriwaki T., Nunobiki M.: Object-oriented design support system for machine tools, *Journal of Intelligent Manufacturing*, 5(1994)1, 47-54.
- [68] Moriwaki T.: Multi-functional machine tool, *CIRP Ann.* , 57(2008) 2, 736-749.
- [69] Neugebauer R., Denkena B., Wegener K.: *Mechatronic Systems for Machine Tool*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 56/2, 2007.
- [70] Nowak M.: Obrabiarki mobilne - trendy rozwojowe w obróbce skrawaniem, *Mechanik*, nr 8-9 2012.
- [71] Nowak M., Jastrzębski D.: Selection of kinematic structure for portable machine tool, *Advances in Manufacturing Science and Technology*, Vol. 36, No.1, 2012.
- [72] Olszak W.: *Obróbka skrawaniem*. WNT, Warszawa 2008.
- [73] Otsuka J., Masuda T.: The influence of non-linear spring behavior of rolling elements on ultraprecision positioning control, *Nanotechnology* 9 (1998) 85–92.
- [74] Paderewski K.: *Obrabiarki*, WSiP, Warszawa 1993.
- [75] Pajor M., Marchelek K.: Aspekty tworzenia koncepcji obrabiarki inteligentnej, *Inżynieria Maszyn*, R.16, z.1-2,2011.
- [76] Pajor M., Powałka B., Hoffmann M.: Identyfikacja modelu procesu skrawania narzędziami wieloostrowymi dla potrzeb analizy wibrostabilności, *Inżynieria Maszyn*, R. 16, z. 1-2, 2011.
- [77] Pajor M.: Wibrostabilność skrawania wieloostrowymi narzędziami obrotowymi, *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej*, 597, 2006.
- [78] Parus A.: Kształtowanie Właściwości dynamicznych systemu obrabiarka - proces skrawania za pomocą dodatkowych układów mechatronicznych, Szczecin 2012, ISBN 978-83-7518-485-3, monografia.
- [79] Powałka B.: *Metodyka kształtowania wibrostabilności systemu obrabiarka-proces skrawania*, Szczecin 2007, prace naukowe PS N4 586, monografia.
- [80] Prashad H.: Relative comparison of stiffness and damping properties of double decker high precision and conventional rolling-element bearings, *Tribology International* 35 (2002) 265–269
- [81] Projekt badawczy KBN NR 7 T07D 028 19 realizowany w latach 2001-2004: Opracowanie metodyki projektowania optymalnych konstrukcji układów przewodnicowych maszyn technologicznych z szynowymi przewodnicami tocznymi. Politechnika Szczecińska, Szczecin 2004.
- [82] Projekt badawczy MNiSW R03 026 01 realizowany w latach 2006-2009: temat pracy *Metodyka projektowych obliczeń i badań nowoczesnych układów przewodnicowych obrabiarek*, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie.
- [83] Rakowski G., Kacprzyk Z.: *Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005.
- [84] Reinhart, G.; Weissenberger, M.: Multibody simulation of machine tool as mechatronic systems for optimization of motion dynamics in the design process, *Advanced Intelligent Mechatronics*, Page(s):

- 605 – 610, 1999. Proceedings. 1999 IEEE/ASME International Conference on, doi: 10.1109/AIM.1999.803237.
- [85] Reshetov D. N., Portman V. T.: Accuracy of Machine Tool. ASME Press Translations, 1989.
- [86] Rivin E. I.: Stiffness and Damping in Mechanical Design, Marcel Dekker, New York, 1999.
- [87] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej 2000.
- [88] Shetty D., Kolk R.: Mechatronics System Design - Second Editions 2010, ISBN-13: 978-1-4390-6199-2, ISBN-10: 1-4390-6199-8.
- [89] Shetty D., Kolk R.A.: Mechatronic System Design. PWS Publishing Company, 1997, ISBN 0534952852.
- [90] Sikorski A.: Porównanie właściwości wektorowych metod regulacji momentu i strumienia maszyny indukcyjnej (DTC i FOC), Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne Nr 72/2005, ISSN 0239-3646.
- [91] Skoczyński W.: Ocena własności obrabiarek na podstawie dokładności obróbki przedmiotów próbnych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Budowy Maszyn i Automatykacji. Politechnika Wroclawska. Monografie Nr 81/25, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2001.
- [92] Staniek R.: Złożone ruchy osi obrotowych sterowanych numerycznie, Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji, Vol.26 nr 2, 2006.
- [93] Staniek R.: Stoły obrotowe sterowane numerycznie. Podstawy teoretyczne, konstrukcja, technologia i badania, Poznań, Wyd. Politechniki Poznańskiej 2005, ISBN 83-7143-210-0.
- [94] Szwengier G. i in.: Opracowanie metodyki projektowania optymalnych konstrukcji układów przewodnicowych maszyn technologicznych z szynowymi przewodnikami tocznymi. Sprawozdanie z wykonania projektu badawczego. Nr 7 T07D 028 19, Szczecin 2004.
- [95] Szwengier G., Jastrzębski D., Pawełko P.: Modelowanie tocnych połączeń przewodnicowych obrabiarek. Inżynieria Maszyn, Rok 16, Zeszyt 1-2, 2011, s. 135-161.
- [96] Szwengier G.: Modelowanie i obliczania projektowe układów przewodnicowych obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 512, Instytut Technologii Mechanicznej Nr 13, Monografia, Szczecin 1994.
- [97] Tan K.K., Lee T.H., Dou H.F., Lim S.Y.: Various developments in mechatronics in Asia. Mechatronics, vol. 8, pp. 777-791, 1998.
- [98] Tomizuka M.: Mechatronics from the 20th to 21st century. Control Engineering Practice, vol. 10, 2002, pp. 877-886.
- [99] Tomków J.: Wibrostabilność obrabiarek, WNT Warszawa 1997, ISBN 83-204-2274-4.
- [100] Tutunea-Fatan O. R., Hsi-Yung Feng: Configuration analysis of five-axis machine tools using a generic kinematic model, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 44(2004) 11, 1235-1243.
- [101] Uhl T.: Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych. Kraków, AGH 2010.
- [102] Uhl T.: Projektowanie mechatroniczne. Zagadnienia wybrane. Kraków, AGH 2011.
- [103] Urbański L., Pietruszewicz K., Majda P.: Badania doświadczalne właściwości dynamicznych napędu posuwu obrabiarki CNC. Mechanik, 3, 2010, s. 162–168.
- [104] Van Brussel H.M.J.: Mechatronics-a powerful concurrent engineering framework, Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on , vol.1, no.2, pp.127-136, June 1996 doi: 10.1109/3516.506149.
- [105] Vragov J.D.: Analiz komponovok metallorežuščich stankov. Osnovy komponetiki. Mašinostroenie, Moskva 1978.
- [106] Weck M.: Handbook of Machine Tool. John Wiley & Sons Ltd, 1984.
- [107] Wrotny L.T.: Projektowanie obrabiarek – zagadnienia ogólne i przykłady obliczeń, WNT Warszawa 1986, ISBN 83-204-0702-8.
- [108] Yoonho S. and at all: Structure modeling of machine tools and internet- based implementation. Proc. Winter Simulation Conference, Orlando 2005, 1699-1704.
- [109] Zaeh M.F., Oerti Th.: Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 53, Issue 1, 2004, Pages 289–292.
- [110] Zaeh MF, Oertli Th, Milberg J.: Finite element modelling of ball screw feed driver systems. Annals of the CIRP 2004;53(1):289.
- [111] Zhao S Z, Zhang G X and Li X H: A laser tracking 3D coordinate measuring system and design of its tracking mechanism Proc. 3rd Int. Symp. on Instrumentation Science and Technology, 2004, vol 2 pp 642–7.
- [112] Zhu W. H., Jun M. B., Altintas Y.: A fast tool servo design for precision turning of shafts on conventional CNC lathes. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 41, 2001, pp. 953–965.

- [113] Zienkiewicz O.C.: The Finite Element Method in Engineering Science. McGraw-Hill, London, 1977.
- [114] Żurek J., Chruściel W.: Analiza obiegu informacji w procesie konstruowania wyrobu z uwzględnieniem jego montażu i demontażu, Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, Vol.28 nr 2, 2008.

## 10.2.Normy, akty prawne

- [115] Dyrektywa maszynowa 2006/42/WE
- [116] Dyrektywa niskonapięciowa 2006/95/WE
- [117] Dyrektywa kompatybilności elektromagnetycznej 2004/108/WE
- [118] ISO 841:2001 Industrial automation systems and integration - Numerical control of machines - Coordinate system and motion nomenclature
- [119] PN-ISO 10791-4 (2001), Warunki badania centrów obróbkowych Część 4, Dokładność i powtarzalność pozycjonowania w osiach liniowych i obrotowych
- [120] PN-ISO 10791-6 (2001), Warunki badania centrów obróbkowych Część 6, Dokładność posuwów, prędkości obrotowych wrzeciona i interpolacji.
- [121] PN-ISO 10791-7 (2000), Warunki badania centrów obróbkowych, Dokładność obrobionego przedmiotu próbnego
- [122] PN-ISO 230-1 Przepisy badania obrabiarek, Dokładność geometryczna obrabiarek pracujących bez obciążenia lub w warunkach obróbki wykańczającej.
- [123] PN-ISO 230-2 2006(E), Test Code for Machine Tool. Part 2. Determination of Accuracy and Repeatability of Positioning of Numerically Controlled Axes, ISO, Geneva.
- [124] PN-ISO 230-4 (1999), Przepisy badania obrabiarek, Badania okrągłości w obrabiarkach sterowanych numerycznie.
- [125] PN-M-55667-1 Warunki odbioru frezarek wspornikowych, Wprowadzenie ogólne.
- [126] PN-ISO 1 (2003) Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) – Normalna temperatura odniesienia dla specyfikacji i sprawdzania geometrii wyrobów. ICS 17.040.01 ITD, EN ISO 1 (2002).
- [127] PN-93/M-55251 Maszyny sterowane numerycznie -- Osie współrzędnych i zwroty ruchów -- Nazwy i oznaczenia

## 10.3.Strony internetowe

z okresu 2013.01.01-30.06

- |       |  |  |
|-------|--|--|
| [128] | Materiały firmy CLIMAX PORTABLE MACHINE TOOL | <a href="http://www.cpmt.com">www.cpmt.com</a>                       |
| [129] | Materiały firmy D.L. RICCI                   | <a href="http://www.dlricci.com">www.dlricci.com</a>                 |
| [130] | Materiały firmy SIR MECCANICA                | <a href="http://www.sirmeccanica.com">www.sirmeccanica.com</a>       |
| [131] | Materiały firmy EFCO MASCHINENBAU            | <a href="http://www.efco-dueren.com">www.efco-dueren.com</a>         |
| [132] | Materiały firmy MIRAGE MACHINES              | <a href="http://www.miragemachines.com">www.miragemachines.com</a>   |
| [133] | Materiały firmy TRI TOOL                     | <a href="http://www.tritool.com">www.tritool.com</a>                 |
| [134] | Materiały firmy YORK PORTABLE MACHINE TOOL   | <a href="http://www.yorkmachine.com">www.yorkmachine.com</a>         |
| [135] | Materiały firmy HYDRATIGHT                   | <a href="http://www.hydratight.com">www.hydratight.com</a>           |
| [136] | Materiały firmy ZALCO                        | <a href="http://www.zalco.pl">www.zalco.pl</a>                       |
| [137] | Materiały firmy HSD MECHATRONIC DIVISION     | <a href="http://www.hsd.it">www.hsd.it</a>                           |
| [138] | Materiały firmy FATPOL                       | <a href="http://www.fatpol.pl">www.fatpol.pl</a>                     |
| [139] | Materiały firmy IN-SITU                      | <a href="http://www.insitumachining.com">www.insitumachining.com</a> |
| [140] | Materiały firmy HOFMANN                      | <a href="http://www.hofmann.net">www.hofmann.net</a>                 |
| [141] | Materiały firmy EHWACHS                      | <a href="http://www.ehwachs.com">www.ehwachs.com</a>                 |
| [142] | Materiały firmy FIELD MACHINE TOOLS          | <a href="http://www.fmt.com.au">www.fmt.com.au</a>                   |
| [143] | Materiały firmy FIELD SYSTEMS                | <a href="http://www.fieldsystems.com">www.fieldsystems.com</a>       |
| [144] | Materiały firmy ENERPAC                      | <a href="http://www.enerpac.com">www.enerpac.com</a>                 |
| [145] | Materiały firmy UNION WERKZEUGMASCHINEN      | <a href="http://www.union-machines.com">www.union-machines.com</a>   |
| [146] | Materiały firmy KNUTH MACHINE TOOL           | <a href="http://www.knuth-usa.com">www.knuth-usa.com</a>             |
| [147] | Materiały firmy NICOLÁS CORREA               | <a href="http://www.correanayak.eu">www.correanayak.eu</a>           |
| [148] | Materiały firmy RAFAMET                      | <a href="http://www.rafamet.com.pl">www.rafamet.com.pl</a>           |
| [149] | Materiały firmy POREBA                       | <a href="http://www.fum-poreba.pl">www.fum-poreba.pl</a>             |
| [150] | Materiały firmy WALDRICH                     | <a href="http://www.waldrich-siegen.de">www.waldrich-siegen.de</a>   |

[151]	Materiały firmy BOSCH	www.boschrexroth.pl
[152]	Materiały firmy INA	www.ina.com
[153]	Materiały firmy THK	www.thk.com
[154]	Materiały firmy AVIA	www.avia.com.pl
[155]	Materiały firmy ELTE	www.eltesrl.com
[156]	Materiały firmy UKF	www.ukf.de
[157]	Materiały firmy BENTLEY	www.bentley.com
[158]	Materiały firmy WNT	www.wnt.com
[159]	Materiały firmy HIWIN	www.hiwin.pl
[160]	Materiały firmy DELTA	www.delta.com.tw
[161]	Materiały firmy RENISHAW	www.renishaw.com
[162]	Materiały firmy MAHR	www.mahr.com
[163]	Materiały firmy LMS	www.lmsintl.com

## **10.4. Patenty**

[164]	Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej - <a href="http://bazy.uprp.pl/">http://bazy.uprp.pl/</a>
[165]	Rickenbrode portable machine nr 3477341 1967 r.
[166]	Portable machine nr 3509750 1967 r.
[167]	Portable machine tool for vertical drilling, threading and the like nr 3617142 1968 r.
[168]	Portable field machine for cutting, grinding and lapping valve seats nr 4050836 1976 r.
[169]	Portable machine tool for preparing pipe joints for welding nr 4459883 1982 r.
[170]	Portable machine tool nr EP0113519 1988 r.
[171]	Japan Trade Mark Kohhoku, Class 9, Shou 46-32713, 46-32714, Jan. 1971
[172]	Japan Trade Registration No. 946594, Jan. 1972

## **11. Streszczenie / Summary**

Pracę poświęcono tematyce obrabiarek przenośnych, a w szczególności ich projektowaniu w ujęciu mechatronicznym. Traktując obrabiarki przenośne jako obrabiarki specjalizowane, projektowane pod konkretne zadania obróbkowe, zaproponowano nowe podejście do procesu ich projektowania. Zaprezentowano proces konstrukcyjny obrabiarki przenośnej do obróbki powierzchni przylgowych kołnierzy montażowych konstrukcji wielkogabarytowych. Dokonano wszechstronnych analiz projektowanego układu ze względu na kryteria konstrukcyjne. Przeprowadzono badania doświadczalne wykonanego prototypu sprawdzające słuszność przyjętych rozwiązań.

The work deals with issues related to portable machine tools, especially in terms of their mechatronic design. Treating portable machine tools as specialized machines, designed for specific machining tasks, is a basis for a new approach to their design process. The paper presents the design process of a portable machine tool for flange surfaces treatment of large-scale structures. Authors have made a comprehensive analysis of the proposed system because of the design criteria. Experimental studies were made for checking the validity of the prototype solutions.

## 12. Załączniki

### 12.1. Załącznik 1 – Charakterystyki metrologiczne zastosowanej w badaniach doświadczalnych aparatury pomiarowo-rejestrującej

#### Laserowy system pomiarowy XL80 firmy Renishaw do pomiaru odchyłek liniowych [161].

- Głowica laserowa, nr seryjny H52426 (certyfikat kalibracji nr H52426-080515-00 z dnia 15.05.2008)
- Interferometr, nr seryjny H54579
- Reflektor #1, nr seryjny H53394
- Reflektor #2, nr seryjny H53393
- Czujnik pomiaru ciśnienia, nr seryjny 8A7218, dokładność  $\pm 1$  [mbar] w zakresie  $650 \div 1150$  [mbar] (certyfikat kalibracji nr 8A7218-080502-00 z dnia 14.05.2008)
- Czujnik pomiaru wilgotności, nr seryjny 8A7218, dokładność  $\pm 6$  [%] w zakresie  $0 \div 95$  [%] (certyfikat kalibracji nr 8A7218-080502-00 z dnia 14.05.2008)
- Termometr do pomiaru temperatury otoczenia, nr seryjny 7Y3347, dokładność  $\pm 0,2$  [°C] w zakresie  $0 \div 40$  [°C] (certyfikat kalibracji nr 7Y3347-080510-00 z dnia 14.05.2008)
- Termometry do pomiaru temperatury powierzchni części, dokładność  $\pm 0,1$  [°C] w zakresie  $0 \div 55$  [°C], numery seryjne: 7C7496 (certyfikat kalibracji nr 7C7496-080123-00 z dnia 23.01.2008), 7T5773 (certyfikat kalibracji nr 7T5773-080522-00 z dnia 14.05.2008), 7T5728 (certyfikat kalibracji nr 7T5728-080513-00 z dnia 14.05.2008)

System zapewnia w zakresie  $0 \div 40$  [m] pomiar odchyłek liniowych z rozdzielczością  $0,001$  [ $\mu\text{m}$ ] i dokładnością  $\pm 0,5$  [ $\mu\text{m}$ ];  $k = 2$  przy zastosowanej kompensacji warunków otoczenia (podana wartość niepewności nie zawiera składowej szacowania niepewności poprawek temperaturowych).

#### Czujnik cyfrowy Militast 1085 firmy Mahr [162].

- zakres  $0 \div 25$  mm
- rozdzielczość  $0,001$  mm
- maksymalny błąd graniczny wskazań  $\text{MPE} = \pm 0,005$  mm



## **12.2. Załącznik 2 - Dobór przetworników pomiarowych**

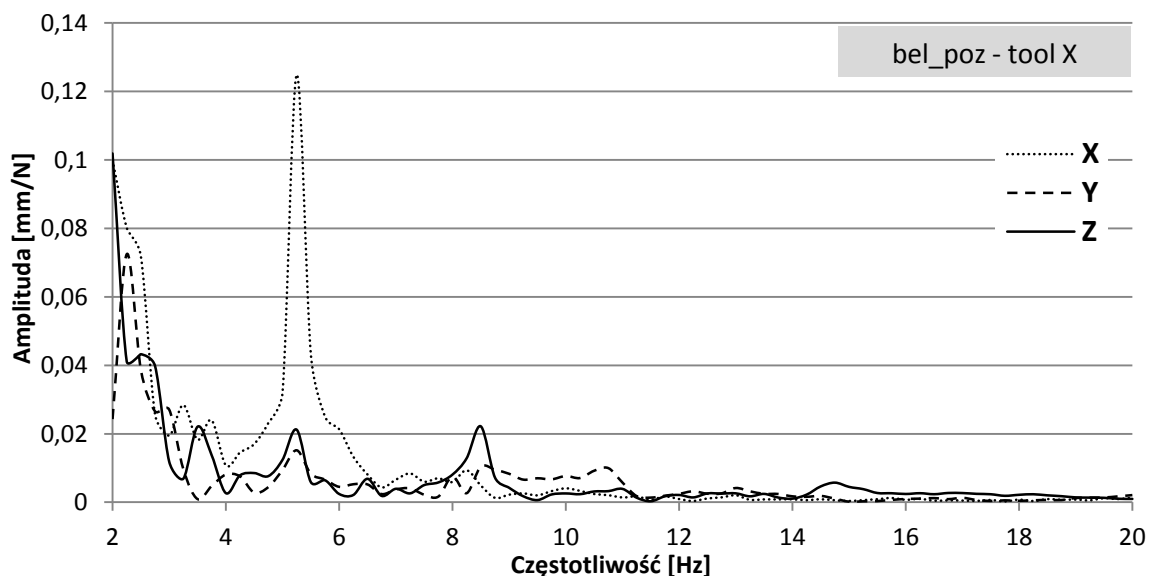
Wymuszenie siłowe realizowane było za pomocą młotka modalnego PCB 269009 o czułości 10.23 mV/N. Wyboru młotka modalnego oraz twardości końcówki dokonano z uwzględnieniem spodziewanego zakresu częstotliwości, w którym estymowane miały być bieguny modelu modalnego oraz wartości szczytowej siły wymuszającej. Wymuszenie odbywało się w jednym punkcie na dwóch ortogonalnych kierunkach. Niemożliwe było wymuszenie w kierunku pionowym (wzdłuż osi wrzeciona).

Pomiaru odpowiedzi wymuszonego układu dokonywano przy użyciu przetworników przyspieszeń PCB 356A01. Są to trójskładowe przetworniki piezoelektryczni o czułości około 5 mV/g i masie około 1 grama. Mocowanie przetworników (czujników) do obiektu odbywało się przez wosk pszczeli. Według charakterystyk, załączonych przez producenta czujników tego typu, takie mocowanie zapewnia poprawne odwzorowanie drgań o częstotliwości do około 4 kHz, co odpowiada zakresowi częstotliwości, w którym spodziewano się zaobserwować istotne dla rozpatrywanej konstrukcji, postacie drgań. Jednocześnie mocowano 1 czujnik tego typu.

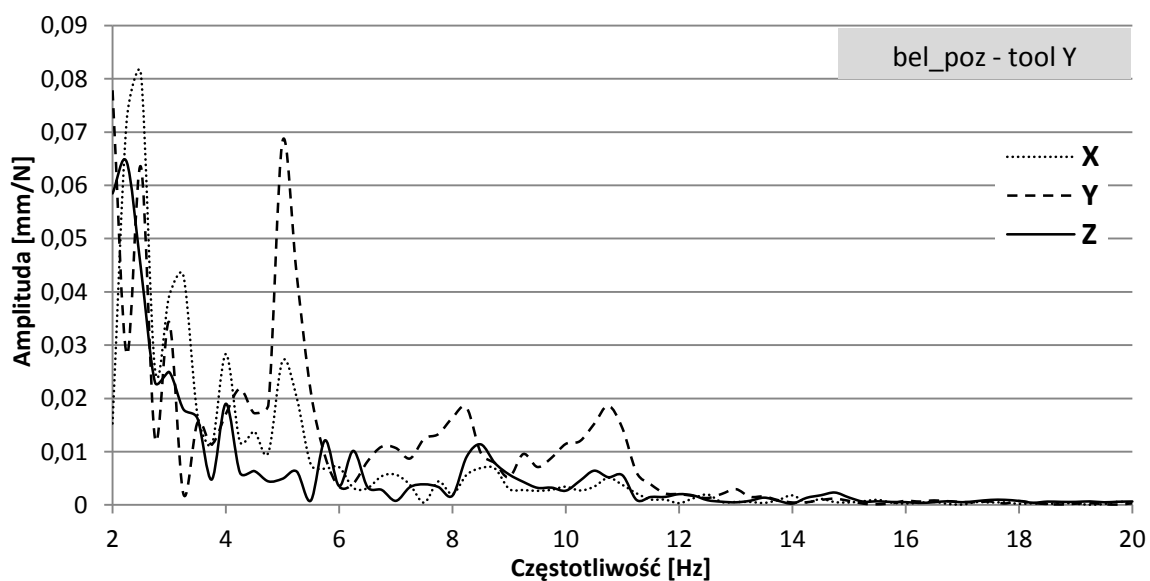
Proces akwizycji sygnału realizowany był przez urządzenie SCADAS III, zawierające 24 bitowe przetworniki sigma delta oraz filtry anty aliasingowe. System pracował pod kontrolą oprogramowania TestLab firmy LMS.

Parametry przetwarzania sygnału. Częstotliwość próbkowania sygnałów wynosiła 8192 Hz. Zastosowano uśrednianie liniowe z 12 powtórzeń. Rejestracje, w których obecne było podwójne uderzenie młotkiem modalnym nie były uwzględniane przy uśrednianiu. Odrzucano również wszystkie sesje, w których nastąpiło przesterowanie któregokolwiek kanału pomiarowego. Ze względu na fakt, iż odpowiedź impulsowa zanikała przed upływem czasu pomiaru, nie nakładano okna na przebiegi czasowe. Wstępne próby wymuszenia obiektu wykazały również, że brak było istotnych szumów na kanale siły, z tego powodu nie stosowano również okien w tym przypadku.

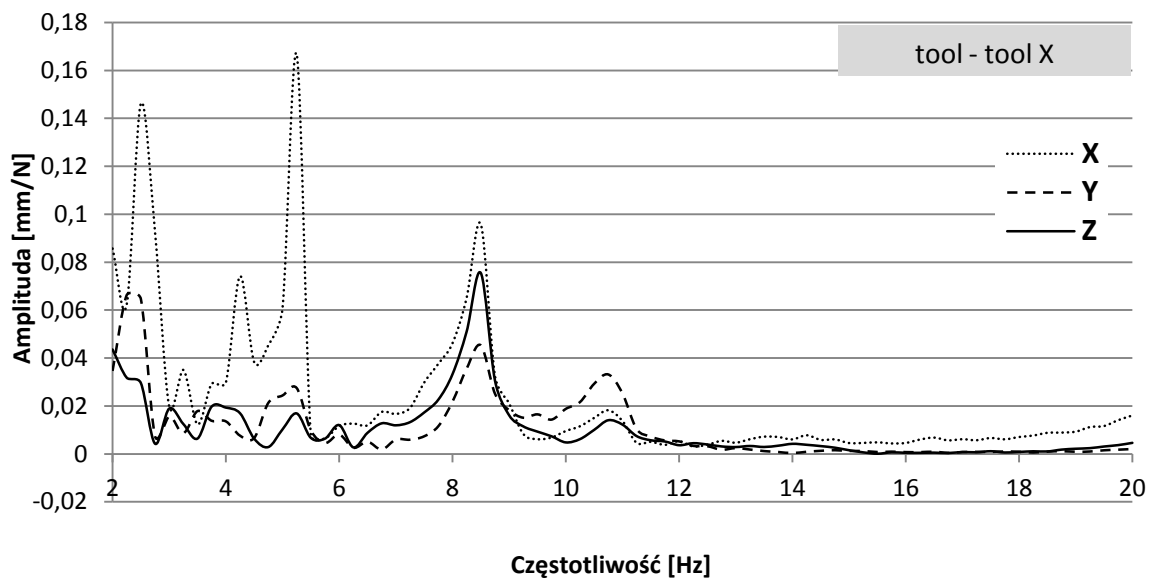
### 12.3. Załącznik 3 – Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prototypu obrabiarki przenośnej



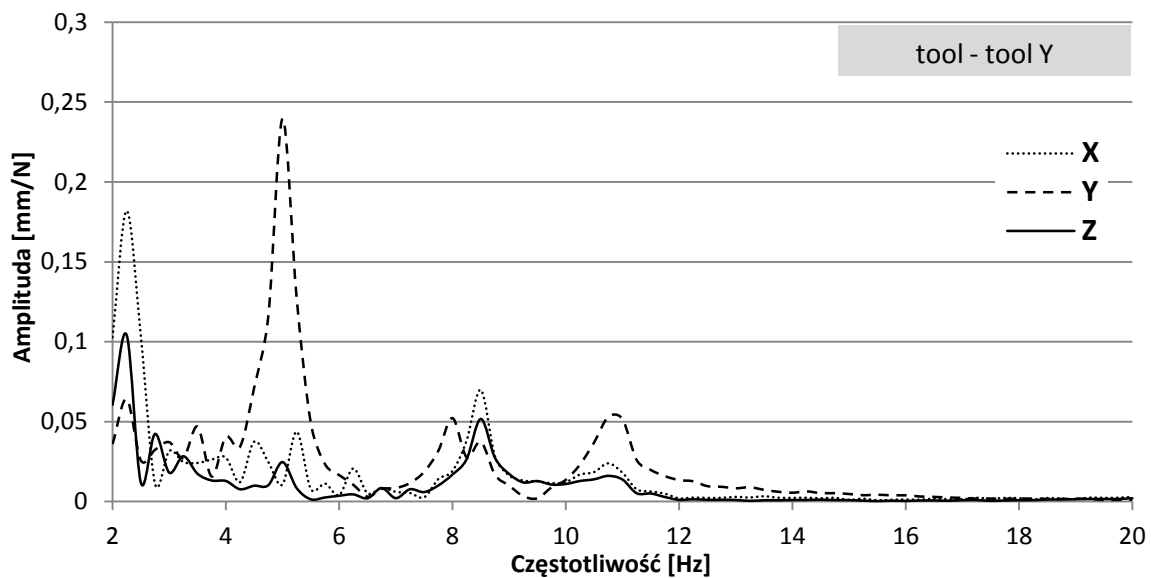
Rys. 8. 33. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku -X, odpowiedzi w punkcie belka\_poz (na trzech kierunkach)



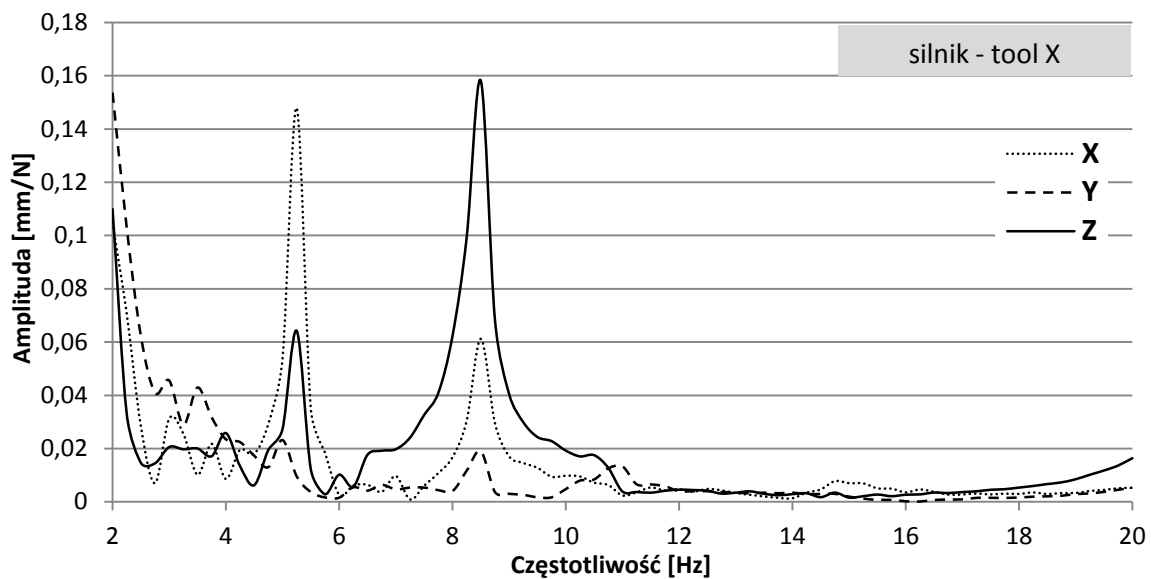
Rys. 8. 34. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku -Y, odpowiedzi w punkcie belka\_poz (na trzech kierunkach)



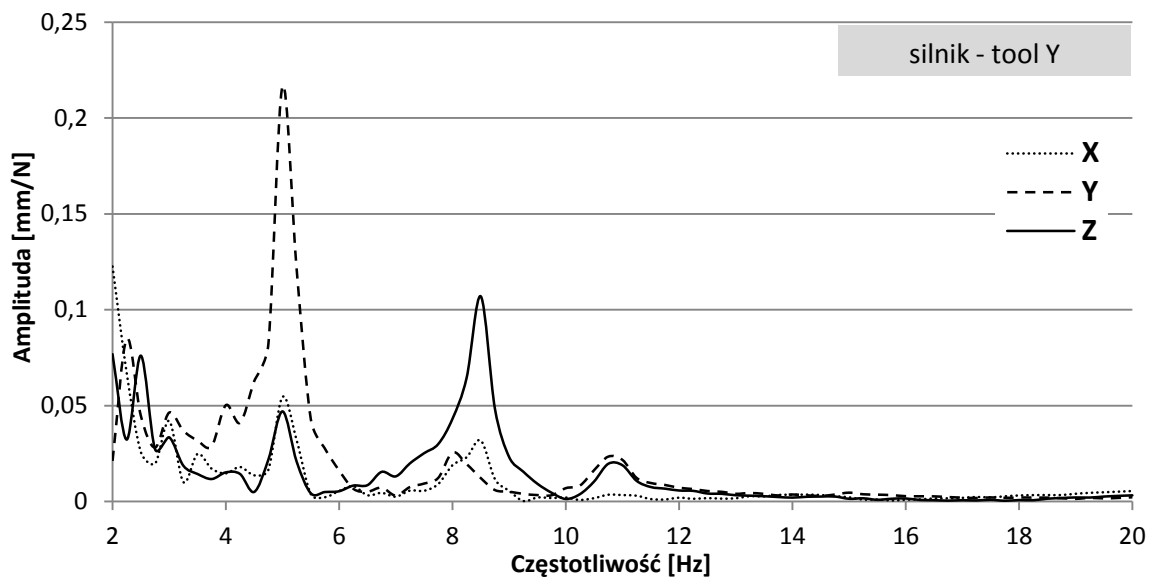
Rys. 8. 35. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku -X, odpowiedzi w punkcie tool (na trzech kierunkach)



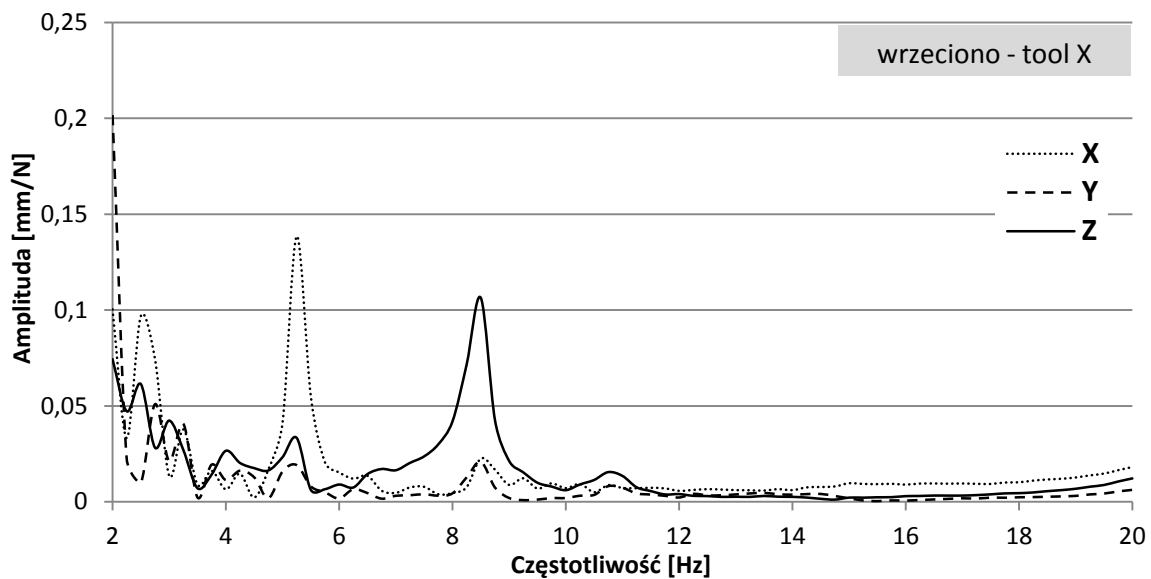
Rys. 8. 36. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku -Y, odpowiedzi w punkcie tool (na trzech kierunkach)



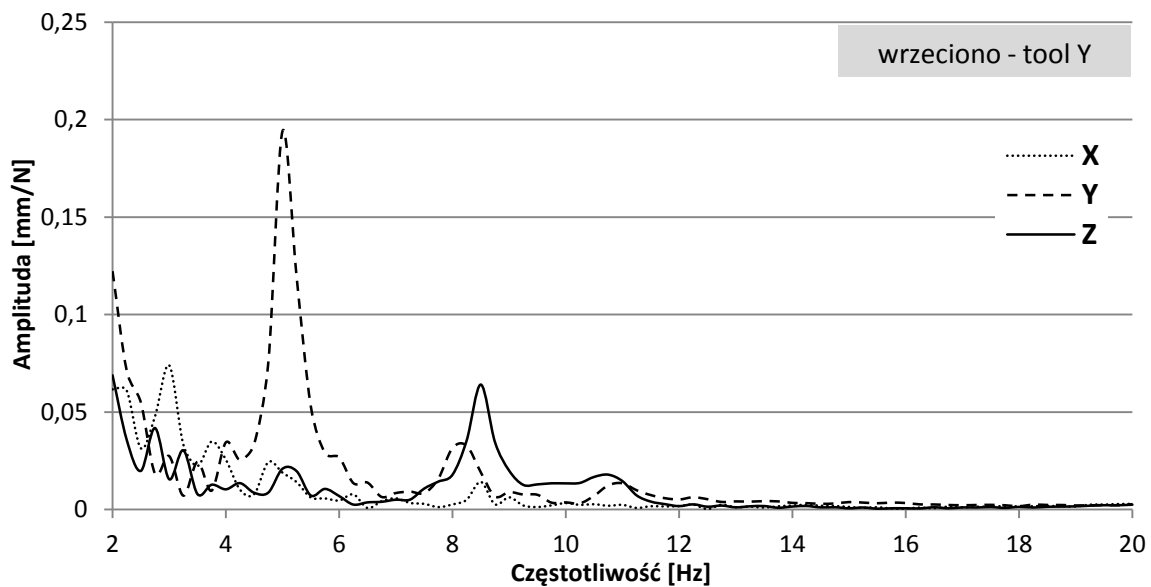
Rys. 8. 37. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –X, odpowiedzi w punkcie silnik (na trzech kierunkach)



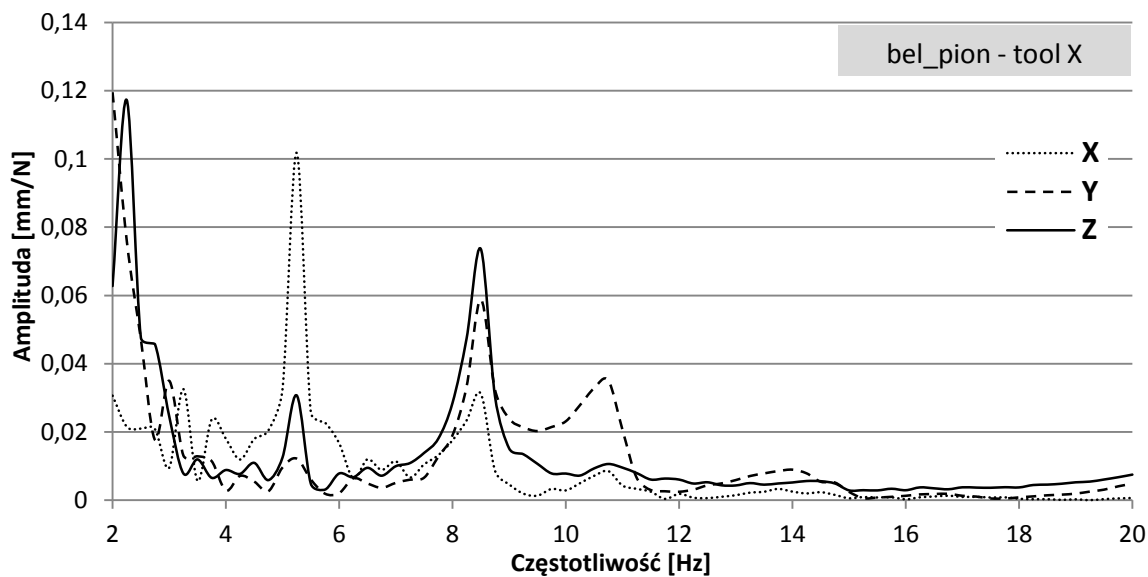
Rys. 8. 38. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –Y, odpowiedzi w punkcie silnik (na trzech kierunkach)



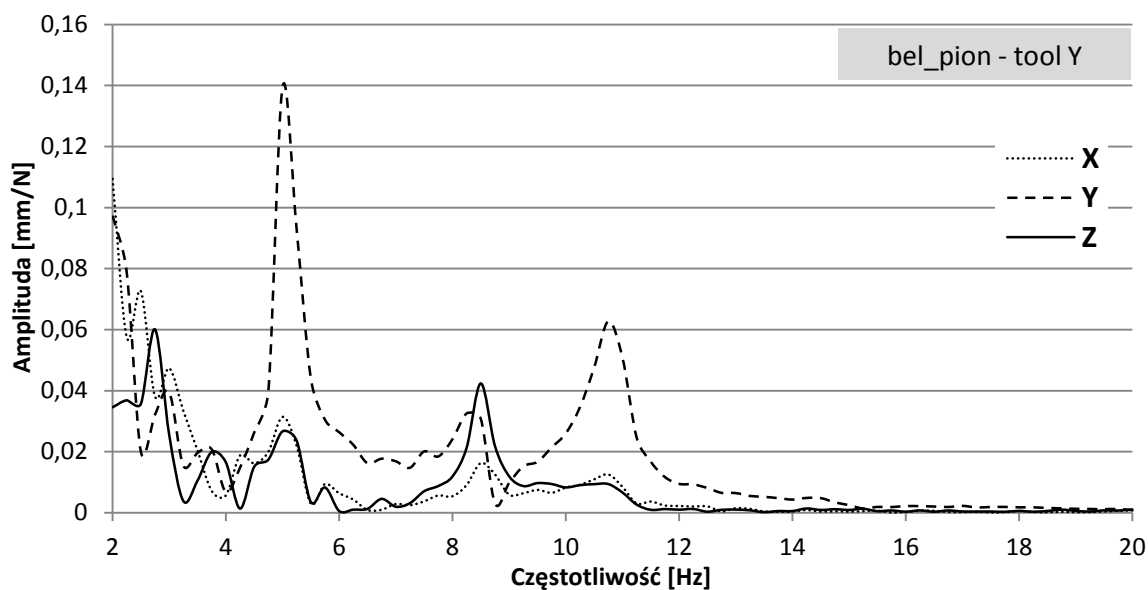
Rys. 8. 39. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –X, odpowiedzi w punkcie wrzeciono (na trzech kierunkach)



Rys. 8. 40. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –Y, odpowiedzi w punkcie wrzeciono (na trzech kierunkach)

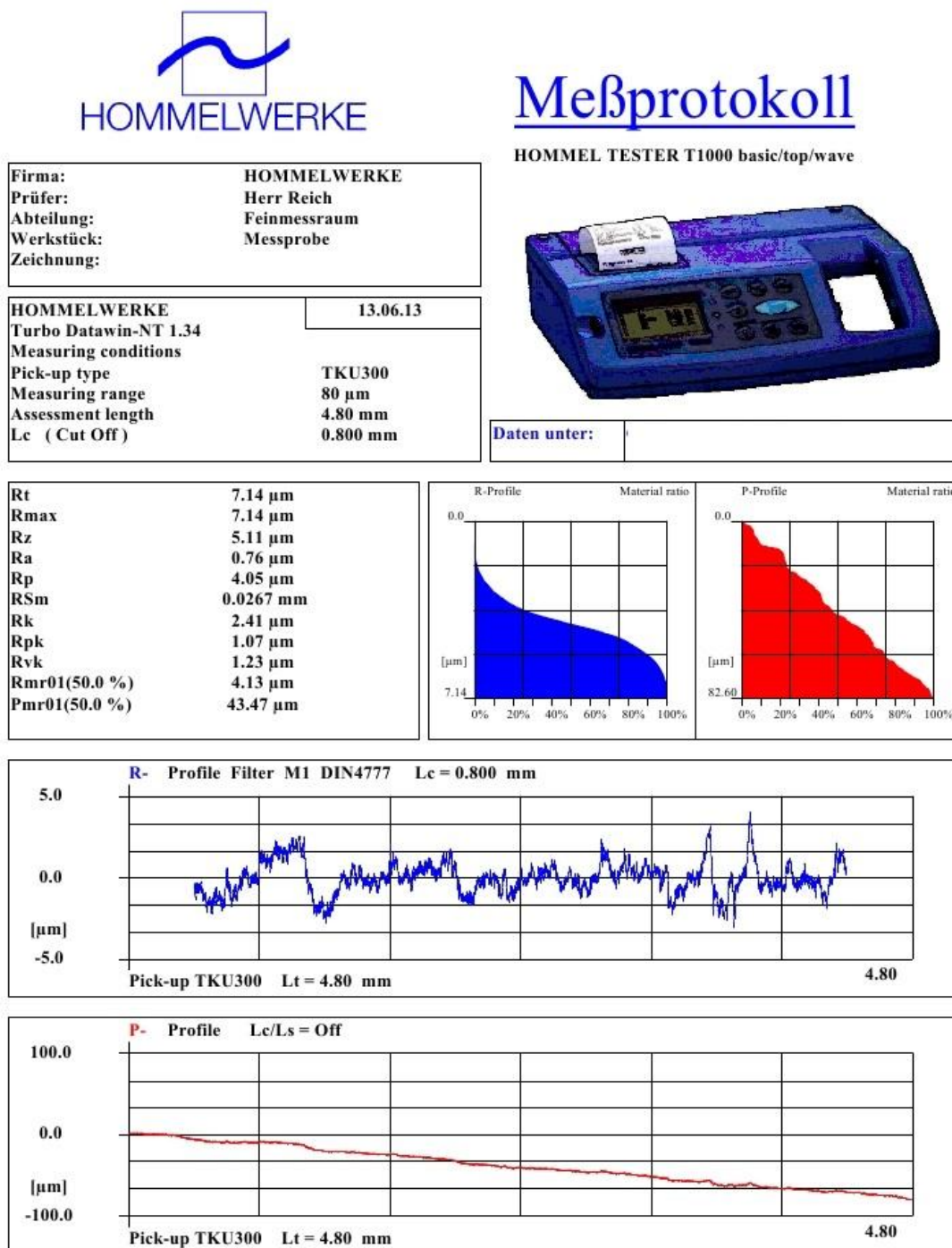


Rys. 8. 41. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –X, odpowiedzi w punkcie belka\_pion (na trzech kierunkach)



Rys. 8. 42. Wyniki testu impulsowego – wymuszenie na kierunku –Y, odpowiedzi w punkcie belka\_pion (na trzech kierunkach)

## 12.4. Załącznik 4 – Protokoły pomiarów powierzchni obrobionych po przeprowadzonych próbach pracą



HOMMELWERKE GMBH, Holger Reich, Halener Straße 43-45, Niederlassung D- 47198 Duisburg, Fax: 0 20 66 - 5 62 30, Tel.: 0 20 66 - 5 62 10

Rys. 8. 43. Próba 1 - Wyniki pomiaru chropowatości



# Meßprotokoll

HOMMEL TESTER T1000 basic/top/wave

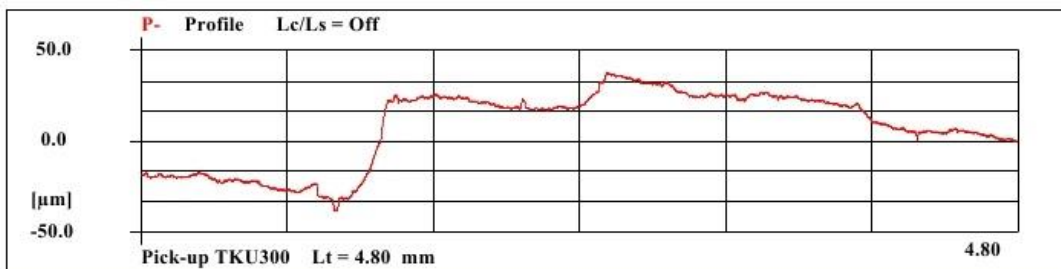
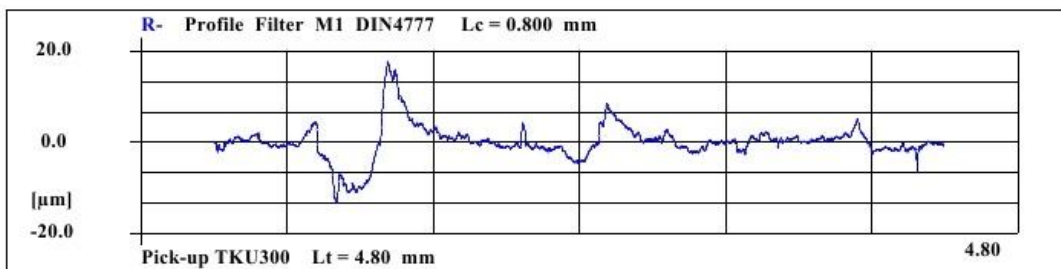
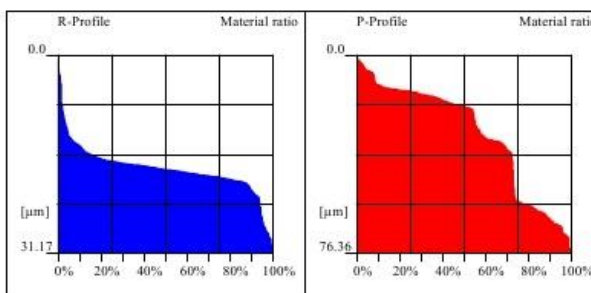


Firma:	HOMMELWERKE
Prüfer:	Herr Reich
Abteilung:	Feinmessraum
Werkstück:	Messprobe
Zeichnung:	

HOMMELWERKE	13.06.13
Turbo Datawin-NT 1.34	
Measuring conditions	
Pick-up type	TKU300
Measuring range	80 µm
Assessment length	4.80 mm
Lc (Cut Off)	0.800 mm

Daten unter:	
--------------	--

Rt	31.17 µm
Rmax	28.31 µm
Rz	15.40 µm
Ra	2.39 µm
Rp	17.77 µm
RSm	0.1290 mm
Rk	6.34 µm
Rpk	6.56 µm
Rvk	13.02 µm
Rmr01(50.0 %)	17.92 µm
Pmr01(50.0 %)	19.73 µm



HOMMELWERKE GMBH, Holger Reich, Halener Straße 43-45, Niederlassung D- 47198 Duisburg, Fax: 0 20 66 - 5 62 30, Tel.: 0 20 66 - 5 62 10

Rys. 8. 44. Próba 2 - Wyniki pomiaru chropowości





# Meßprotokoll

HOMMEL TESTER T1000 basic/top/wave

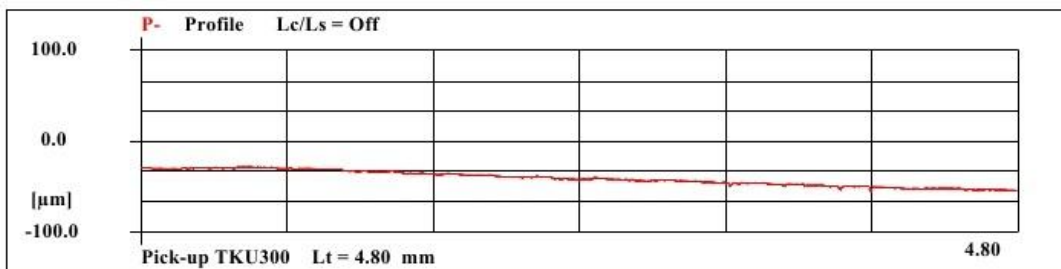
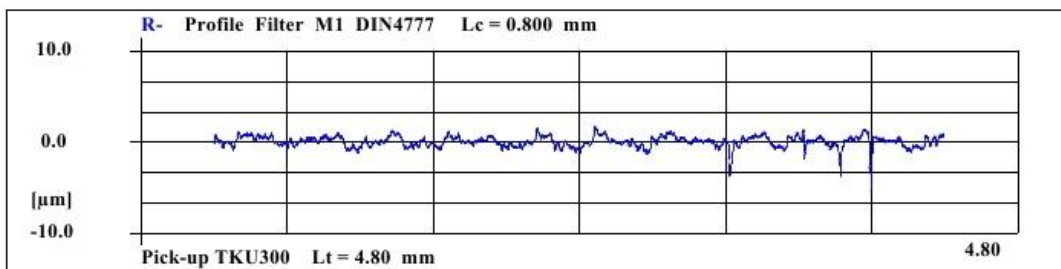
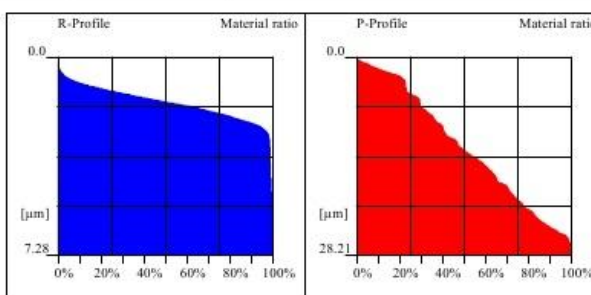


Firma:	HOMMELWERKE
Prüfer:	Herr Reich
Abteilung:	Feinmessraum
Werkstück:	Messprobe
Zeichnung:	

HOMMELWERKE	13.06.13
Turbo Datawin-NT 1.34	
Measuring conditions	
Pick-up type	TKU300
Measuring range	80 µm
Assessment length	4.80 mm
Lc (Cut Off)	0.800 mm

Daten unter:	
--------------	--

Rt	7.28 µm
Rmax	6.93 µm
Rz	3.95 µm
Ra	0.49 µm
Rp	1.69 µm
RSm	0.0388 mm
Rk	1.61 µm
Rpk	0.38 µm
Rvk	0.96 µm
Rmr01(50.0 %)	1.64 µm
Pmr01(50.0 %)	13.22 µm



HOMMELWERKE GMBH, Holger Reich, Halener Straße 43-45, Niederlassung D- 47198 Duisburg, Fax: 0 20 66 - 5 62 30, Tel.: 0 20 66 - 5 62 10

Rys. 8. 45. Próba 4 - Wyniki pomiaru chropowości



# Meßprotokoll

HOMMEL TESTER T1000 basic/top/wave

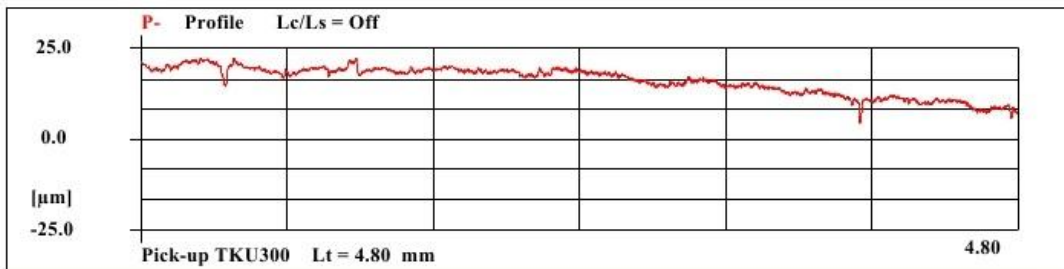
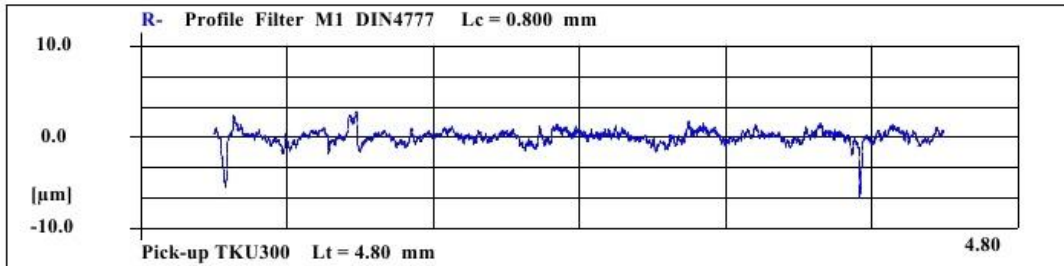
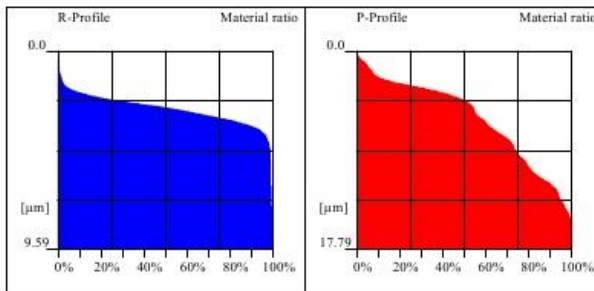


Firma:	HOMMELWERKE
Prüfer:	Herr Reich
Abteilung:	Feinmessraum
Werkstück:	Messprobe
Zeichnung:	

HOMMELWERKE	13.06.13
Turbo Datawin-NT 1.34	
Measuring conditions	
Pick-up type	TKU300
Measuring range	80 µm
Assessment length	4.80 mm
Lc (Cut Off)	0.800 mm

Daten unter:	
--------------	--

Rt	9.59 µm
Rmax	8.37 µm
Rz	5.14 µm
Ra	0.56 µm
Rp	2.80 µm
RSm	0.0408 mm
Rk	1.67 µm
Rpk	0.75 µm
Rvk	1.28 µm
Rmr01(50.0 %)	2.73 µm
Pmr01(50.0 %)	4.43 µm



HOMMELWERKE GMBH, Holger Reich, Halener Straße 43-45, Niederlassung D- 47198 Duisburg, Fax: 0 20 66 - 5 62 30, Tel.: 0 20 66 - 5 62 10

Rys. 8. 46. Próba 5 - Wyniki pomiaru chropowości



# Meßprotokoll

HOMMEL TESTER T1000 basic/top/wave

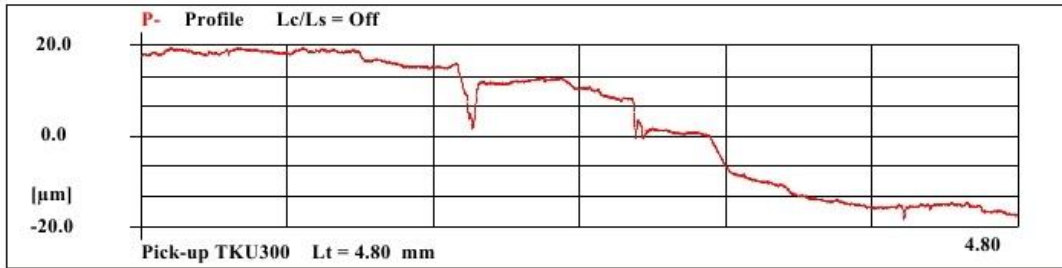
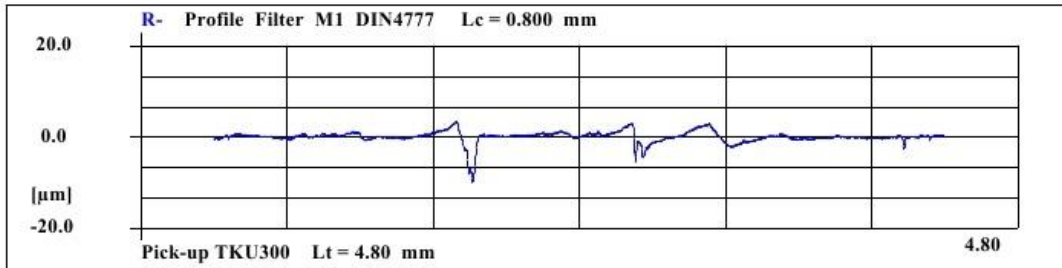
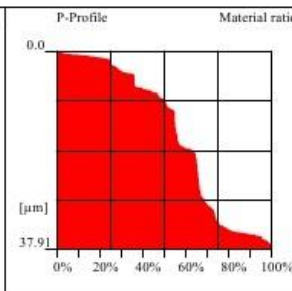
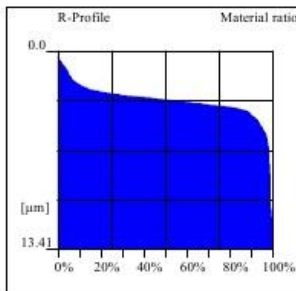


Firma:	HOMMELWERKE
Prüfer:	Herr Reich
Abteilung:	Feinmessraum
Werkstück:	Messprobe
Zeichnung:	

HOMMELWERKE	13.06.13
Turbo Datawin-NT 1.34	
Measuring conditions	
Pick-up type	TKU300
Measuring range	80 µm
Assessment length	4.80 mm
Lc (Cut Off)	0.800 mm

Daten unter:	
--------------	--

Rt	13.41 µm
Rmax	13.41 µm
Rz	6.56 µm
Ra	0.74 µm
Rp	3.37 µm
RSm	0.0494 mm
Rk	1.84 µm
Rpk	1.24 µm
Rvk	3.73 µm
Rmr01(50.0 %)	3.30 µm
Pmr01(50.0 %)	9.25 µm



HOMMELWERKE GMBH, Holger Reich, Halener Straße 43-45, Niederlassung D- 47198 Duisburg, Fax: 0 20 66 - 5 62 30, Tel.: 0 20 66 - 5 62 10

Rys. 8. 47. Próba 6 - Wyniki pomiaru chropowatości