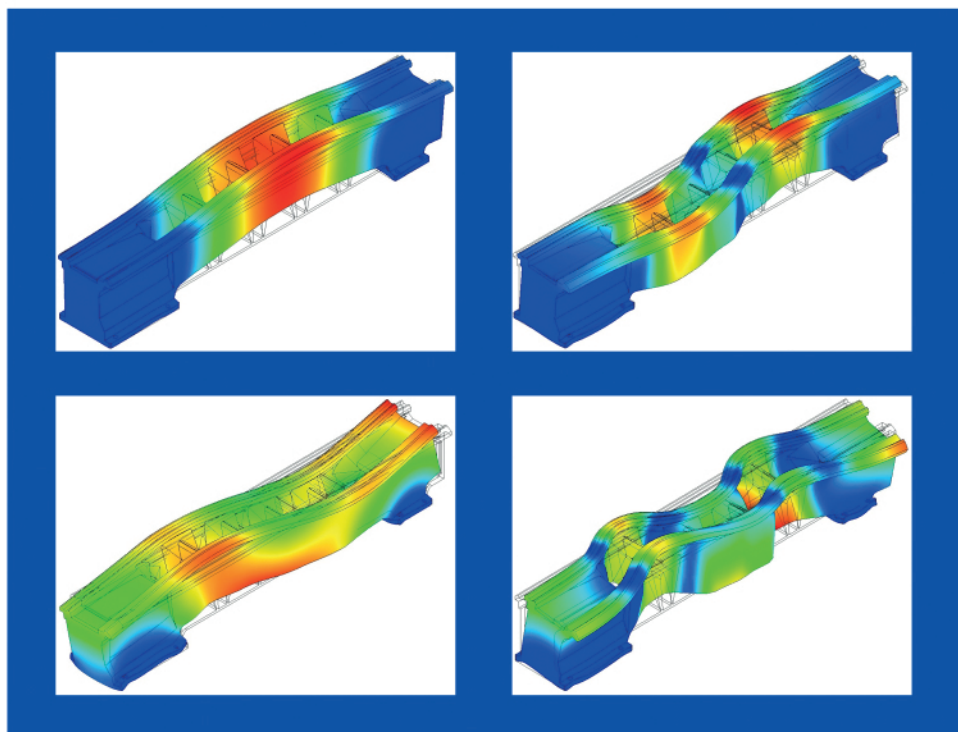


Norbert Kępczak

Norbert Kępczak – BADANIA HYBRYDOWEGO KORPUSU OBRABIARKI \*N° 2252

# BADANIA HYBRYDOWEGO KORPUSU OBRABIARKI



Monografie Politechniki Łódzkiej  
Łódź 2018

Norbert Kępczak

**BADANIA HYBRYDOWEGO  
KORPUSU OBRABIARKI**

Monografie Politechniki Łódzkiej  
Łódź 2018

**POLITECHNIKA ŁÓDZKA**  
**Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn**

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Mirosław Urbaniak

*Akademia im. Jakuba z Paradyża w Gorzowie Wielkopolskim*

**dr hab. inż. Waclaw Skoczyński, prof. PWr**

*Politechnika Wroclawska*

© Copyright by Politechnika Łódzka 2018

**Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej**

ul. Wólczańska 223

90-924 Łódź

tel.: 42 631-20-87

tel./fax.: 42 631-25-38

e-mail: [zamowienia@info.p.lodz.pl](mailto:zamowienia@info.p.lodz.pl)

[www.wydawnictwa.p.lodz.pl](http://www.wydawnictwa.p.lodz.pl)

**ISBN 978-83-7283-894-0**

Nakład 100 egz. Ark druk. 7,5. Papier offset. 80 g 70 x 100

Druk ukończono w kwietniu 2018 r.

Wykonano w drukarni „Quick-Druk” s.c. 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11

Nr 2252

# Spis treści

<b>Wybrane oznaczenia .....</b>	<b>5</b>
<b>1. Wstęp .....</b>	<b>7</b>
<b>2. Analiza literatury .....</b>	<b>11</b>
<b>3. Cel i plan badań .....</b>	<b>21</b>
<b>4. Badania właściwości mechanicznych odlewów mineralnych .....</b>	<b>23</b>
4.1. Materiały, próbki, urządzenia oraz przeprowadzenie badań .....	23
4.1.1. <i>Materiały</i> .....	23
4.1.2. <i>Próbki</i> .....	24
4.1.3. <i>Urządzenia</i> .....	25
4.1.4. <i>Przeprowadzenie badań</i> .....	25
4.2. Wyniki badań wytrzymałościowych .....	26
4.3. Wnioski z badań wytrzymałościowych .....	31
4.4. Badania mikroskopowe .....	31
<b>5. Wprowadzenie do teoretycznej analizy modalnej .....</b>	<b>33</b>
5.1. Wstęp .....	33
5.2. Analiza modalna w programie Autodesk Inventor .....	34
<b>6. Badania numeryczne dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki .....</b>	<b>37</b>
6.1. Teoretyczna analiza modalna żeliwnego korpusu obrabiarki .....	37
6.2. Teoretyczna analiza modalna hybrydowego korpusu obrabiarki .....	40
6.3. Teoretyczna analiza modalna mineralnego korpusu obrabiarki (ścianki grubości 12 mm) .....	42
6.4. Teoretyczna analiza modalna mineralnego korpusu obrabiarki (ścianki grubości 40 mm) .....	43
6.5. Podsumowanie .....	44
<b>7. Badania numeryczne statycznych właściwości korpusów obrabiarki .....</b>	<b>49</b>
7.1. Badania statyczne żeliwnego korpusu obrabiarki .....	50
7.2. Badania statyczne hybrydowego korpusu obrabiarki .....	51
7.3. Podsumowanie numerycznych badań statycznych .....	52
<b>8. Wprowadzenie do eksperymentalnej analizy modalnej .....</b>	<b>55</b>
8.1. Wstęp .....	55
8.2. Metodyka eksperymentalnej analizy modalnej .....	56
<b>9. Badania doświadczalne dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki ..</b>	<b>63</b>
<b>10. Porównanie teoretycznych i eksperymentalnych wyników badań dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki .....</b>	<b>69</b>
<b>11. Badania doświadczalne statycznych właściwości korpusów obrabiarki .....</b>	<b>87</b>
<b>12. Porównanie teoretycznych i eksperymentalnych wyników badań statycznych właściwości korpusów obrabiarki .....</b>	<b>95</b>
<b>13. Podsumowanie i wnioski .....</b>	<b>97</b>

<b>Spis rysunków .....</b>	<b>99</b>
<b>Spis tabel .....</b>	<b>105</b>
<b>Spis wzorów .....</b>	<b>107</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>109</b>

## Wybrane oznaczenia

$A$	– amplituda estymaty funkcji przejścia $H_I$ [(mm/s <sup>2</sup> )/N],
$dr$	– współczynnik tłumienia drgań [%],
$f$	– rzeczywiste odkształcenie [ $\mu\text{m}$ ],
$f_{K0}$	– odkształcenie korpusu bez obciążenia [ $\mu\text{m}$ ],
$f_{K1}$	– odkształcenie korpusu z obciążeniem [ $\mu\text{m}$ ],
$f_K$	– odkształcenie korpusu [ $\mu\text{m}$ ],
$f_{R0}$	– odkształcenie ramy korpusu bez obciążenia [ $\mu\text{m}$ ],
$f_{R1}$	– odkształcenie ramy korpusu z obciążeniem [ $\mu\text{m}$ ],
$f_R$	– odkształcenie ramy korpusu [ $\mu\text{m}$ ],
$Fr$	– częstotliwość drgań swobodnych [Hz],
$F(t)$	– przebieg czasowy sygnału wejściowego (siły) $F$ ,
$F(\omega)$	– widmo sygnału wejściowego $F(t)$ ,
$F^*(\omega)$	– liczba zespolona sprzężona do $F(\omega)$ ,
$G_{FF}(\omega)$	– gęstość widmowa mocy własna sygnału wejściowego,
$G_{xx}(\omega)$	– gęstość widmowa mocy własna sygnału odpowiedzi układu,
$G_{xF}(\omega)$	– gęstość widmowa mocy wzajemna sygnałów $x(t)$ i $F(t)$ ,
$H(\omega)$	– widmowa funkcja przejścia,
$H_1(\omega)$	– estymator minimalizujący wpływ szumu w sygnale wyjściowym,
$H_2(\omega)$	– estymator minimalizujący wpływ szumu w sygnale wejścia,
$i$	– numer próby,
$k$	– współczynnik rozszerzenia,
$n$	– liczba prób,
$S_x$	– empiryczne odchylenie standardowe,
$S_x^2$	– wariancja,
$\Delta_{gr}(x)$	– błąd graniczny przyrządu pomiarowego,
$u_A(x)$	– niepewność pomiaru typu A,
$u_B(x)$	– niepewność pomiaru typu B,
$u_C(x)$	– złożona niepewność standardowa,
$U(x)$	– niepewność rozszerzona,

- $v$  – współczynnik zmienności,  
 $x_i$  – wartość pojedynczej próby,  
 $\bar{x}$  – wartość średnia,  
 $x(t)$  – przebieg czasowy sygnału odpowiedzi układu (przemieszczenia)  $x$ ,  
 $X(\omega)$  – widmo sygnału odpowiedzi układu  $x(t)$ ,  
 $X^*(\omega)$  – liczba zespolona sprzężona do  $X(\omega)$ .

# 1. Wstęp

Światowy przemysł ciągle poszukuje nowych rozwiązań konstrukcyjnych i zastosowania nowych materiałów, które dzięki swoim właściwościom pozwolą na poprawę jakości wytwarzanych produktów, zmniejszą koszty związane z procesem produkcyjnym, zwiększą elastyczność tego procesu itd. [12, 38]. Niestety większość firm produkcyjnych nadal bazuje na technologii oraz maszynach z lat osiemdziesiątych ubiegłego stulecia, a nawet starszych. W powszechnej opinii te maszyny były bardzo trwałe, a dokładność z jaką można było wykonać produkt była wystarczająca, jak na tamte czasy. W dzisiejszych halach technologicznych coraz częściej pojawiają się nowe obrabiarki. Ich konstrukcja z biegiem czasu uległa zmianie z jednolitej na modułową, jednakże niektóre elementy obrabiarek, np. łoża, nadal wykonywane są tradycyjnymi metodami, jakimi są procesy odlewania. Żeliwo, używane na różnego rodzaju korpusy, jak i łoża obrabiarek, posiada bardzo dobrą zdolność tłumienia drgań, co podczas procesu produkcyjnego przekłada się na dokładność wykonania przedmiotu, tj. możliwość zawężenia tolerancji wymiarowo-kształtowej, obniżenia chropowatości powierzchni czy poprawy stanu warstwy wierzchniej.

Przez ostatnie dziesięciolecia sposoby wytwarzania korpusów znacznie się rozwinęły. Obecnie korpusy produkuje się tradycyjnymi metodami, stosując następujące technologie:

- odlewniczą (korpusy żeliwne),
- spawalniczą (stalowe korpusy spawane),
- ubytkową (np. korpusy aluminiowe kształtowane obróbką skrawaniem).

Na korpusy obrabiarek stosowane jest żeliwo szare maszynowe, które można podzielić na trzy grupy: żeliwo szare zwykłe, żeliwo modyfikowane oraz żeliwo sferoidalne. Żeliwa szare mogą cechować się następującą strukturą osnowy: ferrytyczną, ferrytyczno-perlityczną oraz perlityczną. Wytrzymałość na ściskanie żeliwa perlitycznego wynosi ok. 350÷450 MPa przy twardości 200÷250 HB. Żeliwa szare cechuje dobra zdolność do tłumienia drgań [32].

Korzystniejsze właściwości niż żeliwo szare zwykłe ma żeliwo modyfikowane o osnowie perlitycznej. Jego granica wytrzymałości na rozciąganie może wynosić 300÷400 MPa, stąd modyfikację stosuje się często do żeliw szarych o podwyższonej wytrzymałości. Żeliwo modyfikowane, podobnie jak żeliwo szare zwykłe, wykazuje bardzo niskie właściwości plastyczne [32].

Bardzo dobre właściwości zarówno wytrzymałościowe, jak i plastyczne wykazuje żeliwo sferoidalne, w którym grafit występuje w postaci kulistej [32].

Korpusy stalowe spawane w porównaniu z żeliwnymi mają około dwukrotnie mniejszą masę, przy zachowaniu tej samej sztywności, co tłumaczy się tym, że moduł sprężystości stali jest 1,8÷2,6 razy większy od modułu sprężystości żeliwa. Proces spawania wprowadza do konstrukcji naprężenia cieplne skutkujące zmianą geometrii zespołu. Po spawaniu konieczne jest więc przeprowadzenie obróbki cieplnej w postaci wyżarzania odprężającego oraz często obrobienie odkształconego korpusu przy



zastosowaniu technologii obróbki skrawaniem. Korpusy spawane ustępują żeliwnym pod względem możliwości uzyskania skomplikowanych kształtów. Ich wadą jest też niskie tłumienie drgań, gdyż logarytmiczny dekrement tłumienia stali jest mniejszy niż żeliwa. Korpusy stalowe, spawane stosowane są przede wszystkim w jednostkowej produkcji obrabiarek unikatowych. Są także używane jako korpusy zespołów przesuwnych obrabiarek o dużych prędkościach przesuwu i wysokich przyspieszeniach [32].

Korpusy aluminiowe są najczęściej stosowane w przypadku małych obrabiarek dydaktycznych, gdzie zarówno siły skrawania, jak i momenty na wrzecionie są znacznie mniejsze niż w przypadku klasycznych obrabiarek produkcyjnych.

W XXI wieku od nowoczesnych obrabiarek wymaga się zapewnienia dużej dokładności obróbki, dobrej jakości powierzchni obrabianych oraz wysokiej wydajności [85, 86]. W procesie obróbki skrawaniem mogą pojawić się następujące trzy rodzaje drgań, które negatywnie wpływają na parametry kształtowo-wymiarowe przedmiotu obrabianego [32, 39, 61, 63, 68, 91]:

- drgania własne (swobodne),
- drgania wymuszone,
- drgania samowzbudne.

Drgania własne (swobodne) powstają na skutek wychylenia układu sprężystego z położenia równowagi chwilową siłą lub momentem (np. przy wychodzeniu noża tokarskiego z materiału, szybkim ruszaniu z miejsca, hamowaniu, nagłym spadku ciśnienia w obwodzie hydraulicznym itd.). Drgania te są zawsze drganiami tłumionymi o zanikającej amplitudzie [32, 68].

Drgania wymuszone są wywoływane stale działającą, okresowo zmienną siłą zewnętrzną. Ich przyczyną może być: niewyrównoważenie statyczne i dynamiczne elementów wirujących, zmienność przekroju warstwy skrawanej, nieciągłości procesu skrawania, niedokładność wykonania elementów napędu itd. [32, 68].

Drgania samowzbudne, których źródłem jest np. proces skrawania lub charakterystyka procesu tarcia współpracujących zespołów przesuwnych, powstają bez udziału zewnętrznych sił wymuszających o charakterze oscylacyjnym, bez zmiany parametrów układu i są podtrzymywane kosztem energii doprowadzonej do układu drgającego np. przez napęd obrabiarki [32, 68].

W procesie projektowania, konstruowania oraz wytwarzania maszyn i urządzeń powinno się stosować takie rozwiązania, aby ograniczyć do minimum generowanie drgań swobodnych, wymuszonych i samowzbudnych. Eliminacja źródeł drgań lub minimalizacja skutków drgań powinna być poprzedzona dokładnym poznaniem procesów dynamicznych zachodzących w układzie drgającym maszyny, co może przyczynić się do dobrania właściwego sposobu likwidacji zaburzeń, nie powodując zakłóceń w normalnym funkcjonowaniu realizowanego procesu technologicznego. Ogólnymi sposobami eliminacji źródeł drgań m.in. są [27]:

- odpowiedni dobór kształtów i wymiarów par kinematycznych współpracujących elementów oraz ich parametrów funkcjonalnych pod kątem minimalizacji składowych dynamicznych sił reakcji,

- unikanie wymuszeń parametrycznych generowanych przez łożyska toczne np. przez ich zamianę na ślizgowe lub magnetyczne,
- stosowanie sprzęgieł hydrokinetycznych, które nie przenoszą drgań skrętnych, a w wielu przypadkach kompensują wpływ niewspółosiowości połączonych wałów,
- stosowanie elementów maszyn i mechanizmów o zredukowanej wibroaktywności,
- zabezpieczenie przed powstaniem sił hydrodynamicznych lub aerodynamicznych przez stosowanie kierownic przepływu, właściwe wyprostowanie i rozdzielenie strumienia, właściwą geometrię urządzeń przepływowych itp.,
- odpowiednia eksploatacja urządzeń i maszyn, unikanie zbyteżnego zużycia i powodowanych przez nich luzów, odpowiednie smarowanie, eliminacja zanieczyszczenia pomieszczeń, gdzie pracują urządzenia, odpowiednie zabezpieczenie węzłów specjalnie podatnych na zużycie,
- zmniejszenie amplitud drgań przy obciążeniach krótkotrwałych w drodze zwiększenia czasu trwania obciążenia,
- zmniejszenie nierównomierności ruchu obrotowego przez stosowanie odpowiednich kół zamachowych, stosowanie urządzeń symetrycznych pracujących w przeciwfazie,
- zmniejszenie sił bezwładności występujących na skutek niewyrównoważenia statycznie i dynamicznie elementów maszyn pozostających w ruchu obrotowym, jak również w ruchu posuwisto-zwrotnym mechanizmów,
- modyfikacje strukturalne przez wprowadzenie dodatkowych połączeń wewnętrznych, przerwanie ciągłości struktury, dodatkowe elementy sprężysto-tłumiące,
- modyfikacje parametryczne poprzez odpowiedni dobór parametrów procesu technologicznego.

W celu zmniejszenia wpływu drgań na proces skrawania wykorzystuje się różne metody redukcji amplitudy drgań. Metody te można podzielić na dwie zasadnicze grupy, te związane z konstrukcją obrabiarki i te związane z procesem skrawania [63]. Do metod związanych z konstrukcją obrabiarki można zaliczyć [84, 85]:

- zapewnienie odpowiedniej sztywności,
- dobór mas, masowych momentów bezwładności i odpowiedniego ich rozkładu,
- zapewnienie odpowiedniego tłumienia drgań (konstrukcyjnego i materiałowego),
- zastosowanie w układzie podatnego elementu o wysokiej częstotliwości własnej i możliwie wysokim tłumieniu (zasada „łabędziej szyi”),
- dobór odpowiednich luzów i wykorzystanie nieliniowości elementów układu,
- odpowiednie posadowienie eliminujące wpływ zakłóceń przenoszonych przez fundament z otoczenia.

Natomiast do metod związanych z procesem skrawania można przypisać [84, 85]:

- wykorzystanie odpowiedniej orientacji przestrzennej,
- zapewnienie dogodnych położeń elementów konstrukcyjnych,
- optymalizacja warunków skrawania,
- zastosowanie nierównomiernej podziałki wielostrzowych narzędzi skrawających;

- modulacja prędkości obrotowej napędu głównego,
- zastosowanie elementów podporowych (np. podtrzymek, okularów itp.).

Jedną z wyżej wymienionych metod jest zapewnienie odpowiedniego tłumienia drgań zarówno pod kątem konstrukcyjnym, jak i materiałowym. Do tej pory materiałem powszechnie stosowanym w dziedzinie konstrukcji obrabiarek było żeliwo ze względu na bardzo dobre właściwości tłumiące drgania. Najnowsze badania oraz trendy rozwojowe pokazują, że w dziedzinie konstrukcji odlewanych korpusów obrabiarkowych istnieje wyraźna tendencja odchodzenia od tradycyjnych odlewów żeliwnych, w kierunku odlewów mineralnych, ze względu na jeszcze lepsze właściwości dynamiczne.

Rozwiązaniem, w którym można wykorzystać zalety tradycyjnego materiału konstrukcyjnego (żeliwa) oraz nowoczesnych odlewów mineralnych jest równoczesne zastosowanie obu materiałów w konstrukcji odlewanych korpusów obrabiarek. Taki sposób konstrukcji dużych elementów obrabiarki np. łoż, wymaga zachowania pewnych zasad i procedur technologicznych, aby skutecznie wyeliminować lub zminimalizować wady obu materiałów, a jednocześnie zapewnić możliwie efektywne wykorzystanie ich zalet. Zarówno możliwości technologiczne, jak i ograniczenia wynikające z właściwości materiałów zastosowanych w tzw. metodzie konstrukcji hybrydowych korpusów maszyn zostały w niniejszej pracy poddane wnikliwej analizie.

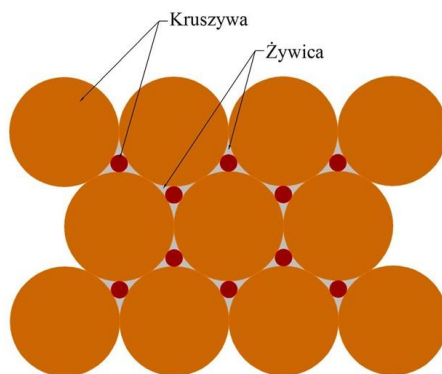
## 2. Analiza literatury

W 1944 roku firma Boehringer jako pierwsza zbudowała łożo tokarki z materiału ceramicznego zwanego betonem cementowym. Od tego czasu podjęto szereg prób łączenia betonowych elementów obrabiarki, które najczęściej stanowiły podstawę maszyny, z korpusami pozostałych mechanizmów wykonanymi z żeliwa. Przy takim sposobie połączenia beton nie miał wpływu na dokładność obrabianego elementu [64]. W 1988 r. japoński naukowiec Sugishita wraz z grupą współpracowników skonstruował centrum obróbcze zbudowane z łoża i kolumn wykonanych z cementu portlandzkiego, połączonych z żeliwnymi płytami [87]. Sztywność statyczna takiej konstrukcji była porównywalna ze sztywnością konstrukcji żeliwnej.

W 1983 roku w firmie Emil Prinzig zastosowano wypełnienie stalowych ram betonem o spoiwie hydraulicznym, co wpłynęło na poprawę właściwości statycznych, dynamicznych oraz termicznych takiej konstrukcji. W dzisiejszych czasach nowe technologie wykorzystujące nanostruktury są stosowane do wytwarzania bardzo wytrzymałych materiałów betonowych (np. UHPC). Ten materiał jest stosowany do budowy ram maszyn bez konieczności odlewania różnych części z metalu [81]. W odróżnieniu od zwykłego betonu wykonanego z cementu, wody i kruszyw, UHPC zawiera dodatki w postaci mikrokrzemionek, popiołu lotnego lub superplastyfikatorów.

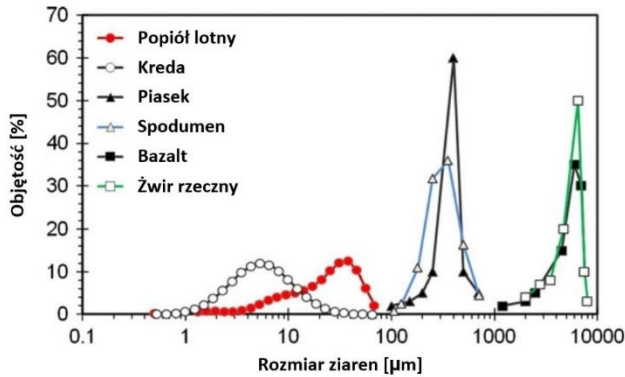
Od lat 70. XX w., kiedy zaczęto używać żywic utwardzanych na zimno, pojawiła się możliwość produkcji odlewów mineralnych lub betonów polimerowych na ramy maszyn do obróbki precyzyjnej.

Odlew mineralny (PC – polymer concrete, polimerobeton) jest to złożony materiał składający się z drobnych ziaren nieorganicznych kruszyw, takich jak bazalt, spodumen, popiół lotny, żwir rzeczny, piasek, kreda itd. połączonych ze sobą żywicą (najczęściej epoksydową) [1, 28, 93]. Stosunek objętościowy wypełniacza (kruszyw) do spoiwa (żywicy) zwykle wynosi około 9÷1 [12]. Na rysunku 1 przedstawiono przykładową strukturę odlewu mineralnego uwzględniającą względne wielkości ziaren poszczególnych kruszyw, natomiast nieuwzględniającą ich kształtu [40, 45, 47, 49].



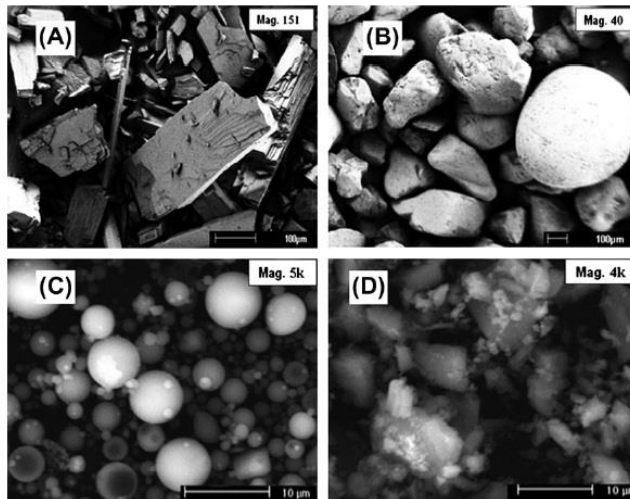
Rysunek 1. Przykładowa struktura odlewu mineralnego uwzględniająca wielkości ziaren kruszyw [40, 45, 47, 49]

W zależności od rodzajów zastosowanych kruszyw ziarna w odlewie mineralnym mogą mieć rozmiar od dziesiątych części mikrometrów do około dziesięciu milimetrów [28] (rysunek 2).



Rysunek 2. Wykres zależności udziału procentowego kruszyw od ich rozmiaru [28]

Za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM) zostały wykonane obrazy prezentujące widoki poszczególnych kruszyw (rysunek 3) [28].



Rysunek 3. Widoki poszczególnych kruszyw [28]  
A – spodumen, B – piasek, C – pył lotny, D – kreda

Zależnie od rodzaju i wymiaru użytych kruszyw oraz ilości żywicy utwardzenie może trwać od kilku minut do kilku godzin. Proces utwardzania zachodzi w temperaturze pokojowej. W zależności od wymagań dotyczących osiągniętej precyzji, tolerancji wymiarowych, chropowatości powierzchni odlewy mineralne można wykonywać w formach drewnianych, plastikowych, metalowych, żeliwnych lub kombinowanych [21]. Obszerny opis cementów polimerowych, odlewów mineralnych

oraz żywic wykorzystywanych w procesach odlewniczych kompozytów na osnowie ceramicznej został umieszczony w pracach [3, 4, 6, 13, 17, 18, 34, 35, 55, 79, 82, 83].

Obecne trendy rozwoju konstrukcji obrabiarek obejmują stosowanie odlewów mineralnych zamiast odlewów żeliwnych [8, 33, 54, 56, 69, 71, 80]. W niektórych przypadkach, np. w przemyśle precyzyjnym, stosuje się odlewy mineralne tylko na wybrane podzespoły obrabiarek, np. prowadnice. Spowodowane jest to nieodpowiednimi właściwościami wytrzymałościowymi odlewów mineralnych [21, 23]. W innych przypadkach obróbki skrawaniem, gdzie dokładność wykonania przedmiotu nie musi być tak wysoka, a względy wytrzymałościowe na to pozwalają, stosuje się nawet całe łoża wykonane z odlewu mineralnego [11, 88].

Podczas obróbki materiałów trudnoobrabialnych wymagana jest wysoka sztywność układu Obrabiarka-Uchwyt-Przedmiot-Narzędzie [37]. Z tego punktu widzenia proces konstruowania elementów korpusów obrabiarek, jak i same materiały konstrukcyjne odgrywają dużą rolę [38]. Kilka materiałów takich jak siatkobeton, beton hydrauliczny czy beton polimerowy zostały przebadane w porównaniu do tradycyjnie używanych materiałów (odlew żeliwny i stal) [15, 24, 53, 66, 77]. Spośród nich beton polimerowy okazał się najlepszy pod względem tłumienia drgań, wysokiej sztywności oraz bardzo dobrej stabilności termicznej.

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe właściwości mechaniczne odlewów żeliwnych i mineralnych [21, 32, 40, 54, 72, 97].

Tabela 1. Właściwości mechaniczne odlewów żeliwnych i mineralnych

	Jednostka	Odlewy żeliwne	Odlewy mineralne
Wytrzymałość na ściskanie	MPa	600-1000	$\leq 100$
Wytrzymałość na rozciąganie	MPa	410-560	$\leq 10$
Wytrzymałość na zginanie	MPa	150-400	25-40
Gęstość	kg/m <sup>3</sup>	7150-7250	2100-2400
Moduł Young'a	GPa	80-140	15-40
Pojemność cieplna	J/(kg·K)	0,5	0,9-1,1
Przewodność cieplna	W/(m·K)	45-50	1,3-2
Rozszerzalność cieplna	10 <sup>-6</sup> /K	9-12	12-20
Logarytmiczny dekrement tłumienia	---	0,003	0,02-0,03

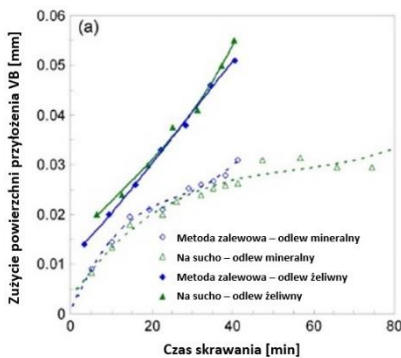
Jak wynika z tabeli 1 odlewy mineralne, jak i odlewy żeliwne posiadają różne wartości wytrzymałości na rozciąganie jak i na ściskanie. Niezależnie od rodzaju spoiwa stosunek wytrzymałości na ściskanie do wytrzymałości na rozciąganie wynosi około 10:1. Bardzo ważną cechą odlewów mineralnych jest także niska gęstość, która jest 3-krotnie mniejsza w porównaniu z odlewami żeliwnymi, co czyni odlewy mineralne relatywnie lekkim materiałem konstrukcyjnym. Właściwości mechaniczne odlewów mineralnych są zależne od temperatury. Przy wzroście temperatury z 20°C do 80°C następuje obniżenie wytrzymałości na ściskanie o 50%. Zjawisko pełzania może występować w zakresie dziesiątych części mikrometrów, jeżeli obciążenia ściskające przekraczają 20% nominalnej wytrzymałości na ściskanie. Przewodność cieplna odlewów mineralnych jest o rząd wielkości mniejsza niż odlewów żeliwnych, pojemność cieplna jest dwa razy

większa, a rozszerzalność cieplna jednych, jak i drugich odlewów jest na podobnym poziomie [21, 40]. Ta ostatnia właściwość ma bardzo istotne znaczenie w kontekście prób łączenia obu materiałów konstrukcyjnych w jednym elemencie nośnym obrabiarki.

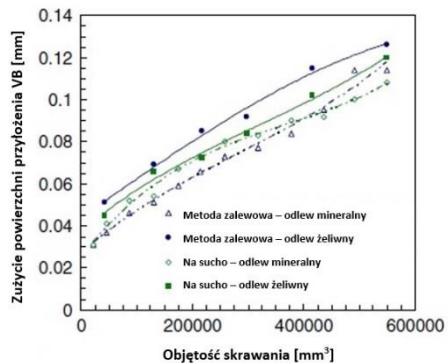
Tłumienie drgań materiału konstrukcyjnego jest jednym z ważniejszych czynników determinujących właściwości dynamiczne maszyn i ma znaczny wpływ na możliwości obróbkowe maszyny technologicznej. Zwykle korpusy maszyn technologicznych są wykonywane z odlewu żeliwnego, który posiada wysoki współczynnik tłumienia drgań. Jednakże procesy odlewania wymagają otwartej struktury i cienkich ścianek, ze względu na możliwość powstania jam skurczowych, co skutkuje m.in. niskimi częstotliwościami rezonansowymi. Dzięki zastosowaniu odlewu mineralnego w procesie technologicznym istnieje możliwość stosowania zamkniętych struktur o grubszych ściankach, co prowadzi do uzyskania wyższych częstotliwości rezonansowych [16].

Przeprowadzono badania obróbki przedmiotów wykonanych ze stali stopowej 39NiCrMo3 w stanie utwardzonym i stali nierdzewnej AISI 420B podczas toczenia wykańczającego w różnych warunkach skrawania (podczas konwencjonalnego chłodzenia metodą zalewową, przy minimalnym wydatku cieczy obróbkowej – MQL oraz na sucho), wykorzystując centrum tokarskie wyposażone w łożo z odlewu mineralnego i żeliwa [11, 12]. Badano wpływ warunków skrawania oraz rodzaju zastosowanego łoża na zużycie narzędzia oraz chropowatość powierzchni po obróbce.

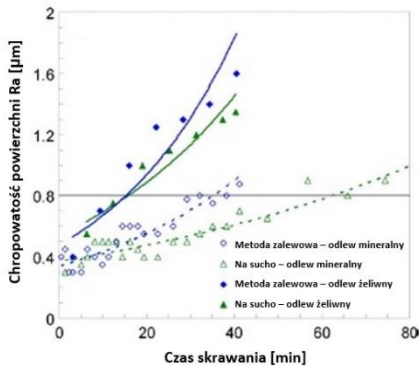
Można zauważyć, że w przypadku obu badanych materiałów zużycie powierzchni przyłożenia narzędzia, jak i chropowatość powierzchni po obróbce były znacznie mniejsze przy zastosowaniu łoża wykonanego z odlewu mineralnego niż przy zastosowaniu łoża żeliwnego (rysunek 4, 5, 6 i 7).



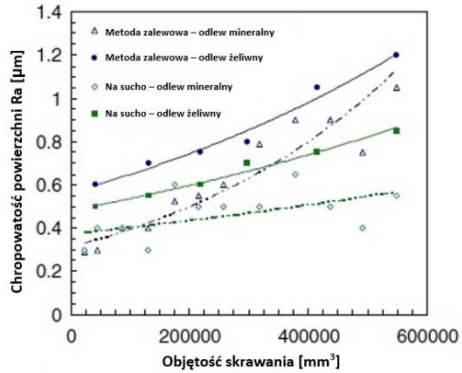
Rysunek 4. Zależność zużycia powierzchni przyłożenia narzędzia w funkcji czasu toczenia dla stali stopowej 39NiCrMo3 w stanie utwardzonym [12]



Rysunek 5. Zależność zużycia powierzchni przyłożenia narzędzia w funkcji usuniętej objętości materiału dla stali nierdzewnej AISI 420B [11]

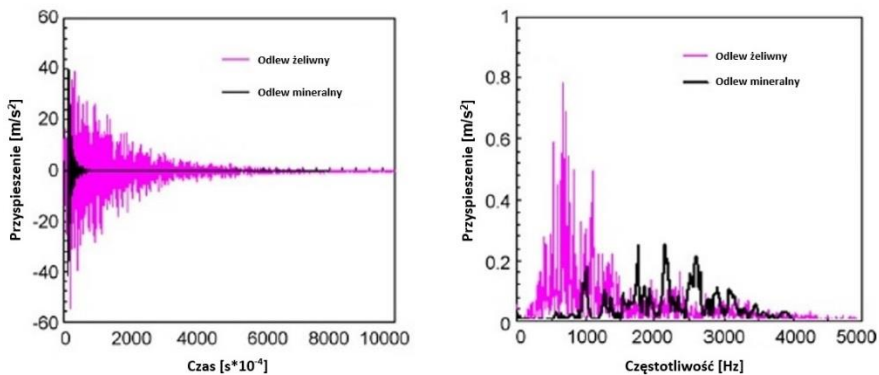


Rysunek 6. Zależność chropowatości powierzchni przedmiotu obrabianego w funkcji czasu toczenia dla stali stopowej 39NiCrMo3 w stanie utwardzonym [12]



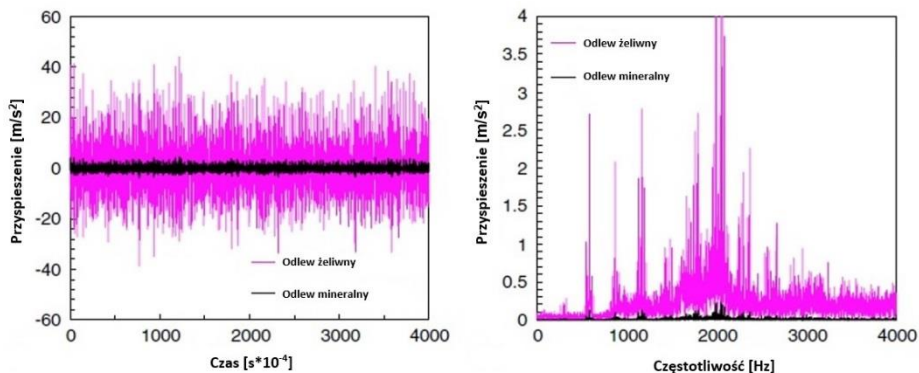
Rysunek 7. Zależność chropowatości powierzchni przedmiotu obrabianego w funkcji usuniętej objętości materiału dla stali nierdzewnej AISI 420B [11]

Takie wyniki wskazywały na znacznie korzystniejsze właściwości dynamiczne obrabiarki przy zastosowaniu łoża wykonanego z odlewu mineralnego. Zdecydowano się przeprowadzić dodatkowe badania właściwości dynamicznych obu obiektów. Korpusy zostały dwukrotnie wzbudzone do drgań. Za pierwszym razem było to pojedyncze, impulsowe wymuszenie dokonane młotkiem modalnym, natomiast drugie wymuszenie było wymuszeniem ciągłym, okresowym. Również tutaj zauważono, że w obu przypadkach znacznie mniejsze amplitudy drgań występują w przypadku zastosowania łoża wykonanego z odlewu mineralnego (rysunek 8 i 9).



Rysunek 8. Zależności przyspieszenia w funkcji czasu oraz przyspieszenia w funkcji częstotliwości, przy pojedynczym wymuszeniu młotkiem modalnym [12]





Rysunek 9. Zależności przyspieszenia w funkcji czasu oraz przyspieszenia w funkcji częstotliwości, przy wymuszeniu ciągłym okresowym [11]

Większość literatury naukowej na temat odlewów mineralnych koncentruje się na badaniach właściwości mechanicznych, dynamicznych lub termicznych samego materiału odlewu mineralnego.

Już w latach 90. XX w. podejmowano próby wykorzystania odlewu mineralnego jako materiału konstrukcyjnego w dziedzinie budowy obrabiarek. Kim, Park i Lee przeprowadzili badania wpływu ilości wypełniacza oraz spoiwa na właściwości mechaniczne i termiczne odlewu mineralnego. W swoich badaniach wykorzystali kamienie o różnej wielkości, piasek i żywicę [52].

Lokuge i Aravinthan w swojej pracy badali wpływ popiołu lotnego i różnego rodzaju żywic wchodzących w skład odlewu mineralnego na jego właściwości mechaniczne [59]. Do badań wykorzystano trzy rodzaje żywic: poliestrową, winylową i epoksydową. Z przeprowadzonych badań można było wywnioskować, że wartość wytrzymałości na ściskanie dla wszystkich trzech rodzajów żywic wynosiła od 90 do 100 MPa. Wartość wytrzymałości na ściskanie osiągnięto na poziomie 15 MPa dla odlewu mineralnego, który wykonano z użyciem żywicy winylowej. Dodatkowo stwierdzono, że:

- dodawanie popiołu lotnego skutkuje zmniejszeniem ilości żywicy w odlewie mineralnym i wzrostem wytrzymałości na ściskanie dla wszystkich rodzajów wykorzystanych żywic,
- plastyczność odlewu mineralnego wzrasta wraz ze zmniejszeniem ilości popiołu lotnego dla wszystkich rodzajów wykorzystanych żywic,
- moduł Young'a wzrasta wraz ze wzrostem ilości popiołu lotnego dla wszystkich rodzajów wykorzystanych żywic,
- wartości wytrzymałości na rozciąganie oraz wytrzymałości na zginanie maleją wraz ze wzrostem ilości popiołu lotnego dla wszystkich rodzajów wykorzystanych żywic.

Dzięki bardzo dobrym właściwościom tłumiącym drgania, wysokiej adhezji i szybkiemu utwardzeniu odlewy mineralne są wykorzystywane do produkcji łoż dla urządzeń do obróbki precyzyjnej. Współczynnik rozszerzalności cieplnej odlewu

mineralnego jest jednym z głównych parametrów, który może mieć znaczny wpływ na dokładność w tego typu obrabiarkach. Haddad i Al Kobaisi w swojej pracy szukali optymalnego składu odlewu mineralnego, dla którego podczas prób otrzymano największe wartości wytrzymałości na zginanie oraz najmniejsze wartości współczynnika rozszerzalności cieplnej [28]. Próbkę były wykonane przy użyciu 83% wypełniacza (kruszyw) i 17% spoiwa (żywicy). Wstępny, optymalny skład, który został uzyskany to bazalt, spodumen i popiół lotny. Bazalt, piasek i popiół lotny to skład, który uzyskał drugie w kolejności najlepsze wyniki obu prób. Dalsze badania polegały na znalezieniu optymalnego ze względu na właściwości wytrzymałościowe i cieplne udziału procentowego kruszyw i spoiwa w odlewie mineralnym. Przygotowano 3 próbki o różnym udziale procentowym żywicy: 17%, 15% i 13%. Okazało się, że najlepszym rozwiązaniem pod względem rodzaju ziaren wchodzących w skład odlewu mineralnego, jak i stosunku procentowego wypełniacza do spoiwa był bazalt, piasek i popiół lotny, w którym 87% stanowiły kruszywa, a 13% spoiwo.

Cortes i Castillo w swojej pracy badali moduł zespolony odlewu mineralnego oraz odlewu żeliwnego i porównywali ich zachowanie dynamiczne w zakresie częstotliwości do 160 Hz [16]. Została zastosowana metoda, w której wykorzystano belkę zawieszoną na dwóch linach oraz badano odpowiedzi tego prostego układu dynamicznego w stanach nieustalonych. W odróżnieniu od techniki logarytmicznego dekrementu tłumienia, w zaproponowanej metodzie wykorzystano setki punktów pomiarowych w celu identyfikacji układu oraz zastosowano krzywą interpolacyjną wg metody Nelder-Mead'a (sympleksowa metoda spadku). Z przeprowadzonych badań wywnioskowano, że odlew mineralny posiada znacznie lepsze właściwości tłumiące niż żeliwo. Dodatkowo stwierdzono, że odlew mineralny utrzymuje tłumienie w bardzo szerokim zakresie częstotliwościowym, podczas gdy tłumienie w żeliwie jest efektywne tylko w małym zakresie częstotliwościowym.

Orak w swojej pracy badał różne kombinacje wykonywania odlewów mineralnych wykorzystywanych do produkcji łoż obrabiarek w odniesieniu do ich właściwości tłumiących drgania [67]. Próbkę do badań zostały wykonane z wykorzystaniem takiej samej ilości spoiwa (żywicy poliestrowej), natomiast z różną ilością wypełniacza (kwarcu). Wyniki zostały porównane z rezultatami otrzymanymi dla próbek wykonanych z żeliwa. Zaobserwowano, że współczynnik tłumienia w przypadku odlewu mineralnego jest od 4 do 7 razy większy niż w przypadku odlewu żeliwnego.

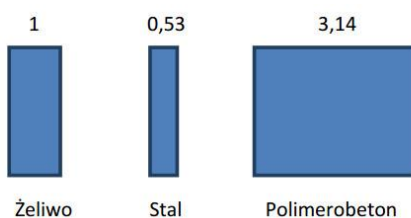
Oprócz literatury, w której prowadzono badania nad właściwościami odlewów mineralnych można znaleźć również taką, w której podejmowano próby stosowania odlewów mineralnych na różnego rodzaju elementy z dziedziny konstrukcji obrabiarek.

Kim, Park i Lee po przeprowadzeniu badań wpływu ilości wypełniacza oraz spoiwa na właściwości mechaniczne i termiczne, a także ustaleniu optymalnego ze względu na właściwości wytrzymałościowe składu odlewu mineralnego wykonali łożę szlifierki całkowicie z odlewu mineralnego i poddali je badaniom [52].

Vrtanoski i Dukovski w swojej pracy zamodelowali i przeprowadzili analizę strukturalną korpusu wrzeciona tokarki CNC, która została wykonana z różnych materiałów konstrukcyjnych (żeliwa i odlewu mineralnego) [97]. Podczas badań

statycznych nie otrzymano znacznej poprawy właściwości mechanicznych, jednakże na podstawie wyników badań dynamicznych wykazano znaczną poprawę właściwości dynamicznych (współczynnika tłumienia drgań), co najlepiej odwzorowywały wykresy częstotliwości poszczególnych postaci drgań własnych.

Prażmo i Sobczak w swojej pracy rozważali możliwość zastosowania odlewu mineralnego jako materiału do budowy korpusów obrabiarek wodno-ściernych [72]. Stwierdzili, że parametry wytrzymałościowe polimerobetonu są mniej korzystne w porównaniu do stali i żeliwa, co przy mniejszym module Younga powoduje, że aby otrzymać odpowiednią sztywność statyczną konstrukcji polimerobetonowych należy ją odpowiednio zaprojektować (dobrać odpowiednią grubość ścianek). Porównanie przykładowych przekrojów belek o tej samej sztywności z różnych materiałów przedstawiono na rysunku 10.



Rysunek 10. Porównanie przykładowych przekrojów belek o tej samej sztywności z różnych materiałów konstrukcyjnych [72]

Jak wynika z porównania proporcji przekrojów, aby uzyskać sztywność korpusu polimerowego analogiczną do korpusu żeliwnego masy obydwu konstrukcji będą zbliżone (gęstość polimerobetonu jest trzykrotnie mniejsza niż żeliwa), mimo że grubość ścianki korpusu wykonanego z polimerobetonu jest ponad 3-krotnie większa od grubości ścianki wykonanej z żeliwa.

Najnowsza literatura naukowa w temacie omawianego problemu donosi, że podejmowane są próby obróbki materiałów mineralnych oraz ceramicznych [37, 38, 50, 51]. Możliwość wykorzystania odlewów mineralnych w dziedzinie konstrukcji maszyn jest wciąż świeżym i aktualnym tematem. Liczba prac naukowych prowadzonych w tej tematyce jest znikoma, a prace są trudnodostępne, głównie ze względu na to, że prace badawcze prowadzone przez firmy produkcyjne są objęte klauzulą poufności.

Z przeprowadzonej analizy literatury wynika, że odlewy mineralne, pomimo niskich właściwości mechanicznych, posiadają bardzo dobre właściwości dynamiczne. Współczynnik tłumienia drgań w przypadku materiału odlewu mineralnego może być nawet do 10 razy wyższy niż w przypadku tradycyjnych odlewów żeliwnych. Pomimo trzykrotnie niższej gęstości odlewu mineralnego, aby uzyskać podobną sztywność statyczną korpusu żeliwnego i mineralnego, masy obu korpusów są do siebie zbliżone (konieczne jest ok. trzykrotne pogrubienie ścianki w przypadku odlewu mineralnego). Dodatkowo na podstawie analizy literaturowej stwierdzono, że większość przeprowadzonych badań w tematyce odlewów mineralnych była skoncentrowana na ustaleniu optymalnego składu takiego odlewu, dla którego uzyskiwano najlepsze właściwości mechaniczne, dynamiczne lub termiczne. Występuje natomiast bardzo mało informacji

naukowych na temat stosowania odlewów mineralnych w dziedzinie konstrukcji maszyn. Były realizowane próby zastosowania odlewu mineralnego np. na prowadnice obrabiarek, korpusy wrzecion czy nawet całe łoża, jednakże nigdzie w literaturze nie natrafiono na próby łączenia odlewów mineralnych z innymi materiałami konstrukcyjnymi, co stało się inspiracją do podjęcia badań przedstawionych w niniejszej pracy.



### 3. Cel i plan badań

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury stwierdzono, że temat łączenia odlewów mineralnych z innymi materiałami konstrukcyjnymi w dziedzinie budowy obrabiarek nie jest naukowo opracowany w sposób wyczerpujący.

Uznano, że wykorzystanie takiego hybrydowego połączenia może przynieść efekt w postaci polepszenia właściwości dynamicznych konstrukcji, czyli podwyższenia współczynnika tłumienia drgań przy zachowaniu wymaganych właściwości wytrzymałościowych korpusu obrabiarki.

Badania tradycyjnego i hybrydowego łoża obrabiarki zostały podzielone na część teoretyczną i część doświadczalną. W części teoretycznej zostały zaplanowane następujące zadania:

- stworzenie w systemie CAD trójwymiarowego modelu korpusu obrabiarki,
- przeprowadzenie teoretycznej analizy modalnej żeliwnego korpusu obrabiarki,
- przeprowadzenie teoretycznej analizy modalnej hybrydowego korpusu obrabiarki,
- przeprowadzenie teoretycznej analizy modalnej mineralnego korpusu obrabiarki o grubości ścianek odpowiadającej grubości ścianek korpusu żeliwnego,
- przeprowadzenie teoretycznej analizy modalnej mineralnego korpusu obrabiarki o grubości ścianek wynikającej z warunku porównywalnej sztywności statycznej konstrukcji mineralnej i żeliwnej,
- przeprowadzenie statycznej analizy sztywności wybranych modeli korpusów obrabiarki.

W części doświadczalnej badań zaplanowano:

- badania właściwości mechanicznych odlewów mineralnych,
- przeprowadzenie eksperymentalnej analizy modalnej żeliwnego korpusu obrabiarki w kierunku poprzecznym, wzdłużnym i pionowym,
- przeprowadzenie eksperymentalnej analizy modalnej hybrydowego korpusu obrabiarki w kierunku poprzecznym, wzdłużnym i pionowym,
- przeprowadzenie eksperymentalnej, statycznej analizy sztywności żeliwnego korpusu obrabiarki,
- przeprowadzenie eksperymentalnej, statycznej analizy sztywności hybrydowego korpusu obrabiarki.

Po przeprowadzonych badaniach zaplanowano zestawienie i porównanie ze sobą wyników badań otrzymanych teoretycznie i eksperymentalnie w celu sformułowania wniosków na temat hybrydowej konstrukcji korpusu obrabiarki.



## **4. Badania właściwości mechanicznych odlewów mineralnych**

Dzięki swoim bardzo dobrym właściwościom dynamicznym, odporności na agresywne warunki chemiczne i atmosferyczne oraz niskiej gęstości odlewy mineralne są coraz chętniej wprowadzane do przemysłu obrabiarkowego, w którym ciągle poszukuje się nowych rozwiązań konstrukcyjnych. W przyszłości te nowe materiały, dzięki swoim właściwościom, pozwolą na poprawę jakości wytwarzanych produktów, zmniejszą koszty związane z procesem produkcyjnym, zwiększą elastyczność tego procesu itd. [40]. Odlewy mineralne posiadają znacznie lepsze właściwości dynamiczne niż powszechnie stosowane żeliwo. Logarytmiczny dekrement tłumienia odlewów mineralnych jest nawet 10 razy wyższy niż w przypadku odlewów żeliwnych [5, 33, 36, 40]. Niestety odlewy mineralne posiadają niskie właściwości wytrzymałościowe. Wytrzymałość na rozciąganie odlewów mineralnych wynosi około 10 MPa [21, 28], natomiast wytrzymałość na ściskanie około 100 MPa [2, 21, 32, 97]. W celu weryfikacji wartości parametrów wytrzymałościowych przeprowadzono niniejsze badania. Otrzymane wyniki posłużyły jako wartości wzorcowe do stworzenia modelu odlewu mineralnego w programie modelowania przestrzennego Autodesk Inventor. Dodatkowo przeprowadzono badania przelomów zniszczonych próbek za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM). Celem tych badań było określenie mechanizmu pękania próbek podczas prób wytrzymałości na rozciąganie i wytrzymałości na ściskanie.

### **4.1. Materiały, próbki, urządzenia oraz przeprowadzenie badań**

#### *4.1.1. Materiały*

Materiałem użytym do badań był materiał odlewu mineralnego oferowany przez firmę EPUCRET, dostępny na rynku pod nazwą EPUCRET 140/5 [20]. Jest to materiał stosowany do odlewania małych części maszyn takich jak prowadnice, stoły czy łoża, o masie nieprzekraczającej 500 kg. W jego skład wchodzi kruszywa o rozmiarze od kilku mikrometrów do 5 mm. Wszystkie kruszywa w pierwszej kolejności są ze sobą dokładnie mieszane, a następnie jest do nich dodawana żywica epoksydowa. Całość ponownie należy dokładnie wymieszać do uzyskania jednolitego wyglądu. Na rysunku 11 przedstawiono widok wymieszanych kruszyw wchodzących w skład badanego odlewu mineralnego [41].





*Rysunek 11. Widok wymieszanych kruszyw odlewu mineralnego [41]*

#### *4.1.2. Próbkki*

W celu przeprowadzenia badań wytrzymałościowych wykonano dwa rodzaje próbek: próbki do badań wytrzymałości na rozciąganie oraz próbki do badań wytrzymałości na ściskanie. Wymiary próbek do testów wytrzymałości na rozciąganie to 200 mm wysokości, 32 mm średnica chwytu i 26 mm średnica przewężenia, natomiast wymiary próbek do testów wytrzymałości na ściskanie to 60 mm wysokości i 40 mm średnicy. Na rysunkach 12 i 13 przedstawiono widoki tych próbek. Kształt próbek został określony na podstawie wymagań odnośnie przeprowadzania badań za pomocą maszyny do badań wytrzymałościowych opisanej w podrozdziale 4.1.3 [41].



*Rysunek 12. Widok próbki do badań wytrzymałości na rozciąganie [41]*



*Rysunek 13. Widok próbki do badań wytrzymałości na ściskanie [41]*

#### 4.1.3. Urządzenia

Badania wytrzymałościowe zostały przeprowadzone na typowej maszynie wytrzymałościowej Instron 4485, firmy Zwick/Roell będącej na wyposażeniu Katedry Wytrzymałości Materiałów Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej. Na rysunku 14 przedstawiono widok urządzenia do badań wytrzymałościowych [41].

#### 4.1.4. Przeprowadzenie badań

Badania zostały przeprowadzone na dziesięciu próbkach. W pierwszej kolejności zbadano próbki przygotowane do wyznaczenia wytrzymałości na rozciąganie, a następnie na ściskanie. Na rysunku 15 przedstawiono widok próbki na rozciąganie, a na rysunku 16 – widok próbki na ściskanie, zamocowanych w urządzeniu badawczym [41]. Podczas przeprowadzania prób rozciągania na powierzchni testowanych próbek zostały zamontowane ekstensometry, których celem było mierzenie wydłużenia podłużnego oraz poprzecznego próbki (skrócenia).



Rysunek 14. Widok maszyny do badań wytrzymałościowych [41]



Rysunek 15. Widok próbki do badań wytrzymałości na rozciąganie zamocowanej w maszynie do badań wytrzymałościowych [41]



Rysunek 16. Widok próbki do badań wytrzymałości na ściskanie zamocowanej w maszynie do badań wytrzymałościowych [41]

## 4.2. Wyniki badań wytrzymałościowych

Opracowanie wyników badań zrealizowano, wykorzystując następujące elementy statystyki matematycznej:

- wartość średnia, określona wzorem (1):

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (1)$$

gdzie:  $n$  – liczba prób;

$i$  – numer próby;

$x_i$  – wartość pojedynczej próby;

- wariancja, określona wzorem (2):

$$S_x^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2 \quad (2)$$

- empiryczne odchylenie standardowe, określone wzorem (3):

$$S_x = \sqrt{S_x^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2} \quad (3)$$

- niepewność pomiaru typu A, określona wzorem (4):

$$u_A(x) = \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (4)$$

- niepewność rozszerzona, określona wzorem (5):

$$U(x) = k \cdot u_A(x) \quad (5)$$

gdzie:  $k$  – współczynnik rozszerzenia dobrany na podstawie tablic rozkładu  $t$  Studenta [83, 84] ( $k = 2,262$ ).

- współczynnik zmienności, określony wzorem (6):

$$v = \frac{S_x}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad (6)$$

Wyniki otrzymane podczas badań zamieszczono w tabeli 2, a także przedstawiono graficznie za pomocą wykresów (rysunki 17-21) [41].

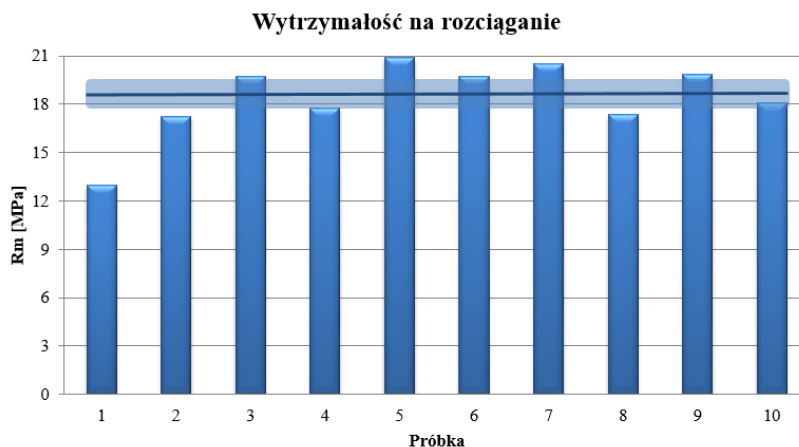
Tabela 2. Wyniki badań właściwości mechanicznych odlewów mineralnych [41]

Próba $x_i$	Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	Modul Young'a [MPa]	Współczynnik Poissona [---]	Modul Kirchhoffa [MPa]
1	13,01	119,43	34846	0,224	14239
2	17,26	111,64	37426	0,248	14999
3	19,71	114,31	27701	0,209	11461
4	17,76	109,08	22004	0,159	9494
5	20,91	105,79	27084	0,197	11313
6	19,72	87,11	31483	0,237	12727
7	20,52	106,87	27621	0,289	10718
8	17,35	114,69	32574	0,259	12941
9	19,85	107,22	29709	0,220	12171
10	18,09	89,90	26934	0,178	11436
<b>Wartość średnia</b> – $\bar{x}$	18,42 MPa	106,60 MPa	29738 MPa	0,222 ---	12150 MPa
<b>Wariancja</b> $S_x^2$	5,37 MPa <sup>2</sup>	109,00 MPa <sup>2</sup>	1995991 MPa <sup>2</sup>	0,001 ---	2691698 MPa <sup>2</sup>
<b>Empiryczne odchylenie standardowe</b> $S_x$	2,32 MPa	10,44 MPa	4468 MPa	0,039 ---	1641 MPa
<b>Niepewność pomiaru typu A</b> $u_A(x)$	0,73 MPa	3,30 MPa	1413 MPa	0,012 ---	519 MPa
<b>Niepewność rozszerzona</b> $U(x)$	1,65 MPa	7,46 MPa	3196 MPa	0,027 ---	1174 MPa
<b>Współczynnik zmienności</b> $v$	12,6 %	9,8 %	15,0 %	17,4 %	13,5 %

Jak wynika z informacji przedstawionych w tabeli 2 wartości poszczególnych parametrów w kolejnych próbach różnią się od siebie. Stopień zróżnicowania wyników najlepiej odzwierciedla współczynnik zmienności. Na rysunkach od 17 do 21 w graficzny sposób zaprezentowano wyniki poszczególnych parametrów wytrzymałościowych otrzymanych podczas doświadczalnych testów. Za pomocą pionowych słupków przedstawiono wyniki

poszczególnych prób. Pogrubiona linia pozioma reprezentuje wartość średnią, natomiast półprzezroczysty pasek przedstawia empiryczne odchylenie standardowe.

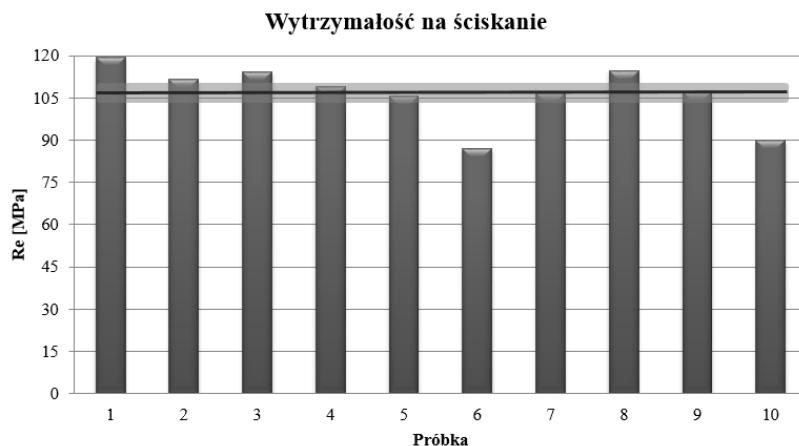
Na rysunku 17 przedstawiono wykres prezentujący wyniki kolejnych prób podczas badania wytrzymałości na rozciąganie [41].



Rysunek 17. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie [41]

Na podstawie przeprowadzonych badań określono, że wartość średnia wytrzymałości na rozciąganie wynosi 18,42 MPa, natomiast empiryczne odchylenie standardowe 2,32 MPa. Niepewność pomiaru typu A wyniosła 0,73 MPa, a niepewność rozszerzona 1,65 MPa. Na podstawie otrzymanych wartości obliczono, że współczynnik zmienności wyniósł 12,6%. Można zauważyć, że wynik pierwszej próby przedstawia wartość liczbowo mniejszą niż w przypadku pozostałych wyników pomiarów. Wynika to z faktu zastosowania w pierwszej próbie większej prędkości rozciągania.

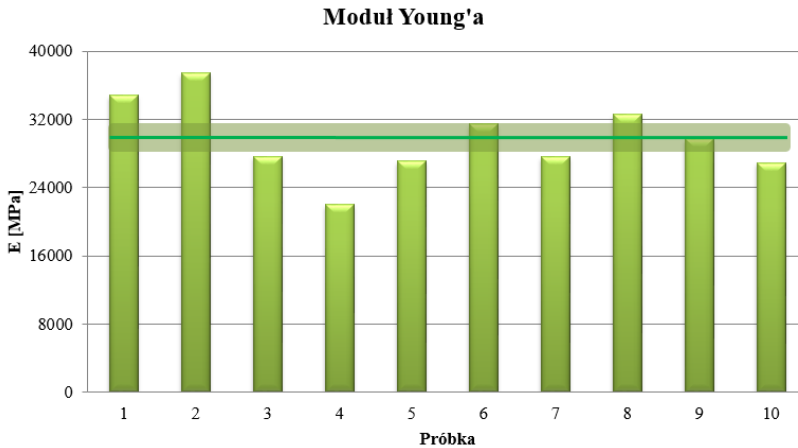
Na rysunku 18 zaprezentowano wykres wartości wytrzymałości na ściskanie dla kolejno przebadanych próbek [41].



Rysunek 18. Wyniki badań wytrzymałości na ściskanie [41]

W tym przypadku uzyskano wartość średnią równą 106,60 MPa, natomiast empiryczne odchylenie standardowe wynosi 10,44 MPa. Niepewność pomiaru typu A wyniosła 3,30 MPa, a niepewność rozszerzona 7,46 MPa. Na podstawie otrzymanych wartości obliczono, że współczynnik zmienności wyniósł 9,8%.

Na kolejnym wykresie (rys. 19) przedstawiono wartości modułu Young'a, uzyskane w kolejnych próbkach [41].



*Rysunek 19. Wyniki badań wartości modułu Young'a [41]*

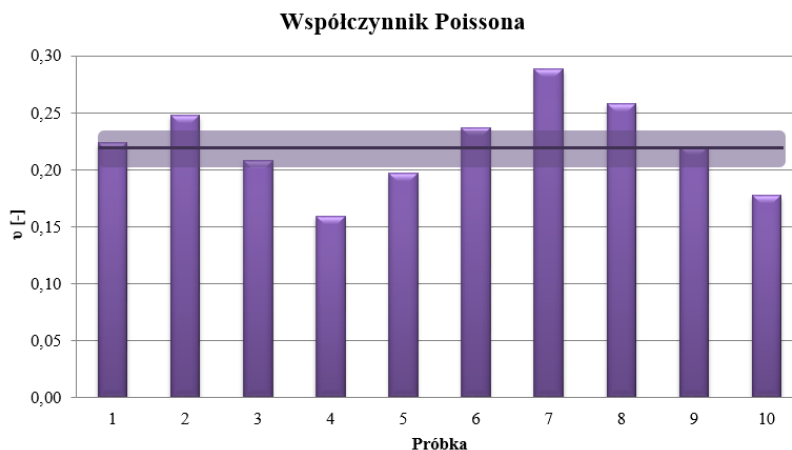
Wartość średnia modułu Young'a wynosi 29738 MPa, a empiryczne odchylenie standardowe osiągnęło wartość 4468 MPa. Niepewność pomiaru typu A została wyliczona na poziomie 1413 MPa, a niepewność rozszerzona na 3196 MPa. Na podstawie otrzymanych wartości obliczono, że współczynnik zmienności wyniósł 15,0%. Podczas drugiej próby wartość modułu Young'a była największa i osiągnęła 37426 MPa, natomiast podczas czwartej próby osiągnęła wartość najmniejszą 22004 MPa. Obie otrzymane wartości mieszczą się w granicach zakresu wartości modułu Young'a podawanego w literaturze [21, 32, 52, 70, 95], który obejmuje wartości od 15000 MPa do 40000 MPa.

Oprócz trzech podstawowych podawanych w literaturze wartości wytrzymałości na rozciąganie, wytrzymałości na ściskanie, a także modułu Young'a doświadczalnie wyznaczono dwa dodatkowe parametry, których do tej pory w literaturze nie opisywano, tzn. współczynnik Poissona, a także moduł Kirchhoffa.

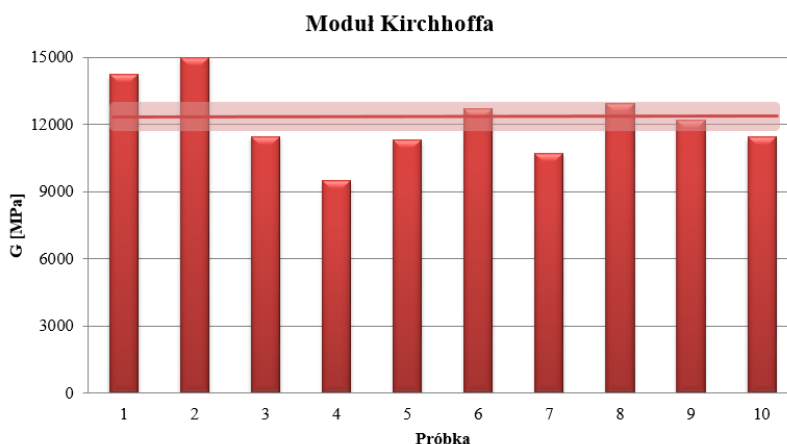
Na rysunku 20 przedstawiono otrzymane wartości współczynnika Poissona dla kolejno przeprowadzanych prób [41].

W tym przypadku wartość średnia uzyskana podczas badań wynosi 0,222, natomiast empiryczne odchylenie standardowe osiągnęło wartość 0,039. Jest to największa wartość, biorąc pod uwagę współczynnik zmienności, który w tym przypadku wyniósł ponad 17,4%. Taka wartość współczynnika zmienności może wynikać z anizotropowości właściwości wytrzymałościowych materiału poddanego badaniom. Ta anizotropowość mogła w sposób losowy wpłynąć na sposób odkształcenia próbki w rejonie przełomu i nieco zaburzyć wyniki pomiaru wartości współczynnika Poissona. W tym przypadku

niepewność pomiaru typu A wyniosła 0,012, a niepewność rozszerzona 0,027. Wyniki badań modułu Kirchhoffa przedstawiono na rysunku 21 [41].



Rysunek 20. Wyniki badań wartości współczynnika Poissona [41]



Rysunek 21. Wyniki badań wartości modułu Kirchhoffa [41]

Podczas badania próbek w celu określenia wartości modułu Kirchhoffa otrzymano wartość średnią równą 12160 MPa. Empiryczne odchylenie standardowe wyniosło 1640,6 MPa. Niepewność pomiaru typu A wyniosła 519 MPa, a niepewność rozszerzona 1174 MPa. Współczynnik zmienności wyniósł 13,5% i jest porównywalny z wartościami otrzymanymi podczas badania wytrzymałości na rozciąganie.

### 4.3. Wnioski z badań wytrzymałościowych

W tabeli 3 przedstawiono porównanie wyników przeprowadzonych badań z opublikowanymi w literaturze wynikami otrzymanymi przez innych autorów [21, 32, 41, 54, 72, 97].

Tabela 3. Porównanie wyników badań z danymi literaturowymi [41]

	Dane literaturowe	Wyniki badań
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	~10	18,42
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	~100	106,60
Moduł Young'a [MPa]	15000 – 40000	29738
Współczynnika Poissona [-]	---	0,222
Moduł Kirchhoffa [MPa]	---	12160

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że zostały potwierdzone dane zawarte w literaturze odnośnie do wartości wybranych parametrów właściwości mechanicznych odlewów mineralnych. Ponadto wyznaczono dwa parametry do tej pory niespotkane w literaturze dla odlewów mineralnych, tj. współczynnik Poissona oraz moduł Kirchhoffa. Niewielkie rozbieżności wyników mogą wynikać z doboru prędkości rozciągania czy ściskania zastosowanych podczas badań, ponieważ w literaturze nie podano jakie parametry były używane podczas wcześniej wykonanych badań. Zmniejszenie prędkości rozciągania i ściskania może wpłynąć na podwyższenie wartości wytrzymałości na rozciąganie, jak i na ściskanie [40]. Otrzymane wyniki posłużyły jako wartości wejściowe do stworzenia modelu odlewu mineralnego w programie modelowania 3D i analizy Autodesk Inventor.

#### 4.4. Badania mikroskopowe

W celu zdefiniowania mechanizmu pęknięcia materiału odlewu mineralnego, zostały przeprowadzone badania przełomów próbek zniszczonych podczas badań wytrzymałościowych. Badania zostały przeprowadzone za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM) JSM-6610LV (JEOL Ltd., Japonia). Obserwacje mikrostruktur prowadzono w warunkach wysokiej próżni przy obniżonym napięciu w celu uniknięcia lokalnego działania wiązki elektronów (miejscowe stopienia i degradacja żywicy polimerowej) oraz wysokiego naładowania elektronami nieprzewodzących powierzchni próbek.

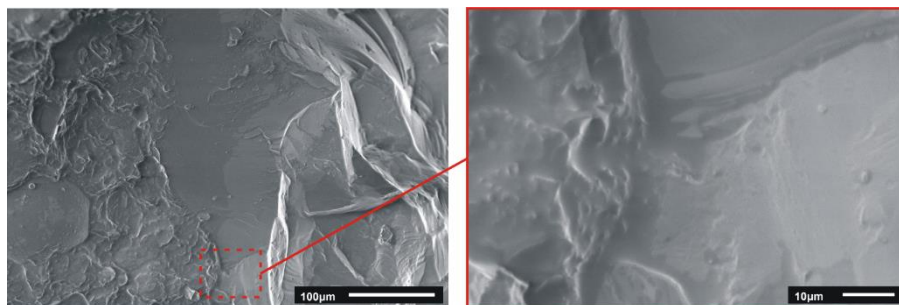
W tej części badań analizę przeprowadzono w celu scharakteryzowania mikrostruktur i pęknięć kompozytu mineralnego, jak również kontaktu między osnową żywiczną a ziarnami wypełniacza.

Na zdjęciach przełomów próbek są bardzo wyraźnie widoczne kruche pęknięcia nieorganicznego wypełniacza oraz plastyczne deformacje spoiwa (rysunki 22 i 23). W przypadku próbek poddanych testom wytrzymałości na rozciąganie, na polimerowej matrycy, można zauważyć płynne przejścia między cząstkami mineralnymi a żywicą, co może świadczyć o bardzo dobrych właściwościach klejących spoiwa i bardzo wysokiej adhezji między materiałem mineralnego wypełnienia oraz spoiwa żywicznego (rysunek 22) [48]. Natomiast w przypadku próbek poddanych badaniom wytrzymałości na ściskanie występuje wiele szczelin i pęknięć wewnątrz ziaren wypełniacza (rysunek 23) [48].

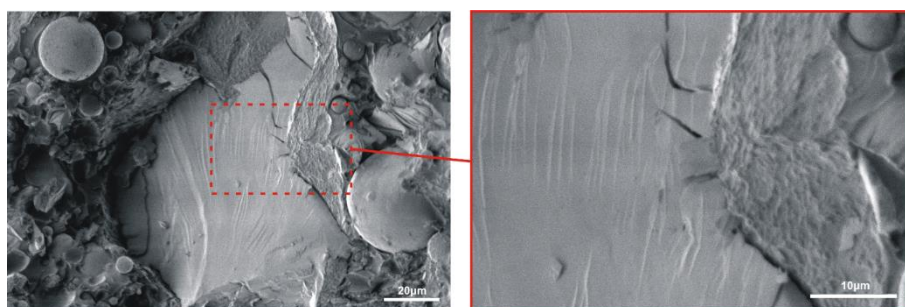
Mechanizm pęknięcia próbek podczas badań wytrzymałości na rozciąganie może być zdefiniowany w następujący sposób. Inicjacja pęknięcia ma miejsce wewnątrz



nieorganicznego wypełniacza o niskiej wytrzymałości, skąd następuje propagacja pęknięcia przez materiał żywicy polimerowej. W próbkach poddanych testom wytrzymałości na ściskanie można zauważyć, że wewnątrz nieorganicznych ziaren jest obecnych wiele pęknięć, które mogą być zatrzymywane przez polimerowe spoiwo. Kiedy liczba szczelin osiągała określoną wartość następowało osiągnięcie granicznej wartości wytrzymałości na ściskanie i próbka ulegała zniszczeniu [48].



Rysunek 22. Przełom próbki odlewu mineralnego poddanej próbom wytrzymałości na rozciąganie [48]



Rysunek 23. Przełom próbki odlewu mineralnego poddanej próbom wytrzymałości na ściskanie [48]

Badania mikroskopowe przeprowadzone w celu określenia mechanizmu pęknięcia materiału kompozytowego stały się również podstawą analizy i oceny doboru materiałów wypełniacza mineralnego oraz spoiwa. Obrazy otrzymane za pomocą mikroskopu skaningowego stanowią dowód na właściwe dobranie materiałów składowych odlewu mineralnego, ponieważ spoiwo żywiczne stanowi istotne wzmocnienie całego materiału kompozytowego. W żywicy nie są inicjowane procesy pęknięć, a ponadto propagacja pęknięć pochodzących ze składnika mineralnego jest w istotny sposób hamowana przez osnowę polimerową. Takie wzajemne zachowanie obu materiałów składowych ma swoje odzwierciedlenie w wysokich siłach adhezji i skutkuje wzmocnieniem parametrów wytrzymałościowych tego konglomeratu.

## 5. Wprowadzenie do teoretycznej analizy modalnej

### 5.1. Wstęp

Teoretyczna analiza modalna jest jednym z trzech rodzajów analizy modalnej (teoretyczna, eksperymentalna i eksploatacyjna), która jest powszechnie stosowaną w praktyce techniką badania właściwości dynamicznych obiektów mechanicznych. Znajduje ona zastosowanie nie tylko w inżynierii mechanicznej [25, 58, 62, 98, 99] czy kosmicznej [96], ale również z powodzeniem wykorzystywana jest w konstrukcjach budowlanych [8, 76], rolnictwie [19], elektronice i elektrotechnice [10], muzyce [14] czy transporcie kolejowym [65]. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia [31, 92]. Znajomość tych parametrów umożliwia przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych zaburzeń równowagi. Jest ona stosowana w celu modyfikacji konstrukcji, diagnostyki stanu konstrukcji, dla celów syntezy sterowania w układach aktywnej redukcji drgań oraz w celach weryfikacji i walidacji modeli numerycznych takich jak modele elementów skończonych czy elementów brzegowych [100].

Analiza modalna może być stosowana, jeżeli spełnione są następujące założenia [31, 92]:

- badany układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą liniowego układu równań różniczkowych zwyczajnych lub cząstkowych,
- współczynniki równań opisujących dynamikę obiektu są stałe w czasie pomiarów,
- układ jest obserwowalny i istnieje możliwość pomiaru wszystkich charakterystyk, których znajomość jest niezbędna do identyfikacji modelu,
- badany układ spełnia zasadę wzajemności Maxwella,
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne.

Model modalny może być zidentyfikowany za pomocą rzeczywistego obiektu na podstawie wyników eksperymentu identyfikacyjnego lub za pomocą modelu cyfrowego opracowanego na podstawie znajomości modelu strukturalnego układu. W zależności od sposobu identyfikacji modelu modalnego można wyróżnić:

- **Teoretyczną analizę modalną**, która ma zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji badań na obiekcie rzeczywistym. Wymaga ona rozwiązania tzw. zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanego obiektu. Zagadnienie własne polega na wyznaczeniu postaci drgań, ich częstotliwości oraz współczynników tłumienia w przypadku braku zewnętrznych wymuszeń działających na układ wyrażony z położenia równowagi [9, 26, 100].
- **Eksperymentalną analizę modalną**, która wymaga sterowanego eksperymentu identyfikacyjnego polegającego na wymuszeniu ruchu obiektu (np. drgań) oraz na dokonaniu pomiaru wymuszenia i odpowiedzi w wielu punktach pomiarowych, rozmieszczonych na badanym obiekcie [9, 22, 92].

- **Eksploatacyjną analizę modalną**, która jest oparta na eksperymencie eksploatacyjnym polegającym na pomiarach tylko odpowiedzi układu w wybranych punktach pomiarowych. Ruch obiektu spowodowany jest wyłącznie rzeczywistymi wymuszeniami eksploatacyjnymi [9, 94, 98].

## 5.2. Analiza modalna w programie Autodesk Inventor

Teoretyczną analizę modalną definiuje się jako zagadnienie własne macierzy zależne od macierzy mas, sztywności i tłumienia. Teoretyczna analiza modalna wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanej konstrukcji. Wyznaczone tu zbiory częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postacie drgań własnych pozwalają na symulacje zachowania się konstrukcji przy dowolnych wymuszeniach, doborze sterowań, modyfikacji konstrukcji i w innych sytuacjach. Ma ona zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji badań na rzeczywistym obiekcie [9, 26, 46, 100].

Teoretyczna analiza modalna w programach typu CAD polega na wyznaczeniu właściwości dynamicznych badanej konstrukcji na podstawie modelu strukturalnego zbudowanego za pomocą technik modelowania przestrzennego. Model modalny konstrukcji wirtualnej jest wyznaczany na podstawie np. metody elementów skończonych. Dzięki tej metodzie można przeprowadzić szeroki zakres badań dynamicznych na podstawie tzw. cyfrowego prototypu bez konieczności budowania stanowiska doświadczalnego wyposażonego w rzeczywisty obiekt badań.

Cyfrowy prototyp jest modelem strukturalnym badanego układu mechanicznego zbudowanym najczęściej w postaci trójwymiarowych obiektów bryłowych, odwierciedlających przestrzenny rozkład masy elementów konstrukcyjnych maszyny, połączonych w sposób umożliwiający przeprowadzenie analizy dynamiki układu.

Za pomocą funkcjonalności programu Autodesk Inventor można określić właściwości dynamiczne pojedynczej części lub całego zespołu. W celu przeprowadzenia analizy modalnej zespołu należy wykonać trójwymiarowe modele wszystkich elementów konstrukcyjnych wchodzących w skład badanego zespołu. Następnie wszystkie części należy powiązać za pomocą relacji geometrycznych zgodnych z charakterem współpracy tych elementów konstrukcji. W przypadku badań pojedynczej części model przestrzenny ogranicza się do trójwymiarowego modelu elementu. Tak przygotowany przestrzenny model pozwala na przeprowadzenie symulacji. Współczesne programy inżynierskie oferują nowoczesnemu konstruktorowi wbudowane moduły symulacyjne, które umożliwiają przewidywanie zachowania się rzeczywistej konstrukcji pod wpływem różnego rodzaju obciążeń [12, 42, 43, 44, 73, 77, 97]. Ich celem jest ograniczenie ryzyka popełnienia błędu już na etapie projektowania. W konsekwencji stwarza to możliwość doboru właściwych grubości ścianek projektowanego elementu, doboru poprawnych tolerancji wymiarowo-kształtowych, itd. Producent oprogramowania CAD, firma Autodesk, w programie modelowania przestrzennego Inventor, umożliwia korzystanie z wielu modułów symulacyjnych. Jednym z takich modułów jest „Analiza naprężeń”.

Moduł pozwala na przeprowadzenie analizy statycznej [42, 43, 44], a także analizy modalnej i został wyposażony w możliwość stosowania metody elementów skończonych w celu przeprowadzania symulacji. Przed wykonaniem obliczeń należy:

- Wybrać rodzaj analizy (analiza statyczna czy analiza modalna).
- Określić liczbę pierwszych postaci drgań swobodnych lub zakresu częstotliwości, które w wyniku symulacji chce się uzyskać/przebadac.
- Zdefiniować materiał (do zdefiniowania materiału można posłużyć się biblioteką materiałów znajdującą się w programie lub stworzyć własny styl materiału. Materiał musi być zdefiniowany dla wszystkich elementów wykorzystanych w symulacji).
- Zdefiniować sposób podparcia badanego mechanizmu – element może zostać całkowicie unieruchomiony za pomocą wiązania nieruchomego (wiązanie nieruchome odbiera wszystkie stopnie swobody, uniemożliwia ruch lub odkształcenie powierzchni, krawędzi lub wierzchołka), ustalony w kierunkach stycznym, promieniowym lub osiowym poprzez wiązanie sworznia lub ograniczony ruchowo w kierunku normalnym do zaznaczonej powierzchni, stosując wiązanie beztarciowe.
- Wykonać konwersję więzów (w przypadku badania zespołów) wynikających ze złożenia brył poszczególnych elementów do postaci umożliwiającej przeprowadzenie badań. Program umożliwia automatyczne wykrywanie połączeń między elementami zespołu oraz ręczne wstawianie kontaktów. Połączenia między elementami zespołu można zastąpić kontaktami typu „związane” lub „sprężyna”. Kontakt związany jest równoznaczny ze spojeniem materiału łączonych elementów. Kontakt typu sprężyna umożliwia wprowadzenie pomiędzy przylegające powierzchnie bezmasowego elementu sprężystego o współczynniku sprężystości podanym przez użytkownika. Sztywność sprężyny może być zdefiniowana w kierunku normalnym i stycznym.
- Zdefiniować parametry siatki elementów skończonych – funkcja posiada następujące parametry do zdefiniowania:
  - Średnia wielkość elementu – określa średnią odległość między węzłami elementów siatki. Wartość ta to ułamek największego wymiaru modelu w kierunku x, y lub z. Określenie mniejszej wartości powoduje zmniejszenie elementów siatki i zwiększenie liczby węzłów siatki.
  - Minimalna wielkość elementu – określa minimalną odległość między węzłami siatki. Wartość to ułamek wartości średniej wielkości dla siatki. Jest to bardzo istotny parametr. Jego zwiększenie powoduje zmniejszenie gęstości węzłów siatki, lecz równocześnie może obniżyć się jej jakość. Jego zmniejszenie powoduje podwyższenie jakości siatki określonej jako dokładność odwzorowania geometrii badanego obiektu przez model zbudowany z elementów skończonych. Liczba elementów może się wówczas znacznie zwiększyć.
  - Współczynnik gradacji – określa maksymalny współczynnik przejścia między regionami o dużej i małej szczegółowości i dotyczy przylegających krawędzi siatki. Wartość należy do zakresu od 1 do 10. Na przykład ustawienie 1,5 ogranicza długość krawędzi elementu do 1,5 razy długości krawędzi przyległego

elementu. Mniejszy współczynnik powoduje utworzenie bardziej jednorodnej siatki. Zwiększenie wartości może skutkować zmniejszeniem liczby elementów i jakości siatki lokalnej. Poprzez zmniejszenie wartości można znacznie zwiększyć liczbę elementów.

- Maksymalny kąt trójkąta siatki – określa maksymalny kąt dla łuków z zakresu od 1 do 90 stopni. Parametr umożliwia zwiększenie liczby elementów w obszarze łuków. Mniejsza wartość powoduje tworzenie mniejszych elementów siatki.
- Możliwość utworzenia zakrzywionych elementów siatki – dzięki tej opcji można stworzyć siatkę z zakrzywionymi krawędziami i powierzchniami. Anulowanie zaznaczenia opcji powoduje tworzenie siatek z elementami prostymi, co może doprowadzić do mniej dokładnej reprezentacji geometrii modelu.
- Wygenerować siatkę elementów skończonych badanych elementów.

Po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych można wygenerować raport z badań, który zawiera definicję analizowanego zadania oraz otrzymane wyniki symulacji w postaci map warstwowych, graficznie prezentujących postacie drgań swobodnych badanego układu dynamicznego oraz tabelę zawierającą wartości częstotliwości odpowiadających tym postaciom drgań. Za pomocą programu Inventor można również przeprowadzić animację odkształceń, które występują podczas drgań swobodnych dla każdej obserwowanej postaci.

## **6. Badania numeryczne dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki**

Korpusy są elementami obrabiarek, wiążącymi w jedną całość podstawowe zespoły i mechanizmy. Ich rola polega na utrzymaniu innych części i zespołów w ściśle określonych wzajemnych położeniach. Z reguły obrabiarkę tworzy korpus główny, będący podstawową konstrukcją nośną oraz kilka lub kilkanaście mniejszych korpusów, które przymocowane do niego stanowią całość. Większość korpusów obrabiarkowych jest wykonywanych w postaci odlewów z żeliwa szarego maszynowego bądź żeliwa modyfikowanego [46, 47, 60].

Prawidłowa konstrukcja, staranne wykonanie i dokładne połączenie ze sobą korpusów są warunkiem spełnienia wymagań technologicznych i użytkowych stawianych obrabiarkom. Wymagania stawiane korpusom są bardzo wysokie ze względu na kluczowe znaczenie tych elementów obrabiarek w uzyskaniu wysokich parametrów dokładności obróbki, wysokiej wydajności produkcji, zachowania ergonomii pracy oraz relatywnie niskich kosztów wytworzenia. Wymagania, które powinny spełniać korpusy obrabiarek można określić w następujący sposób [57]:

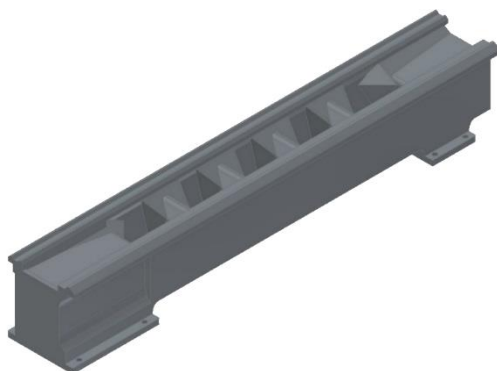
- niezmiennosc kształtów i wymiarów oraz wzajemnych połączeń w okresie użytkowania, uzyskiwana w wyniku właściwego doboru materiałów i ich obróbki cieplnej oraz poprawy odporności na ścieranie powierzchni ślizgowych,
- dostateczna sztywność statyczna i dynamiczna, taka by obciążenia w czasie pracy i towarzyszące im odkształcenia układu Obrabiarka-Uchwyt-Przedmiot-Narzędzie nie przekraczały wartości dopuszczalnych wynikających z klasy dokładności obrabiarki,
- odporność na drgania i właściwość ich tłumienia, wynikająca ze sposobu projektowania korpusów oraz doboru materiału,
- dogodna obsługa (ergonomiczność),
- właściwie rozwiązany problem odprowadzania wiórów.

### **6.1. Teoretyczna analiza modalna żeliwnego korpusu obrabiarki**

Teoretyczna analiza modalna przeprowadzona za pomocą symulacyjnego modułu programu Autodesk Inventor umożliwia otrzymanie postaci drgań własnych oraz odpowiadających im częstotliwości własnych. W procedurze analitycznej twórcy oprogramowania nie uwzględnili informacji na temat wartości współczynników tłumienia dla poszczególnych postaci drgań. Moduł może być zastosowany w celu identyfikacji postaci drgań własnych oraz ich częstotliwości, co w analizie teoretycznej jest wystarczające na wstępnym etapie oceny konstrukcji. Pełen zbiór informacji modalnych (postacie drgań, częstotliwości, współczynniki tłumienia) jest możliwy do uzyskania na podstawie eksperymentalnej analizy modalnej. Ze względu na te ograniczenia odnośnie oprogramowania dotyczące teoretycznej analizy modalnej w niniejszej pracy przepro-

wadzone porównanie wyników otrzymanych na podstawie analizy teoretycznej i doświadczalnej, obejmujące postacie drgań oraz ich częstotliwości [46].

W celu przeprowadzenia teoretycznej analizy modalnej na wstępie opracowano przestrzenny model bryłowy korpusu obrabiarki. Na rysunku 24 przedstawiono izometryczny widok korpusu, który został poddany analizie [45, 46, 47]. Jest to korpus tokarki produkowany przez firmę Koluszki Foundry and Machinery. Jego wymiary to 300 mm x 300 mm x 2000 mm. Korpus jest wykonany z żeliwa szarego.



Rysunek 24. Izometryczny widok korpusu [45, 46, 47, 49]

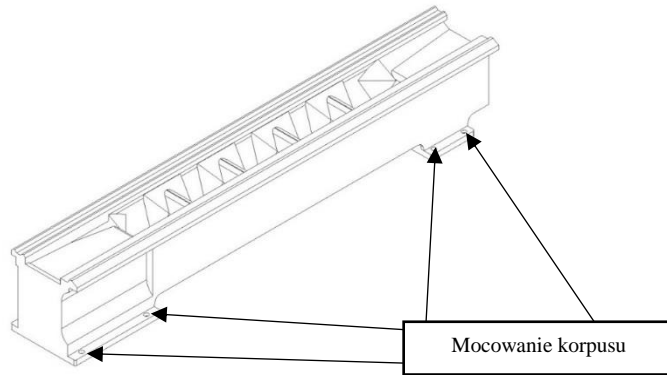
Podczas badań przeprowadzono teoretyczną analizę modalną dla pierwszych dwudziestu postaci i częstotliwości drgań własnych korpusu. Właściwości mechaniczne żeliwa zostały przedstawione w tabeli 4.

Tabela 4. Właściwości mechaniczne żeliwa

Właściwości	Wartość*
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	500
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	800
Moduł Young'a [GPa]	140
Współczynnik Poissona [---]	0,3
Moduł Kirkhoffa [MPa]	64900
Gęstość [g/cm <sup>3</sup> ]	7,15

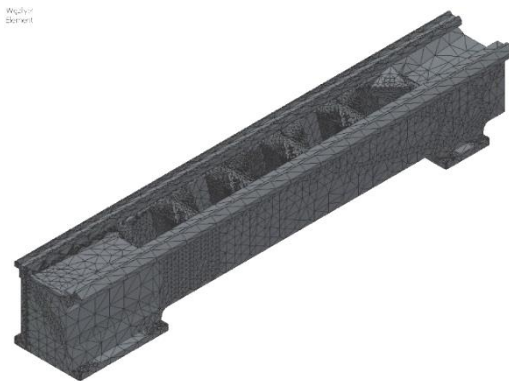
\* wartości właściwości mechanicznych żeliwa zostały podane z biblioteki materiałów programu Autodesk Inventor 2015

Bardzo ważnym aspektem podczas przeprowadzania analizy było odpowiednie narzucenie warunków brzegowych. Jednym z nich było odebranie stopni swobody (zamocowanie korpusu). Korpus po lewej i prawej stronie posiada otwory montażowe (8 otworów), za pomocą których jest przykręcany do podłoża. Na otworze zostały narzucone wiązania nieruchome (rysunek 25), które odebrały wszystkie stopnie swobody badanej bryły, czyli wykluczyły ruch korpusu jako bryły sztywnej we wszystkich kierunkach.



Rysunek 25. Miejsca odebrania stopni swobody [46]

Kolejnym bardzo ważnym aspektem było ustawienie siatki elementów skończonych. Mniejsze wartości parametrów siatki skutkują większą liczbą węzłów i elementów. Czas generowania jest dłuższy, ale otrzymane wyniki, poprzez zagęszczenie siatki, są dokładniejsze. Na rysunku 26 przedstawiono widok siatki elementów skończonych nałożonych na konstrukcję żeliwną. Korpus został podzielony na 231853 elementy, które zostały połączone za pomocą 407740 węzłów. Jako elementy skończone zostały zastosowane tetrahedrony, co spowodowało możliwość wygenerowania mniejszej liczby węzłów niż w przypadku zastosowania elementów skończonych w postaci heksahedronów. Dzięki temu znacznie wzrosła szybkość dokonywanych obliczeń przez system komputerowej analizy modalnej.



Rysunek 26. Widok siatki elementów skończonych dla konstrukcji żeliwnej [46]

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych ustawień przeprowadzono symulację. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 5. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1÷F20.



Tabela 5. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu żeliwnego [Hz] [46]

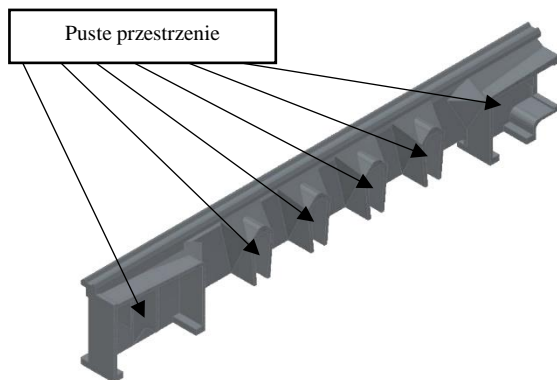
Postać	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
<b>Korpus żeliwny</b>	189	333	364	393	477	510	593	765	861	902
Postać	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
<b>Korpus żeliwny</b>	1016	1079	1107	1136	1198	1258	1267	1357	1383	1438

Niektóre częstotliwości dla sąsiadujących postaci drgań (np. F13 i F14, czy F16 i F17) różnią się o bardzo małe wartości. To wynika z faktu, że korpus posiada kilka podobnych konstrukcyjnie elementów. Są nimi np. łączniki poprzeczne wzmacniające całe łożo (żebra). Postacie drgań tych podobnych wymiarowo i kształtowo elementów są do siebie podobne pod względem częstotliwości.

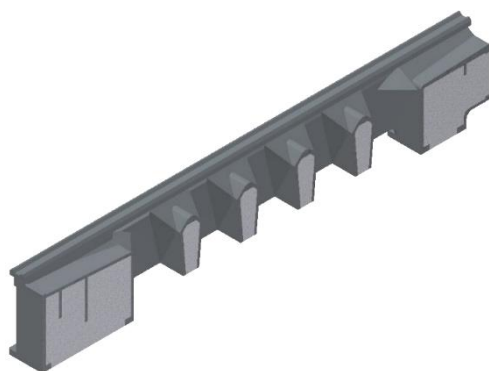
## 6.2. Teoretyczna analiza modalna hybrydowego korpusu obrabiarki

Technologia odlewania nakłada ograniczenia konstrukcyjne polegające m.in. na budowie elementu odlewanego z możliwie jednolitą grubością ścian i żeber. Zastosowanie zróżnicowanej grubości i zmiennych przekrojów elementów może powodować powstanie niekorzystnych zjawisk podczas odlewania lub stygnięcia odlewu takich jak np. jamy skurczowe. Stanowi to znaczne ograniczenie skutkujące koniecznością dostosowania kształtu elementu konstrukcyjnego do wymogów technologii procesu odlewania. Z tego powodu badany korpus w przekroju posiada pewne wolne przestrzenie (rysunek 27), które w dalszej części analizy zostały wypełnione materiałem odlewu mineralnego w celu stworzenia korpusu hybrydowego (rysunek 28) [47]. Wypełnienie żeliwnego korpusu cementem polimerowym ma na celu poprawę właściwości dynamicznych tak skonstruowanego korpusu hybrydowego, ponieważ można oczekiwać korzystnych zmian wskutek zastosowania materiału o znacznie wyższym od żeliwa współczynniku tłumienia drgań. Te właściwości są również zmieniane wskutek zwiększenia masy korpusu oraz poprawienia współczynnika sztywności statycznej takiego hybrydowego korpusu. Wszystkie te zmiany mają na celu podwyższenie częstotliwości, zmniejszenie amplitudy oraz podwyższenie współczynnika tłumienia podstawowych postaci drgań własnych, co jest wysoko pożądanym za względu na funkcję, jaką pełni korpus obrabiarki i wpływ jego właściwości dynamicznych na wyniki procesu obróbki.

W celu otrzymania odpowiedzi na pytanie o to czy i w jakim stopniu wypełnienie korpusu żeliwnego materiałem odlewu mineralnego wpłynie na zmianę właściwości dynamicznych hybrydowego korpusu przeprowadzono modalne badania teoretyczne.



Rysunek 27. Przekrój korpusu z wolnymi przestrzeniami [47, 49]



Rysunek 28. Przekrój korpusu z przestrzeniami wypełnionymi odlewem mineralnym [45, 47, 49]

Właściwości mechaniczne odlewu mineralnego zostały przyjęte zgodnie z wynikami badań z tabeli 3. Stopnie swobody analizowanej bryły zostały odebrane identycznie jak w przypadku modelu z odlewu żeliwnego, zgodnie z rysunkiem 25. Połączenia między elementami zespołu zdefiniowano kontaktami typu „związane”. Kontakt związany jest równoznaczny ze spojeniem łączonych elementów i dla celów symulacyjnych taki typ kontaktów został przyjęty. Następnie korpus został podzielony siatką elementów skończonych, na 277603 elementy i 475499 węzły.

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych parametrów analizy modalnej przeprowadzono symulację. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 6. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1÷F20.

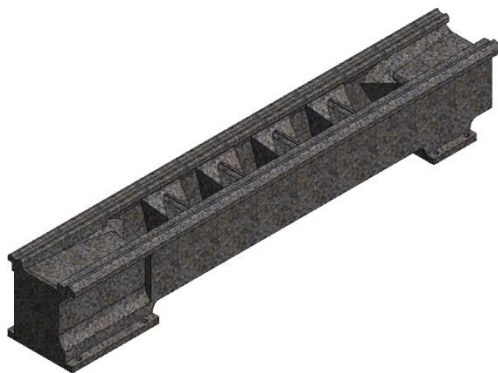
Tabela 6. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu hybrydowego [Hz][47]

Postać	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
<b>Korpus hybrydowy</b>	195	356	409	425	473	632	666	786	861	979
Postać	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
<b>Korpus hybrydowy</b>	989	1049	1085	1257	1266	1336	1503	1556	1600	1649

W zakresie zbadanych pierwszych dwudziestu postaci drgań otrzymano wyniki wskazujące na znacznie wyższe częstotliwości odpowiednich postaci w porównaniu z korpusem żeliwnym. Może to świadczyć o zwiększeniu dynamicznej sztywności hybrydowego korpusu powstałego przez zastosowanie materiałów odlewu mineralnego i odlewu żeliwnego w konstrukcji korpusu obrabiarki.

### 6.3. Teoretyczna analiza modalna mineralnego korpusu obrabiarki (ścianki grubości 12 mm)

Przeprowadzono również teoretyczną analizę modalną korpusu, który w całości został wykonany technologią odlewu mineralnego, gdzie grubości ścianek były identyczne jak w przypadku odlewu żeliwnego (12 mm). Widok korpusu mineralnego przedstawiono na rysunku 29.



Rysunek 29. Izometryczny widok korpusu mineralnego

Właściwości mechaniczne odlewu mineralnego zostały przyjęte zgodnie z wynikami badań z tabeli 3. Warunki brzegowe zostały zdefiniowane identycznie jak w przypadku modelu z odlewu żeliwnego, zgodnie z rysunkiem 25. Następnie korpus został podzielony siatką elementów skończonych na 182541 elementów i 341959 węzłów.

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych wielkości wejściowych analizy modalnej przeprowadzono symulację. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 7. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1÷F20.

Tabela 7. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu mineralnego [Hz]

Postać	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
<b>Korpus mineralny</b>	141	251	275	296	372	385	451	570	659	691
Postać	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
<b>Korpus mineralny</b>	748	840	842	861	902	955	977	1044	1049	1071

W zakresie pierwszych dwudziestu postaci drgań własnych otrzymano wyniki wskazujące na znacznie niższe wartości częstotliwości odpowiednich postaci w porównaniu z korpusem żeliwnym lub hybrydowym. Taki wynik badań teoretycznych świadczy o tym, że korpus wykonany w całości z materiału odlewu mineralnego o wymiarach takich samych jak korpus żeliwny posiada gorsze właściwości dynamiczne (dynamiczną sztywność) w porównaniu z korpusem żeliwnym lub hybrydowym. To wynika również z obniżenia wartości statycznej sztywności całej konstrukcji wykonanej wyłącznie z odlewu mineralnego – materiału, którego właściwości wytrzymałościowe są gorsze w porównaniu z żelazem.

#### **6.4. Teoretyczna analiza modalna mineralnego korpusu obrabiarki (ścianki grubości 40 mm)**

Dodatkowo przeprowadzono analizę modalną korpusu, który w całości został wykonany z odlewu mineralnego, a jego grubość ścianek została powiększona i wyniosła 40 mm. Ta grubość została dobrana wg założenia osiągnięcia porównywalnej sztywności statycznej z korpusem żeliwnym [72]. Widok korpusu mineralnego przedstawiono na rysunku 30.



*Rysunek 30. Izometryczny widok korpusu mineralnego o pogrubionych ściankach*

Właściwości mechaniczne odlewu mineralnego zostały przyjęte zgodnie z wynikami badań zamieszczonymi w tabeli 3. Stopnie swobody zostały odebrane identycznie jak w przypadku modelu z odlewu żeliwnego, zgodnie z rysunkiem 25. Następnie korpus został podzielony siatką elementów skończonych, na 58567 elementów i 100548 węzłów.

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych ustawień przeprowadzono symulację. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 8. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1÷F20.

Tabela 8. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu mineralnego [Hz]

Postać	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
<b>Korpus mineralny pogrubiony</b>	193	273	349	415	423	601	615	710	857	864
Postać	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
<b>Korpus mineralny pogrubiony</b>	921	931	1072	1205	1211	1248	1310	1372	1426	1475

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdziły możliwość otrzymania porównywalnych wartości częstotliwości własnych postaci drgań korpusu mineralnego z pogrubionymi ściankami w odniesieniu do korpusu żeliwnego. Takie rozwiązanie okazuje się być jednak nieco gorsze w porównaniu z właściwościami dynamicznymi korpusu hybrydowego.

## 6.5. Podsumowanie

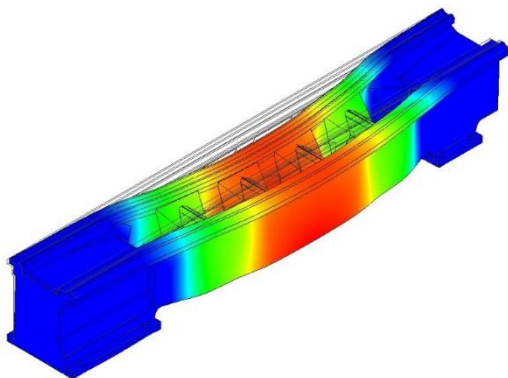
Aby w pełni porównać otrzymane wyniki badań teoretycznych otrzymane rezultaty zestawiono w tabeli 9.

Tabela 9. Wyniki teoretycznej analizy modalnej analizowanych korpusów [Hz]

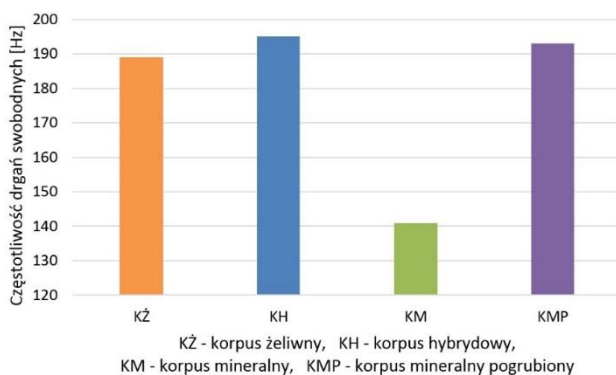
Postać	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
<b>Korpus żeliwny</b>	189	333	364	393	477	510	593	765	861	902
<b>Korpus hybrydowy</b>	195	356	409	425	473	632	666	786	861	979
<b>Korpus mineralny</b>	141	251	275	296	372	385	451	570	659	691
<b>Korpus mineralny pogrubiony</b>	193	273	349	415	423	601	615	710	857	864
Postać	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
<b>Korpus żeliwny</b>	1016	1079	1107	1136	1198	1258	1267	1357	1383	1438
<b>Korpus hybrydowy</b>	989	1049	1085	1257	1266	1336	1503	1556	1600	1649
<b>Korpus mineralny</b>	748	840	842	861	902	955	977	1044	1049	1071
<b>Korpus mineralny pogrubiony</b>	921	931	1072	1205	1211	1248	1310	1372	1426	1475

W celu zobrazowania kształtu postaci drgań swobodnych wybrano trzy przykładowe postaci oraz dodatkowo graficznie przedstawiono częstotliwości drgań własnych w zależności od materiału, z którego zostało wykonane łóże. Na rysunku 31 przedstawiono pierwszą postać drgań swobodnych otrzymaną w wyniku przepro-

wadzonych symulacji. Na wykresie 32 przedstawiono wartości częstotliwości drgań swobodnych dla pierwszej postaci w zależności od materiału, z którego wykonano łożę.

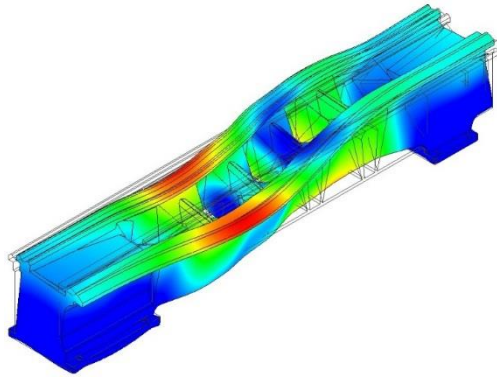


Rysunek 31. Pierwsza teoretyczna postać drgań swobodnych

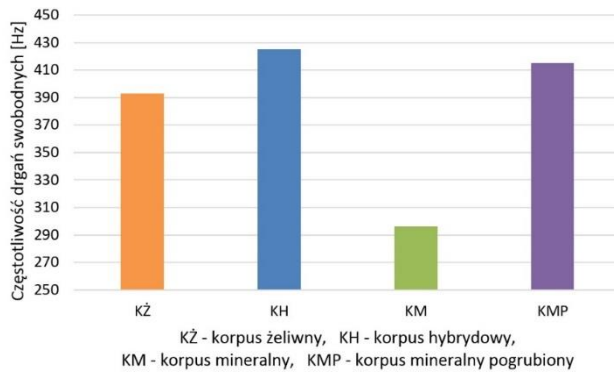


Rysunek 32. Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla pierwszej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus

Na rysunku 33 przedstawiono czwartą postać drgań swobodnych otrzymaną w wyniku przeprowadzonych symulacji, a na wykresie 34 przedstawiono wartości częstotliwości drgań swobodnych dla czwartej postaci w zależności od materiału, z którego wykonano łożę.

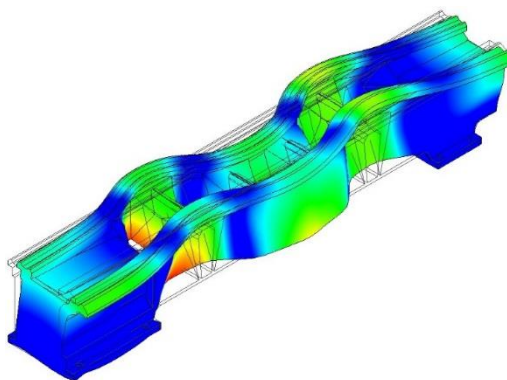


Rysunek 33. Czwarta teoretyczna postać drgań swobodnych

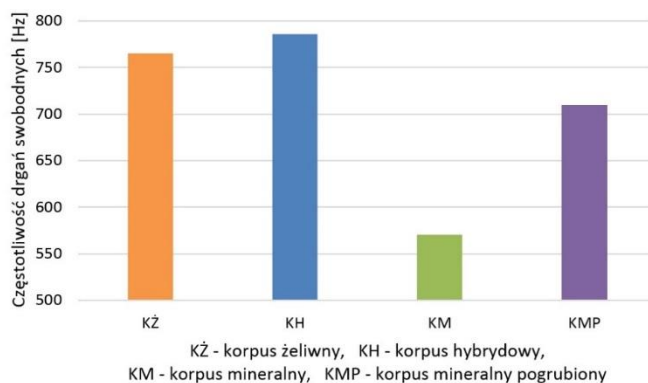


Rysunek 34. Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla czwartej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus

Na rysunku 35 przedstawiono ósmą postać drgań swobodnych otrzymaną w wyniku przeprowadzonych symulacji, a na wykresie 36 przedstawiono wartości częstotliwości drgań swobodnych dla ósmej postaci w zależności od materiału, z którego wykonano łożo.



Rysunek 35. Ósma teoretyczna postać drgań swobodnych



*Rysunek 36. Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla ósmej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus*

Jak wynika z wyżej przedstawionej tabeli 9, a także zaprezentowanych wykresów dla analizowanych postaci drgań własnych nastąpiło największe podwyższenie częstotliwości swobodnych dla konstrukcji hybrydowej wskutek wypełnienia wskazanych luk materiałem odlewu mineralnego [47]. W przypadku korpusu mineralnego o ściankach grubości 12 mm wartości częstotliwości zmniejszyły się w porównaniu z korpusem żeliwnym, natomiast w przypadku konstrukcji mineralnej o pogrubionych ściankach nie zauważono wyraźnego trendu wzrostu częstotliwości drgań własnych. Dlatego stwierdzono, że do dalszych rozważań zostaną wybrane: konstrukcja żeliwna i konstrukcja hybrydowa. Dla tych dwóch przypadków dodatkowo przeprowadzono badania statyczne w celu stwierdzenia w jaki sposób wypełnienie mineralne wpływa na zmianę sztywności statycznej konstrukcji całego łoża tokarki.



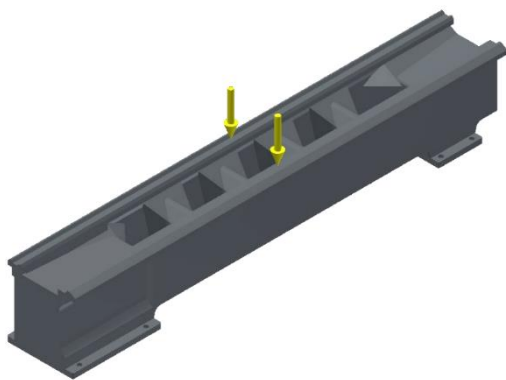


## 7. Badania numeryczne statycznych właściwości korpusów obrabiarki

Badania statyczne zostały przeprowadzone w celu określenia teoretycznej wytrzymałości statycznej korpusu hybrydowego, w którym zastosowano wypełnienie wolnych przestrzeni materiałem odlewu mineralnego, w porównaniu z korpusem żeliwnym.

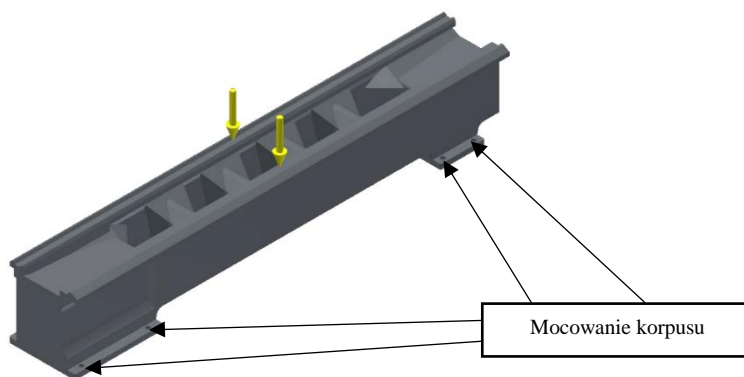
Badania zostały przeprowadzone dla dwóch wartości obciążenia statycznego (600 N oraz 1550 N). Wartości sił zostały oszacowane jako wystarczające do wyznaczenia sztywności statycznej. Oszacowanie zostało przeprowadzone metodą analityczną.

W celu przeprowadzenia symulacji korpusy zostały obciążone najpierw siłą 600 N, a później 1550 N. Korpusy zostały obciążone w połowie swojej długości, co zostało zaprezentowane na rysunku 37. Siły, którymi korpusy zostały obciążone, zostały podzielone na dwie identyczne składowe (2 x 300 N oraz 2 x 775 N) tak, aby każda z prowadnic, do których przyłożono siły, była jednakowo obciążona. Sposób wprowadzenia obciążenia był analogiczny jak w badaniach eksperymentalnych zaprezentowanych w rozdziale 12.



*Rysunek 37. Widok obciążenia korpusów siłą*

Następnie każdy z korpusów został odpowiednio podparty, zgodnie z konstrukcyjnym sposobem zamocowania korpusu do podłoża. Korpus po swojej lewej, jak i prawej stronie posiada otwory montażowe, za pomocą których jest przykręcany do podłoża. Do tych otworów zostały zastosowane wiązania nieruchome, które odebrały stopnie swobody korpusów we wszystkich kierunkach. Miejsca zamocowania zostały przedstawione na rysunku 38.



Rysunek 38. Odebranie stopni swobody obciążonego korpusu

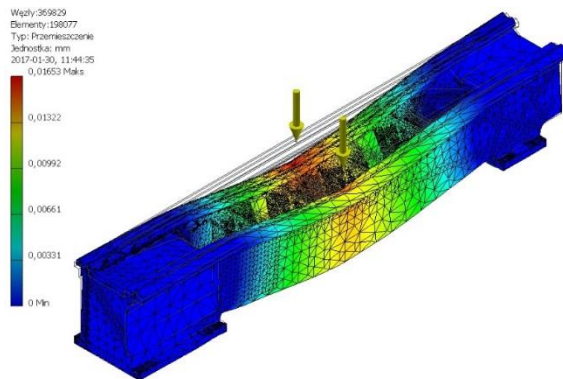
## 7.1. Badania statyczne żeliwnego korpusu obrabiarki

W kolejnym etapie przeprowadzania symulacji korpus żeliwny został podzielony siatką elementów skończonych. Konstrukcja została podzielona na 198077 elementów i 369829 węzłów. Podział korpusu na elementy skończone został zaprezentowany na rysunku 39.



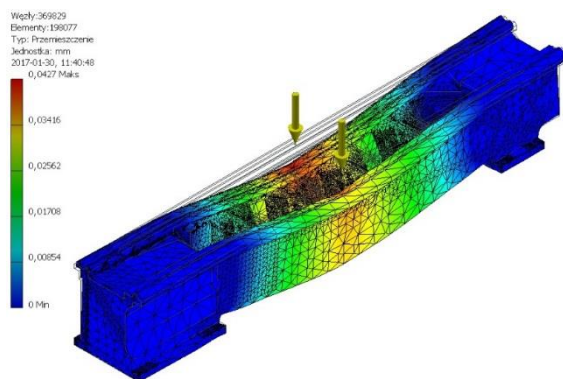
Rysunek 39. Widok siatki elementów skończonych dla korpusu żeliwnego

Po nałożeniu wszystkich warunków brzegowych została w pierwszej części badań przeprowadzona symulacja z obciążeniem 600 N. Wynik symulacji przedstawiono na rysunku 40. Wartość największego przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji żeliwnej wyniosła 17  $\mu\text{m}$ .



Rysunek 40. Wartość przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji żeliwnej

W następnej części badań symulacyjnych jako warunek brzegowy przyłożono obciążenie 1550 N. Wynik symulacji przedstawiono na rysunku 41. Maksymalna wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji żeliwnej wyniosła 43  $\mu\text{m}$ .

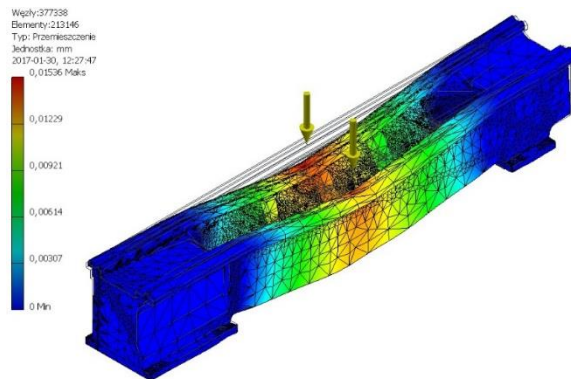


Rysunek 41. Wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji żeliwnej

## 7.2. Badania statyczne hybrydowego korpusu obrabiarki

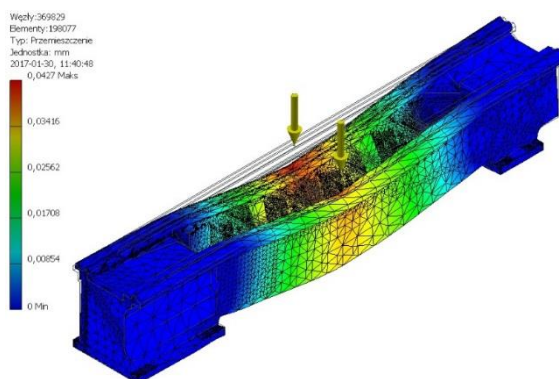
W kolejnym etapie przeprowadzania symulacji korpus hybrydowy został podzielony siatką elementów skończonych. Konstrukcja została podzielona na 213149 elementów i 377338 węzłów.

Po nałożeniu wszystkich warunków brzegowych została przeprowadzona symulacja z obciążeniem 600 N. Wynik symulacji przedstawiono na rysunku 42. Wartość największego przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji hybrydowej wyniosła 15  $\mu\text{m}$ .



Rysunek 42. Wartość przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji hybrydowej

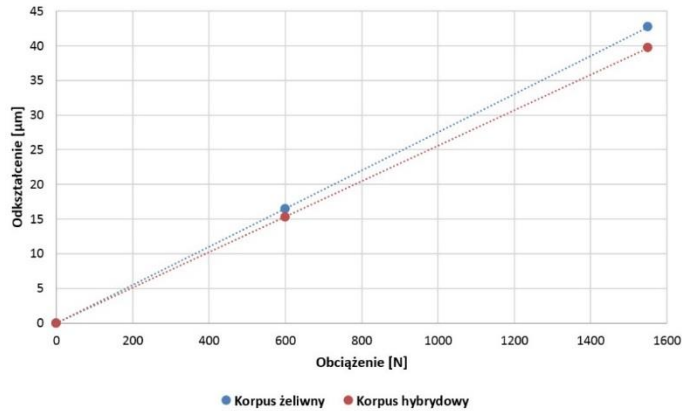
W następnym etapie badań symulacyjnych jako warunek brzegowy przyłożono obciążenie 1550 N. Wynik symulacji przedstawiono na rysunku 43. Wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji żeliwnej wyniosła 40  $\mu\text{m}$ .



Rysunek 43. Wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji hybrydowej

### 7.3. Podsumowanie teoretycznych badań statycznych

Jak wynika z przeprowadzonych teoretycznych statycznych badań sztywności korpusów w przypadku korpusu hybrydowego zaobserwowano mniejszą wartość odkształcenia zarówno w przypadku obciążenia 600 N jak i 1550 N w porównaniu z korpusem żeliwnym. Podczas badań symulacyjnych, dla konstrukcji żeliwnej przy obciążeniu siłą 600 N otrzymano odkształcenie na poziomie 17  $\mu\text{m}$ , natomiast dla konstrukcji hybrydowej przy tym samym obciążeniu otrzymano 15  $\mu\text{m}$ . Przy obciążeniu siłą 1550 N w przypadku łoża żeliwnego odkształcenie wynosi 43  $\mu\text{m}$ , a w przypadku łoża hybrydowego było to 40  $\mu\text{m}$ . Zaprezentowano to graficznie na rysunku 44.



Rysunek 44. Odkształcenie w funkcji obciążenia otrzymane na drodze badań teoretycznych

Na tej podstawie można wnioskować, że nastąpiło usztywnienie całej konstrukcji hybrydowej przez zastosowanie wypełnienia wolnych przestrzeni materiałem odlewu mineralnego, gdyż odkształcenie pod wpływem obciążenia w przypadku konstrukcji hybrydowej jest mniejsze niż w przypadku konstrukcji żeliwnej. Podwyższenie sztywności o około 7,5% nie jest wartością znacząco zmieniającą właściwości statyczne korpusu, ale może mieć znaczenie z punktu widzenia technologii obróbki prowadzonej na obrabiarce wyposażonej w badany korpus. Przedstawione badania statyczne dowodzą, że hybrydowa konstrukcja łoża tokarki jest korzystniejsza w porównaniu z konstrukcją żeliwną, przynosząc pewną nieznaczną poprawę sztywności statycznej korpusu łoża obrabiarki. Ten wniosek wraz z wynikami wcześniej przedstawionych badań dynamicznych pozwala stwierdzić, że hybrydowa konstrukcja korpusu łoża obrabiarki jest wysoce wskazana ze względu na właściwości dynamiczne, poprawiając również statyczne właściwości łoża. Tak sformułowany wniosek na podstawie badań numerycznych został w kolejnym etapie pracy poddany weryfikacji doświadczalnej.



## 8. Wprowadzenie do eksperymentalnej analizy modalnej

### 8.1. Wstęp

Eksperymentalna analiza modalna jest często stosowaną w praktyce techniką badania właściwości dynamicznych obiektów mechanicznych, zarówno na etapie konstruowania, jak i w eksploatacji maszyn. Eksperyment identyfikacyjny w eksperymentalnej analizie modalnej polega na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu, najczęściej w postaci widma przyspieszeń drgań [46, 70, 92, 100].

Procedura eksperymentalnej analizy modalnej może być realizowana metodą SISO (single input single output), SIMO (single input multiple outputs) oraz MIMO (multiple inputs multiple outputs). Metody te różnią się nie tylko wymaganiami systemów akwizycji danych pomiarowych, ale również wymaganiami dotyczącymi celu badań i dokładności wyników analizy [46].

Metoda SISO jest wykorzystywana głównie przy dwukanałowym systemie akwizycji danych pomiarowych oraz wtedy, kiedy FRF (frequency response function) może być ograniczona do kilku (kilkunastu) punktów pomiarowych. Zazwyczaj stosowana jest podczas testu impulsowego przeprowadzanego za pomocą młotka modalnego (wymuszenie jest sygnałem wejściowym, a przyspieszenie sygnałem wyjściowym). Metoda ta może być stosowana w dwóch wariantach. Pierwsza jako „wędrujący” młotek (czujnik przyspieszeń jest zamocowany w jednym punkcie pomiarowym) i druga jako zamocowany młotek (czujnik przyspieszeń jest „wędrujący”). W praktyce metoda z „wędrującym” młotkiem jest znacznie wygodniejsza, ponieważ nie ma potrzeby zmiany zamocowania czujnika przyspieszeń z jednego punktu pomiarowego do drugiego, jak to jest w metodzie z zamocowanym młotkiem. Problemy pojawiają się przy normalizacji sygnału wejściowego z wielu punktów pomiarowych, dlatego w tym przypadku należy zastosować procedurę uśredniania [46].

Metoda SIMO umożliwia zastosowanie wzbudnika harmonicznego jako generatora sygnału wejściowego dla jednoczesnego wymuszenia wielu punktów pomiarowych. Przy tej metodzie wymagana jest wielokanałowa karta akwizycji danych, jednakże uzyskiwane wyniki są znacznie dokładniejsze niż w przypadku metody SISO, ponieważ ten sam sygnał wzbudzenia jest używany jednocześnie dla wszystkich odpowiedzi analizowanych punktów podczas analizy modalnej [46].

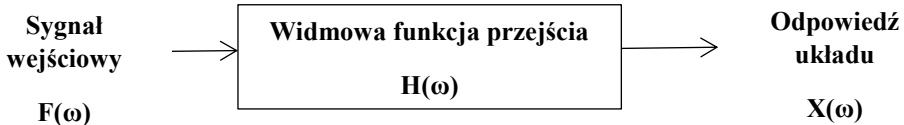
Metoda MIMO jest najbardziej wymagająca sprzętowo, ale pozwala otrzymać bardziej dokładne informacje na temat analizowanego systemu niż SISO czy SIMO. Zazwyczaj jest stosowana, kiedy dostępny jest system wielokanałowej akwizycji danych. Wybrane punkty mogą być wzbudzone z różnymi charakterystykami siły w celu zwiększenia dokładności i efektywności analizy modalnej [46].



## 8.2. Metodyka eksperymentalnej analizy modalnej

Modalny eksperyment identyfikacyjny obejmuje, wynikające z właściwości dynamicznych badanej konstrukcji, otrzymanie eksperymentalnych charakterystyk sygnału wejściowego (siła wzbudzenia) oraz odpowiadających im charakterystyk sygnału wyjściowego (przyspieszenie, prędkość, przemieszczenie). Eksperyment identyfikacyjny dostarcza informacje w postaci, która może być stosowana do dalszej oceny procesu w celu osiągnięcia wymaganych informacji o właściwościach dynamicznych analizowanej struktury. Informacje te mogą być również stosowane w modelu obrabiarki, gdy postać matematyczna uzyskanych właściwości jest odpowiednio określona. Dodatkowo, postać matematyczna tej definicji musi być zgodna z rzeczywistą postacią całego modelu analizowanego systemu.

Analizę modalną można uznać za przekształcenie złożonego układu dynamicznego na zestaw wielu systemów o pojedynczych stopniach swobody [22, 30, 68]. Jeśli celem badania jest określenie częstotliwości drgań własnych układu, analiza modalna może ograniczać się do prostego testu identyfikacyjnego, czyli do wyznaczenia funkcji przejścia w postaci częstotliwościowej funkcji odpowiedzi (FRF – Frequency Response Function) systemu. FRF wyraża się w dziedzinie częstotliwości.



Rysunek 45. Liniowy układ mechaniczny

Dla układu liniowego (rysunek 45) następujący wzór może być wyrażony w następującej postaci (równanie 7):

$$X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega) \quad (7)$$

Widmowa funkcja przejścia  $H(\omega)$  jest złożoną funkcją, która może być przedstawiona następująco (równanie 8):

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (8)$$

gdzie:  $H(\omega)$  – widmowa funkcja przejścia,

$X(\omega)$  – widmo sygnału odpowiedzi układu  $x(t)$ ,

$F(\omega)$  – widmo sygnału wejściowego  $F(t)$ .

Widmowa funkcja przejścia  $H(\omega)$  odzwierciedla dynamiczne właściwości badanego układu. Reprezentuje ona zależność między odpowiedzią systemu (na przykład przemieszczenie, prędkość, przyspieszenie) a sygnałem wejściowym dla określonej liczby wzbudzanych punktów pomiarowych. Ważną cechą widmowej funkcji przejścia jest fakt, że opisuje ona dynamiczne właściwości badanego układu niezależnie od rodzaju sygnału wzbudzającego (harmoniczny, impulsowy lub losowy) podczas pomiarów [90].

W przypadku idealnym pomiar w celu wyznaczenia widmowej funkcji przejścia powinien zawierać wzbudzenie obiektu mierzoną siłą, pomiar odpowiedzi, a następnie wyliczenie stosunku między wielkościami siły i odpowiedzi, wyrażonymi w dziedzinie częstości. W praktyce można jednak napotkać wiele problemów, wśród których wyróżnić można dwie grupy:

- szумы w torze pomiarowym sygnału wejściowego (np. siły wymuszającej),
- szумы w torze pomiarowym sygnału wyjściowego (np. przyspieszenia).

Szумы zazwyczaj mają swe źródło w charakterystykach mechanicznych właściwości badanego obiektu lub charakterystykach elektrycznych torów pomiarowych zastosowanych w doświadczeniu modalnym [70].

W przypadku istnienia szumów przydatna jest charakterystyka sygnałów w postaci gęstości widmowej mocy. Gęstość widmowa mocy własna sygnału wejściowego (siły)  $F$  może być wyznaczona [92] z następującej zależności:

$$G_{FF}(\omega) = F(\omega) \cdot F^*(\omega) \quad (9)$$

gdzie:  $F(\omega)$  – widmo sygnału wejściowego  $F(t)$ ,

$F^*(\omega)$  – liczba zespolona sprzężona do  $F(\omega)$ .

Gęstość widmowa mocy wzajemna dwóch sygnałów  $x(t)$  i  $F(t)$  może zostać wyznaczona [92] z zależności:

$$G_{xF}(\omega) = X(\omega) \cdot F^*(\omega) \quad (10)$$

gdzie:  $X(\omega)$  – widmo sygnału odpowiedzi układu  $x(t)$ .

Podczas doświadczeń badany obiekt jest podparty w pewien określony sposób. Procesy dynamiczne występujące w otoczeniu badanego urządzenia, takie jak pracujące maszyny, wiatr, kroki itp. wraz z dźwiękiem, mogą wzbudzać losowo (przypadkowo) drgania w testowanym obiekcie. To wzbudzenie losowe drgań jest nazwane szumem mechanicznym. Sygnał odpowiedzi zawiera nie tylko odpowiedź wywołaną mierzonym wzbudzeniem, lecz również odpowiedź na zewnętrzne wzbudzenie o charakterze losowym (szum mechaniczny). Taki pomiar można scharakteryzować jako pomiar zawierający szum w mierzonym sygnale wyjściowym.

Aby zminimalizować wpływ szumu w sygnale wyjściowym, najlepszym estymatorem widmowej funkcji przejścia jest funkcja:

$$H_1(\omega) = \frac{G_{xF}(\omega)}{G_{FF}(\omega)} \quad (11)$$

gdzie:  $G_{xF}(\omega)$  – gęstość widmowa mocy wzajemna sygnałów  $x(t)$  i  $F(t)$ ,

$G_{FF}(\omega)$  – gęstość widmowa mocy własna sygnału wejściowego.

Ważną cechą estymatora  $H_1$ , określonego z zależności (11), jest to, że zewnętrzny szum losowy zostaje zminimalizowany podczas procesu uśredniania gęstości mocy wzajemnej  $G_{xF}(\omega)$ . Wraz ze wzrostem liczby prób wartość estymatora  $H_1$  zbliża się do rzeczywistej wartości  $H$ . Estymator  $H_1$  można więc nazwać estymatorem asymptotycznie nieobciążonym.

W praktyce, w pomiarach stosowanych w doświadczeniu modalnym może pojawić się źródło szumu wynikające z zastosowania wzbudnika. Dla częstotliwości własnych wzbudnika, jego konstrukcja staje się bardzo podatna dynamicznie, co powoduje wysokie amplitudy drgań. Wzbudnik może wtedy używać całej dostępnej sobie energii do przyspieszania swoich własnych mechanicznych komponentów nie pozostawiając prawie żadnej energii, by wzbudzać badany obiekt. Wówczas poziom sygnału siły może opaść do poziomu naturalnego szumu w przyrządach pomiarowych, w przeciwieństwie do sygnału odpowiedzi, który prawdopodobnie nie zawiera szumu. Tę sytuację nazwano określeniem: szum w sygnale wejścia.

Estymator, który minimalizuje wpływ szumu w sygnale wejścia, to  $H_2$  określony następującym wzorem:

$$H_2(\omega) = \frac{G_{xx}(\omega)}{G_{Fx}(\omega)} \quad (12)$$

gdzie:  $G_{xx}(\omega)$  – gęstość widmowa mocy własna sygnału odpowiedzi  $x(t)$ ,

$G_{Fx}(\omega)$  – gęstość widmowa mocy wzajemna sygnałów  $F(t)$  i  $x(t)$ .

Wyliczając wartość estymatora  $H_2$ , zdefiniowanego zgodnie z zależnością (12), szum wejścia jest usuwany z gęstości mocy wzajemnej  $G_{Fx}(\omega)$  w procesie uśredniania. Ze wzrostem liczby prób wartość estymatora  $H_2$  zbliża się do rzeczywistej wartości  $H$ , a więc estymator  $H_2$ , podobnie jak  $H_1$ , jest estymatorem asymptotycznie nieobciążonym.

Badania doświadczalne dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki, opisane w następnym rozdziale, przeprowadzono, stosując wymuszenie impulsowe realizowane za pomocą młotka modalnego. Informacja o przyspieszeniu wybranego punktu korpusu była odczytywana za pomocą jednego czujnika akcelerometrycznego (metoda SISO). Sygnał przebiegu siły wymuszającej z młotka modalnego oraz sygnał

przyspieszenia z czujnika akcelerometrycznego były zbierane i przetwarzane w systemie akwizycji danych PULSE. Zastosowany został pakiet PULSE LITE firmy Brüel&Kjær zawierający: moduł pomiarowy 3560L, program analizy FFT w 2 kanałach, czujnik akcelerometryczny typu 4514 oraz młotek modalny typu 8206-003.

Czujnik 4514, przedstawiony na rysunku 46 jest to czujnik piezoelektryczny wyposażony w zintegrowany układ elektroniczny, którym można wstępnie kondycjonować sygnał oraz automatycznie rozpoznać rodzaj i parametry czujnika przez układ pomiarowy zastosowany do akwizycji danych. Czujnik charakteryzuje się hermetyczną budową i odizolowaną elektrycznie podstawą, wskutek tego można bezpośrednio przyłączać go do badanych obiektów. Niski poziom szumów wewnętrznych oraz wysoka czułość czynią ten czujnik znakomitym narzędziem do pomiaru drgań przy analizie modalnej.



Rysunek 46. Czujnik akcelerometryczny 4514 firmy Brüel&Kjær

Charakterystyka dynamiczna czujnika 4514 [74]:

- czułość napięciowa:  $1 \text{ mV/ms}^{-2}$ ,
- zakres pomiarowy:  $\pm 4900 \text{ ms}^{-2}$ ,
- zakres częstotliwości:  $1 \text{ Hz} \div 10 \text{ kHz}$ ,
- częstotliwość własna:  $32 \text{ kHz}$ .

Młotek modalny 8206-003, przedstawiony na rysunku 47, jest wyposażony w piezoelektryczny czujnik służący do rejestrowania wartości i przebiegu siły uderzenia.



Rysunek 47. Młotek modalny 8206-003 firmy Brüel&Kjær

Młotek ma zestaw wymiennych końcówek (stalowa, plastikowa i gumowa) służących do dobierania charakterystyki uderzenia do potrzeb związanych z badanym obiektem i zakresem użytecznego pasma częstotliwości analizowanego sygnału.

W badaniach zastosowano końcówkę plastikową. Wskutek tego można uwzględnić widmo sygnału siły w węższym zakresie częstości, niż na przykład przy końcówce stalowej, lecz zostaje zmniejszone prawdopodobieństwo tak zwanego podwójnego uderzenia, które dyskwalifikowałoby przeprowadzony eksperyment. Młotek ma również wbudowany układ kompensacji przyspieszenia. Dzięki temu można uwzględnić rzeczywiście oddziałujące bezwładności na badany element i przez to otrzymać właściwy odczyt wartości siły uderzenia. Układ pomiarowy młotka ma zabezpieczenie sygnału wyjściowego przed informacjami wynikającymi z rezonansów samego młotka.

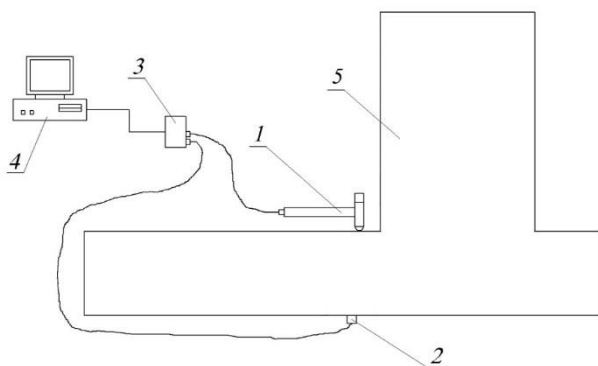
W przeciwieństwie do wzbudników elektrodynamicznych, młotkiem modalnym można oddziaływać bez dokładania dodatkowej masy do badanego elementu oraz wykonywać wzbudzenia w bardzo wygodny sposób. Odpowiednio zaprojektowanym uchwytem można otrzymać dobrą kontrolę uderzenia i zapewnić dobre zabezpieczenie przed niebezpieczeństwem podwójnych uderzeń.

Charakterystyka dynamiczna młotka modalnego 8206-003 [75]:

- czułość napięciowa: 1,089 mV/N,
- zakres odczytywanej siły: 0÷4448 N,
- efektywna masa sejsmiczna: 100 g.

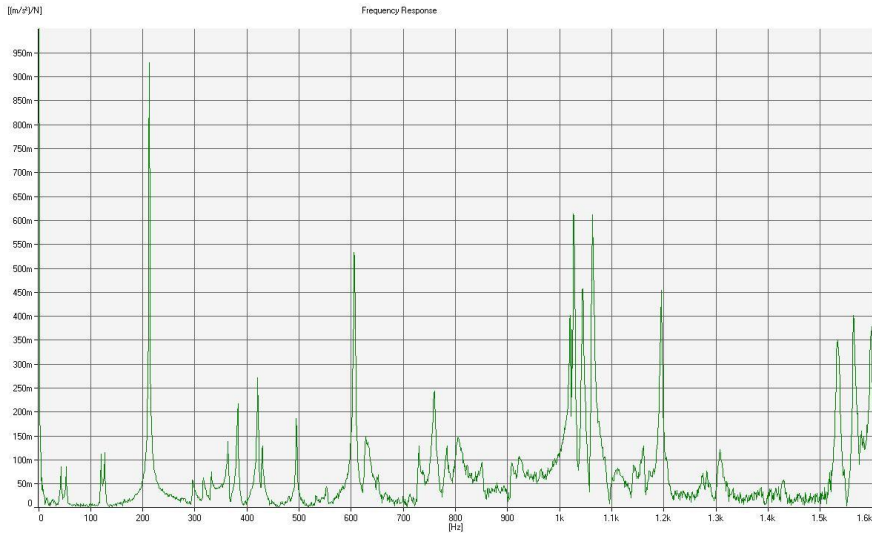
Do zbierania danych pomiarowych oraz przetwarzania sygnałów zastosowano system akwizycji danych pomiarowych PULSE LITE 3560L. System składa się z 2-kanalowego układu kondycjonującego sygnały pomiarowe, przeznaczonego do podłączania czujników wykorzystywanych w analizie. Układ wyposażony jest w kartę pomiarową ze złączem PCMCIA do komputera. Za pomocą programu komputerowego PULSE, poprzez kartę pomiarową, można obsłużyć czujniki podłączone do układu kondycjonującego. Program jest wyposażony w bazę danych firmy Brüel&Kjær, dzięki temu skonfigurowanie układu pomiarowego nie wymaga ręcznego wpisywania parametrów czujników i urządzeń zastosowanych do pomiarów [76].

Schemat przykładowego stanowiska pomiarowego do przeprowadzenia eksperymentalnej analizy modalnej przedstawiono na rysunku 48.



Rysunek 48. Schemat przykładowego stanowiska do analizy modalnej:

1 – młotek modalny, 2 – czujnik przyspieszenia, 3 – system akwizycji danych, 4 – komputer,  
5 – przykładowy badany obiekt



*Rysunek 49. Przykładowy przebieg widmowej funkcji przejścia*

Przykładowy przebieg widmowej funkcji przejścia został zaprezentowany na rysunku 49, gdzie na osi  $x$  umieszczono częstotliwość, natomiast na osi  $y$  amplitudę estymaty funkcji przejścia  $H_1$  (wyrażonej jako iloraz przyspieszenia, jako wielkości wyjściowej oraz siły, jako wielkości wejściowej).



## 9. Badania doświadczalne dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki

Eksperymentalną analizę modalną przeprowadzono dla żeliwnego łoża tokarki, które zaprezentowano na rysunku 50 oraz dla łoża hybrydowego. Realizacja eksperymentu nastąpiła za pomocą programu do analizy modalnej Pulse LabShop. Rodzajem przeprowadzonej analizy była analiza SISO (Single Input Single Output) ze względu na ograniczoną liczbę kanałów akwizycji danych pomiarowych [46].



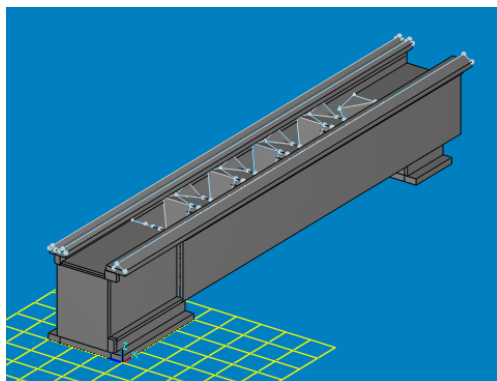
Rysunek 50. Widok rzeczywistego łoża tokarki [46]

Eksperymentalna analiza modalna została przeprowadzona dla trzech kierunków: poprzecznego, wzdłużnego oraz pionowego.

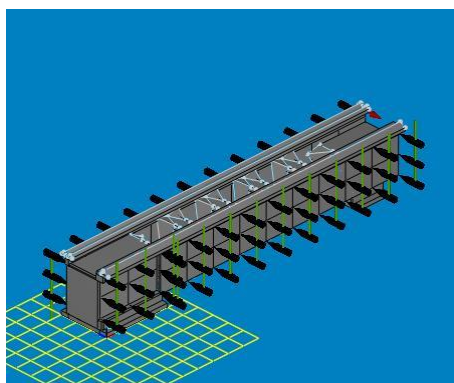
W celu przeprowadzenia eksperymentalnej analizy modalnej należało w każdym przypadku wykonać zestaw następujących czynności:

- a) zamodelować badany element w programie Pulse LabShop. Model geometrii analizowanego korpusu obrabiarki jest wymagany w systemie doświadczalnej analizy modalnej w celu właściwego zaplanowania i przeprowadzenia doświadczeń oraz w celu późniejszego wyznaczenia postaci drgań i ich graficznej prezentacji; widok modelu korpusu w programie Pulse LabShop został przedstawiony na rysunku 51;
- b) zdefiniować punkty na modelu badanego obiektu, w których obiekt wzbudzano za pomocą młotka modalnego; na rysunkach 52, 53 i 54 przedstawiono widoki modelu z siatką wzbudzanych punktów (zielono-czarne symbole młoteczków);
- c) wskazać punkty zamocowania czujnika odpowiedzi; na rysunkach 55, 56 i 57 przedstawiono widoki punktów, w których był zamocowywany czujnik.

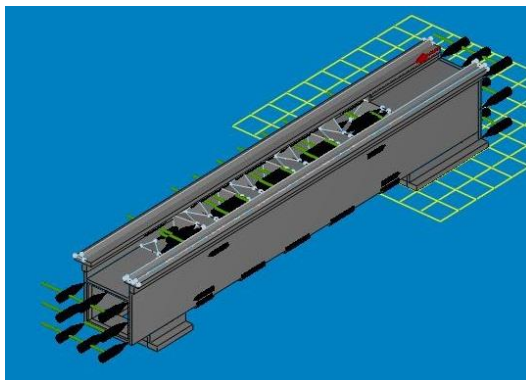




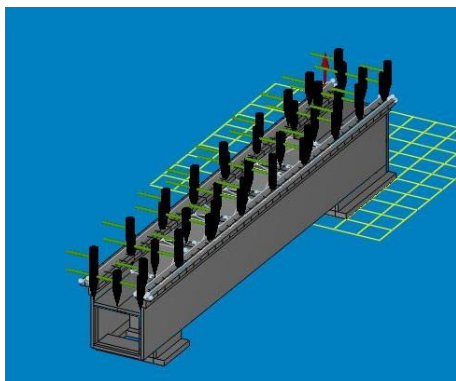
Rysunek 51. Model korpusu w programie Pulse LabShop [46]



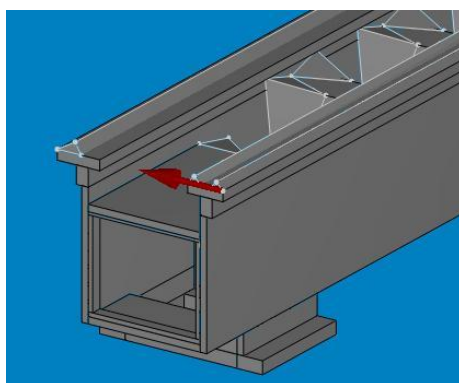
Rysunek 52. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku poprzecznym [46]



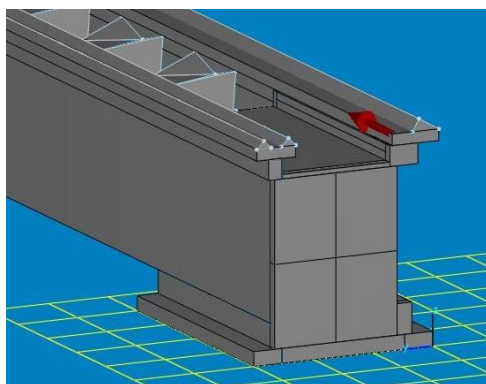
Rysunek 53. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku wzdłużnym



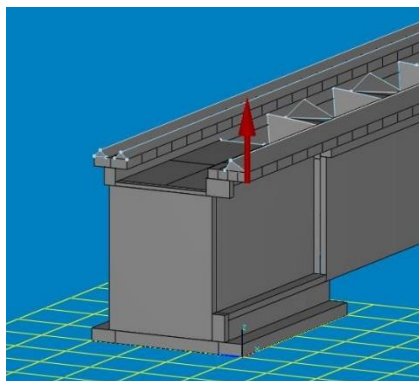
*Rysunek 54. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku pionowym*



*Rysunek 55. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku poprzecznym*



*Rysunek 56. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku wzdłużnym*



*Rysunek 57. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku pionowym*

W przypadku badań korpusów w kierunku poprzecznym do analizy wybrano 75 punktów pomiarowych. W przypadku badań korpusów w kierunku wzdłużnym do analizy wybrano 77 punktów pomiarowych. W przypadku badań korpusów w kierunku pionowym do analizy wybrano 45 punktów pomiarowych. W każdym punkcie wzbudzenia stosowano wymuszenie za pomocą młotka modalnego. Na podstawie pięciokrotnego powtórzenia wzbudzenia, dla każdego punktu pomiarowego wyznaczono funkcję koherencji za pomocą systemu Pulse LabShop. Korpusy zostały przebadane trzykrotnie. Stanowisko pomiarowe przedstawiono na rysunku 58 [45, 46].



*Rysunek 58. Widok stanowiska badawczego [45, 46]*

Wyniki analizy eksperymentalnej zaprezentowano w tabelach 10, 11 i 12.

Tabela 10. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku poprzecznego [Hz]

	Korpus żeliwny				Korpus hybrydowy			
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>F<sub>pop1</sub></b>	43	42	43	<b>42,67</b>	49	50	49	<b>49,33</b>
<b>F<sub>pop2</sub></b>	126	125	127	<b>126,00</b>	173	173	172	<b>172,67</b>
<b>F<sub>pop3</sub></b>	211	212	210	<b>211,00</b>	232	232	231	<b>231,67</b>
<b>F<sub>pop4</sub></b>	367	363	366	<b>365,33</b>	379	380	380	<b>379,67</b>
<b>F<sub>pop5</sub></b>	422	421	422	<b>421,67</b>	453	452	453	<b>452,67</b>
<b>F<sub>pop6</sub></b>	754	758	756	<b>756,00</b>	762	763	764	<b>763,00</b>
<b>F<sub>pop7</sub></b>	910	905	908	<b>907,67</b>	929	928	929	<b>928,67</b>
<b>F<sub>pop8</sub></b>	1182	1183	1182	<b>1182,33</b>	---	---	---	---
<b>F<sub>pop9</sub></b>	1483	1483	1484	<b>1483,33</b>	---	---	---	---
<b>F<sub>pop10</sub></b>	1504	1501	1502	<b>1502,33</b>	---	---	---	---

Tabela 11. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku pionowego [Hz]

	Korpus żeliwny				Korpus hybrydowy			
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>F<sub>pion1</sub></b>	125	125	126	<b>125,33</b>	173	174	173	<b>173,33</b>
<b>F<sub>pion2</sub></b>	322	322	321	<b>321,67</b>	309	308	308	<b>308,33</b>
<b>F<sub>pion3</sub></b>	427	425	427	<b>426,33</b>	454	454	453	<b>453,67</b>
<b>F<sub>pion4</sub></b>	529	529	530	<b>529,33</b>	521	519	521	<b>520,33</b>
<b>F<sub>pion5</sub></b>	728	729	729	<b>728,67</b>	---	---	---	---
<b>F<sub>pion6</sub></b>	974	973	974	<b>973,67</b>	1000	999	1000	<b>999,67</b>

Tabela 12. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku wzdłużnego [Hz]

	Korpus żeliwny				Korpus hybrydowy			
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>F<sub>wzd1</sub></b>	529	528	529	<b>528,67</b>	520	521	521	<b>520,67</b>
<b>F<sub>wzd2</sub></b>	914	914	915	<b>914,33</b>	797	797	801	<b>798,33</b>
<b>F<sub>wzd3</sub></b>	976	975	974	<b>975,00</b>	999	1000	1001	<b>1000,00</b>

W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej w kierunku poprzecznym dla korpusu żeliwnego zidentyfikowano 10 postaci drgań swobodnych, natomiast dla

konstrukcji hybrydowej zidentyfikowano 7 postaci. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej w kierunku pionowym dla korpusu żeliwnego zidentyfikowano 6 postaci drgań swobodnych, natomiast dla konstrukcji hybrydowej zidentyfikowano 5 postaci. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej w kierunku wzdłużnym zarówno dla korpusu żeliwnego jak i hybrydowego zidentyfikowano po 3 postaci drgań swobodnych.

W procesie doświadczalnej analizy modalnej sumarycznie przeprowadzono prawie 6000 testów uderzeniowych. Zarówno w przypadku korpusu żeliwnego, jak i korpusu hybrydowego liczba testów wyniosła 2955.

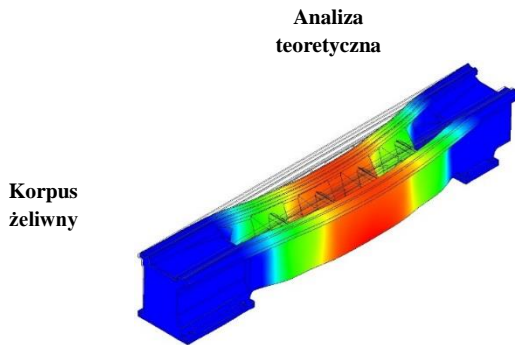
Wartości częstotliwości drgań swobodnych zostały przyporządkowane do odpowiednich postaci ( $F_{pop1} \div F_{pop10}$ ,  $F_{pion1} \div F_{pion6}$ ,  $F_{wzd1} \div F_{wzd3}$ ) na podstawie obserwacji graficznych reprezentacji poszczególnych postaci drgań przedstawionych za pomocą programu Pulse LabShop.

Przeprowadzone pomiary charakteryzują się wysoką powtarzalnością wyników. Empiryczne odchylenie standardowe nie przekracza 3 Hz. Z tego powodu postanowiono poprzestać na trzech kompletnych procedurach pomiarowych.

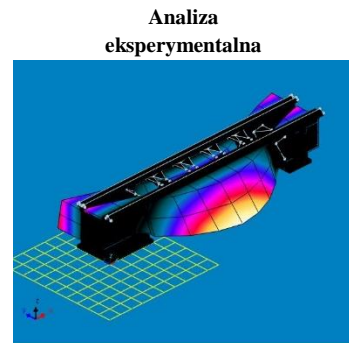
## 10. Porównanie teoretycznych i eksperymentalnych wyników badań dynamicznych właściwości korpusów obrabiarki

W celu porównania teoretycznych i eksperymentalnych właściwości dynamicznych otrzymanych w wyniku przeprowadzonych badań zestawiono ze sobą graficzne reprezentacje analizowanego obiektu otrzymane w procesie teoretycznej analizy modalnej (rysunki po lewej stronie) oraz eksperymentalnej analizy modalnej (rysunki po prawej stronie).

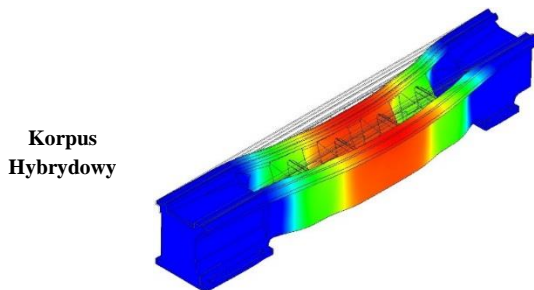
Na rysunkach od 59 do 62 przedstawiono pierwszą charakterystyczną postać drgań korpusu obrabiarki układającą się w jedną półfalę ukierunkowaną poprzecznie. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 189 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 195 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 212 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 232 Hz.



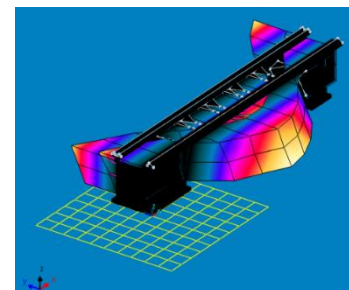
*Rysunek 59. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 189 Hz*



*Rysunek 60. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 212 Hz*

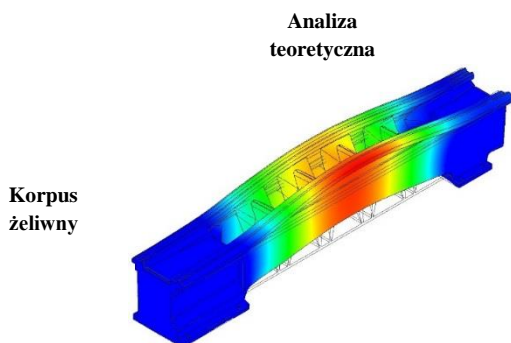


*Rysunek 61. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 195 Hz*

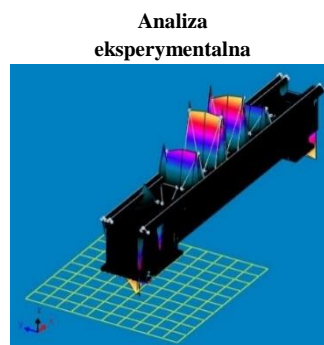


*Rysunek 62. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 232 Hz*

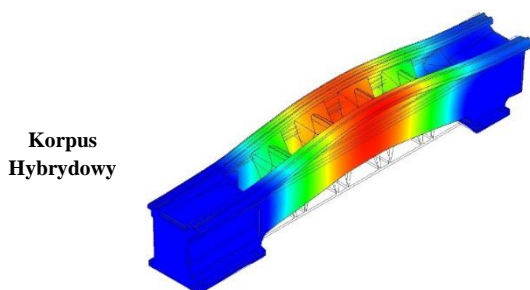
Na rysunkach od 63 do 66 przedstawiono drugą charakterystyczną postać drgań analizowanego łoża układającą się w jedną półfalę ukierunkowaną pionowo. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 364 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 356 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 322 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 308 Hz.



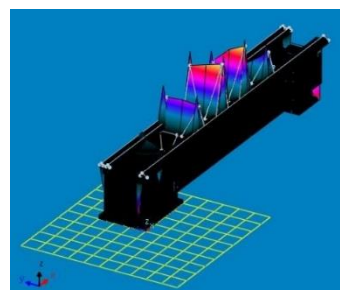
*Rysunek 63. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 364 Hz*



*Rysunek 64. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 322 Hz*

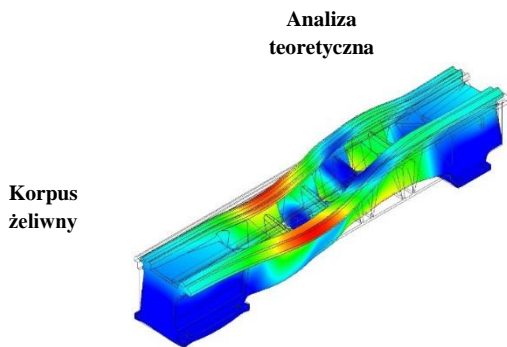


*Rysunek 65. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 356 Hz*

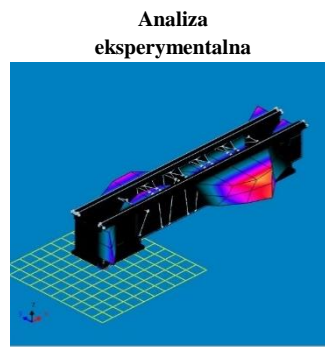


*Rysunek 66. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 308 Hz*

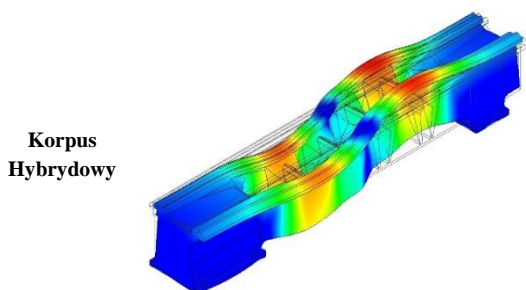
Na rysunkach od 67 do 70 przedstawiono trzecią charakterystyczną postać drgań korpusu układającą się w dwie półfale ukierunkowane poprzecznie. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 393 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 425 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 363 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 453 Hz.



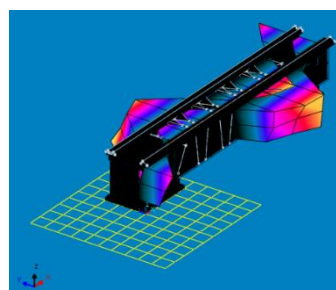
*Rysunek 67. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 393 Hz*



*Rysunek 68. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 363 Hz*



*Rysunek 69. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 425 Hz*



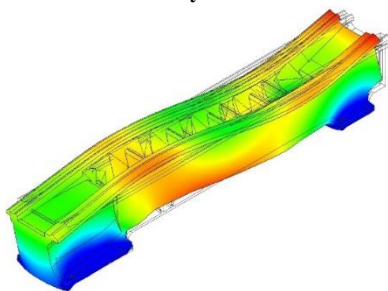
*Rysunek 70. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 453 Hz*

Na rysunkach od 71 do 76 przedstawiono czwartą charakterystyczną postać drgań łoża układającą się w dwie półfale ukierunkowane pionowo i wzdłużnie. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 476 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 473 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 529 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 521 Hz. W przedstawionym przypadku postaci drgań otrzymane w procesie eksperymentalnej analizy modalnej zaprezentowane na rysunkach 72 i 73 oraz 75 i 76 odpowiadają jednej postaci otrzymanej teoretycznie (rysunek 71 oraz 74). Wynika to z faktu, że w przypadku eksperymentalnej analizy modalnej postanowiono badania przeprowadzić w sposób niezależny dla każdego z trzech głównych kierunków: poprzecznego, pionowego i wzdłużnego. W przypadku teoretycznej analizy modalnej takiego rozróżnienia nie trzeba było stosować ze względu na w pełni przestrzenną metodę analizy drgań obiektu metodą elementów skończonych.



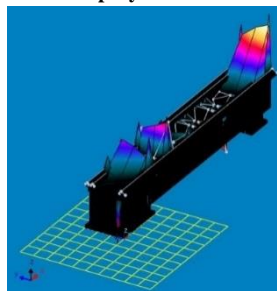
**Korpus  
żeliwny**

**Analiza  
teoretyczna**

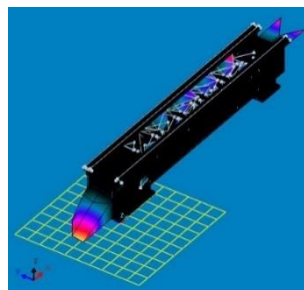


*Rysunek 71. Teoretyczna postać  
drgań swobodnych łoża żeliwnego  
dla częstotliwości 476 Hz*

**Analiza  
eksperymentalna**

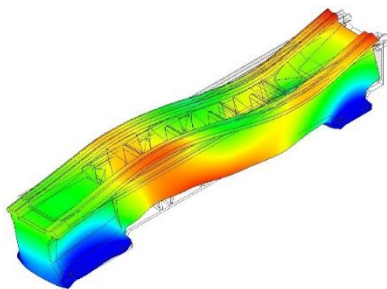


*Rysunek 72. Eksperymentalna postać  
drgań swobodnych łoża żeliwnego  
dla częstotliwości 529 Hz  
(drgania pionowe)*

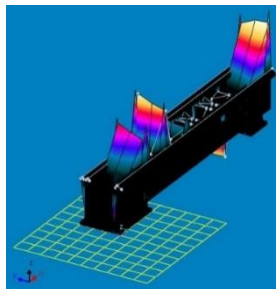


*Rysunek 73. Eksperymentalna postać  
drgań swobodnych łoża żeliwnego  
dla częstotliwości 529 Hz  
(drgania wzdłużne)*

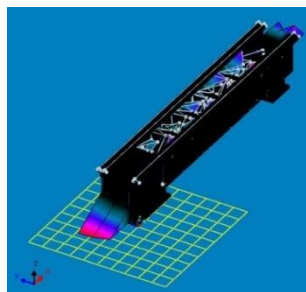
**Korpus  
Hybrydowy**



*Rysunek 74. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 473 Hz*

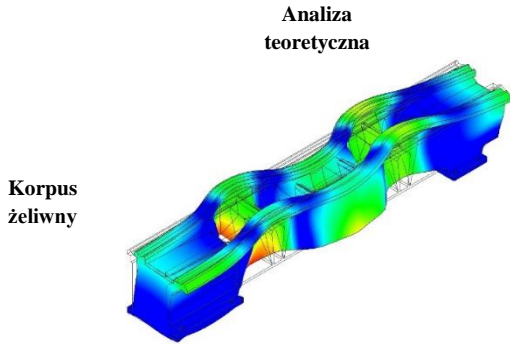


*Rysunek 75. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 521 Hz (drgania pionowe)*

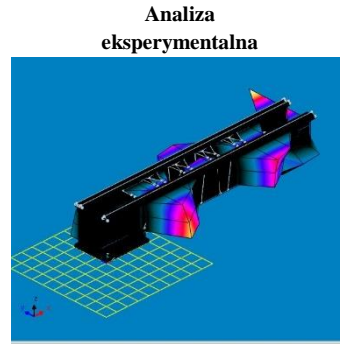


*Rysunek 76. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 521 Hz (drgania wzdłużne)*

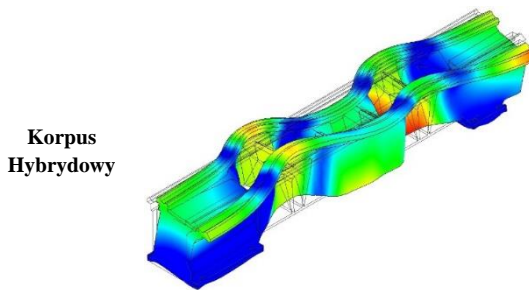
Na rysunkach od 77 do 80 przedstawiono piątą charakterystyczną postać drgań korpusu układającą się w trzy półfale ukierunkowane poprzecznie. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 765 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 782 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 754 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 762 Hz.



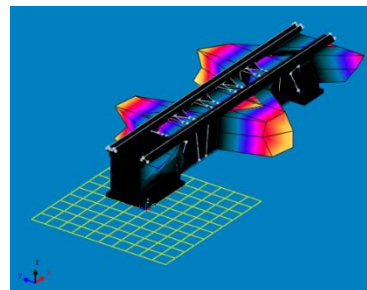
*Rysunek 77. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 765 Hz*



*Rysunek 78. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 754 Hz*



*Rysunek 79. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 782 Hz*

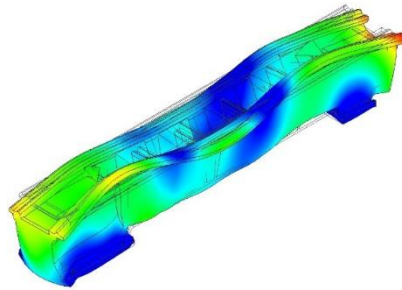


*Rysunek 80. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 762 Hz*

Na rysunkach od 81 do 86 przedstawiono szóstą charakterystyczną postać drgań korpusu obrabiarki układającą się w trzy półfale ukierunkowane pionowo i wzdłużnie. W przypadku teoretycznej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano tę postać drgań swobodnych przy częstotliwości 1136 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 1048 Hz. W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej dla konstrukcji żeliwnej otrzymano 975 Hz, a dla konstrukcji hybrydowej 1000 Hz.

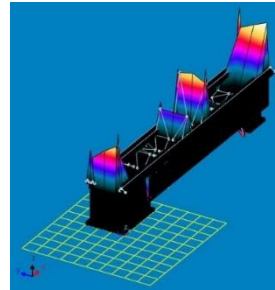
**Korpus  
żeliwny**

**Analiza  
teoretyczna**

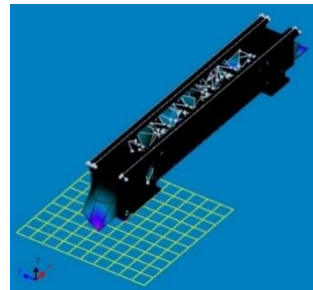


*Rysunek 81. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 1136 Hz*

**Analiza  
eksperymentalna**

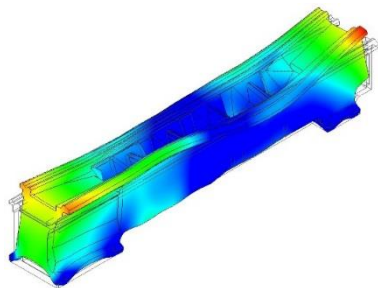


*Rysunek 82. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 975 Hz (drgania pionowe)*

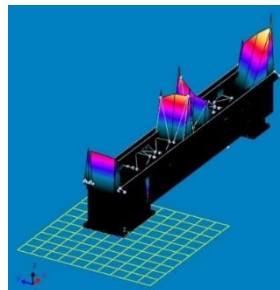


*Rysunek 83. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 975 Hz (drgania wzdłużne)*

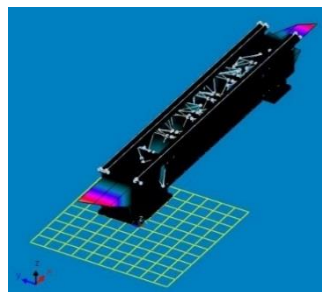
**Korpus  
Hybrydowy**



*Rysunek 84. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1048 Hz*



*Rysunek 85. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1000 Hz (drgania pionowe)*

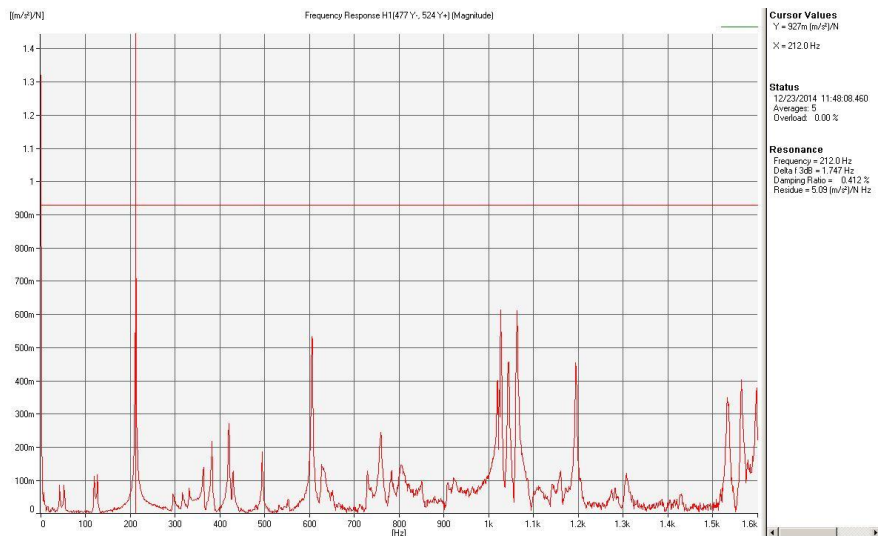


*Rysunek 86. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1000 Hz (drgania wzdłużne)*

Z przeprowadzonego porównania wynika, że nie w każdym przypadku prezentowanych postaci drgań swobodnych nastąpiła poprawa właściwości dynamicznych konstrukcji hybrydowej rozumiana jako podwyższenie częstotliwości modalnej. Dlatego też dla każdej z zaprezentowanych postaci, przy określonej częstotliwości drgań swobodnych, odczytano wartości amplitudy estymaty funkcji przejścia i współczynnika tłumienia drgań z wykresów częstotliwościowej funkcji przejścia punktów pomiarowych, dla których stwierdzono, że występuje największa amplituda. Dla pierwszej charakterystycznej postaci drgań układającej się w jedną półfalę ukierunkowaną poprzecznie był to punkt pomiarowy nr 57. Dla drugiej charakterystycznej postaci układającej się w jedną półfalę ukierunkowaną pionowo był to punkt pomiarowy nr 18. Dla trzeciej charakterystycznej postaci układającej się w dwie półfale ukierunkowane poprzecznie były to punkty pomiarowe nr 27 i 58. Dla czwartej charakterystycznej postaci układającej się w dwie półfale ukierunkowane pionowo i wzdłużnie były to punkty pomiarowe nr 6 i 71 (kierunek wzdłużny) oraz 13 i 28 (kierunek pionowy). Dla piątej charakterystycznej postaci układającej się w trzy półfale ukierunkowane poprzecznie były to punkty pomiarowe nr 18, 54 oraz 64. Dla ostatniej,

szóstej charakterystycznej postaci układającej się w trzy półfale ukierunkowane pionowo i wzdłużnie były to punkty pomiarowe nr 3 i 69 (kierunek wzdłużny) oraz 8, 18 i 33 (kierunek pionowy).

Na rysunku 87 przedstawiono przykładowy przebieg estymaty funkcji przejścia  $H_1$  z wyświetlonymi wartościami parametrów właściwości dynamicznych – częstotliwości drgań swobodnych (Frequency), amplitudy estymaty funkcji przejścia  $H_1$  (Y) oraz współczynnika tłumienia drgań (Damping Ratio).



Rysunek 87. Przykładowy przebieg funkcji przejścia wraz z parametrami właściwości dynamicznych

W tabeli 13 zaprezentowano porównanie wyników wartości amplitud oraz współczynników tłumienia otrzymanych w wybranych punktach pomiarowych dla obu korpusów, gdzie za pomocą symboli oznaczono następujące parametry:

- Fr – częstotliwość drgań swobodnych [Hz],
- A – amplituda estymaty funkcji przejścia  $H_1$  [(mm/s<sup>2</sup>)/N],
- dr – współczynnik tłumienia drgań [%].

Tabela 13. Tabela wartości amplitud i współczynników tłumienia wybranych punktów pomiarowych

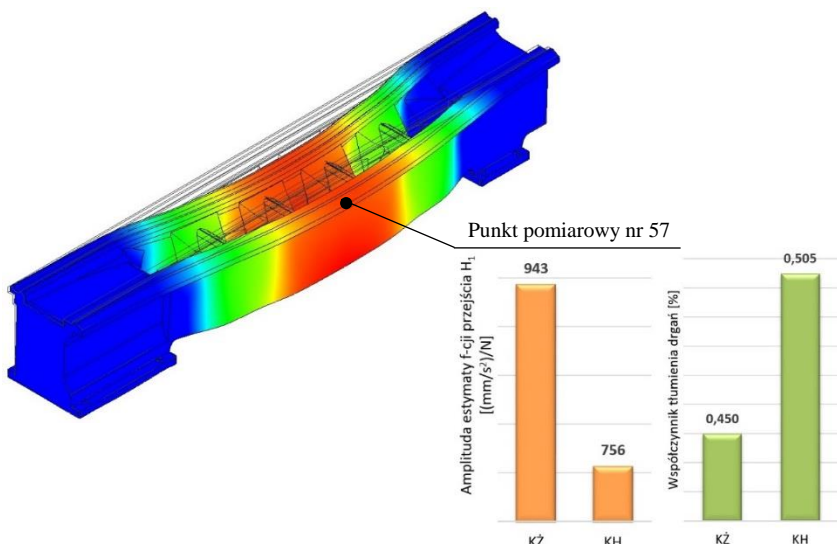
	Korpus żeliwny				Korpus hybrydowy			
	Postać 1							
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 57</b>	Fr = 211 A = 958 dr = 0,487	Fr = 212 A = 927 dr = 0,412	Fr = 210 A = 943 dr = 0,451	<b>Fr = 211,00</b> <b>A = 942,7</b> <b>dr = 0,450</b>	Fr = 232 A = 751 dr = 0,51	Fr = 232 A = 768 dr = 0,491	Fr = 231 A = 749 dr = 0,514	<b>Fr = 231,67</b> <b>A = 756,0</b> <b>dr = 0,505</b>
	Postać 2							
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 18</b>	Fr = 322 A = 350 dr = 0,375	Fr = 322 A = 339 dr = 0,348	Fr = 321 A = 346 dr = 0,362	<b>Fr = 321,67</b> <b>A = 345,0</b> <b>dr = 0,362</b>	Fr = 309 A = 162 dr = 0,532	Fr = 308 A = 163 dr = 0,616	Fr = 308 A = 158 dr = 0,583	<b>Fr = 308,33</b> <b>A = 161,0</b> <b>dr = 0,577</b>
	Postać 3							
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 27</b>	Fr = 367 A = 452 dr = 0,273	Fr = 363 A = 416 dr = 0,238	Fr = 366 A = 448 dr = 0,266	<b>Fr = 365,33</b> <b>A = 438,7</b> <b>dr = 0,259</b>	Fr = 453 A = 390 dr = 0,322	Fr = 452 A = 380 dr = 0,317	Fr = 453 A = 386 dr = 0,32	<b>Fr = 452,67</b> <b>A = 385,3</b> <b>dr = 0,320</b>
<b>Pkt 58</b>	Fr = 367 A = 399 dr = 0,26	Fr = 363 A = 303 dr = 0,239	Fr = 366 A = 383 dr = 0,254	<b>Fr = 365,33</b> <b>A = 361,7</b> <b>dr = 0,251</b>	Fr = 453 A = 243 dr = 0,317	Fr = 452 A = 250 dr = 0,317	Fr = 453 A = 246 dr = 0,319	<b>Fr = 452,67</b> <b>A = 246,3</b> <b>dr = 0,318</b>
	Postać 4							
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 6</b>	Fr = 529 A = 163 dr = 0,222	Fr = 528 A = 158 dr = 0,224	Fr = 529 A = 162 dr = 0,221	<b>Fr = 528,67</b> <b>A = 161,0</b> <b>dr = 0,222</b>	Fr = 520 A = 117 dr = 0,352	Fr = 521 A = 84,9 dr = 0,354	Fr = 521 A = 102 dr = 0,348	<b>Fr = 520,67</b> <b>A = 101,3</b> <b>dr = 0,351</b>
<b>Pkt 71</b>	Fr = 529 A = 114 dr = 0,194	Fr = 528 A = 96,7 dr = 0,184	Fr = 529 A = 116 dr = 0,191	<b>Fr = 528,67</b> <b>A = 108,9</b> <b>dr = 0,190</b>	Fr = 520 A = 111 dr = 0,292	Fr = 521 A = 103 dr = 0,34	Fr = 521 A = 90,9 dr = 0,315	<b>Fr = 520,67</b> <b>A = 101,6</b> <b>dr = 0,316</b>
<b>Pkt 13</b>	Fr = 529 A = 459 dr = 0,216	Fr = 529 A = 469 dr = 0,238	Fr = 530 A = 463 dr = 0,228	<b>Fr = 529,33</b> <b>A = 463,7</b> <b>dr = 0,227</b>	Fr = 521 A = 185 dr = 0,279	Fr = 519 A = 197 dr = 0,28	Fr = 521 A = 193 dr = 0,286	<b>Fr = 520,33</b> <b>A = 191,7</b> <b>dr = 0,282</b>
<b>Pkt 28</b>	Fr = 529 A = 412 dr = 0,212	Fr = 529 A = 424 dr = 0,217	Fr = 530 A = 418 dr = 0,215	<b>Fr = 529,33</b> <b>A = 418,0</b> <b>dr = 0,215</b>	Fr = 521 A = 191 dr = 0,271	Fr = 519 A = 195 dr = 0,291	Fr = 521 A = 192 dr = 0,285	<b>Fr = 520,33</b> <b>A = 192,7</b> <b>dr = 0,282</b>
	Postać 5							
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 18</b>	Fr = 754 A = 603 dr = 0,296	Fr = 758 A = 562 dr = 0,304	Fr = 756 A = 594 dr = 0,299	<b>Fr = 756,00</b> <b>A = 586,3</b> <b>dr = 0,300</b>	Fr = 762 A = 409 dr = 0,41	Fr = 763 A = 415 dr = 0,388	Fr = 764 A = 423 dr = 0,402	<b>Fr = 763,00</b> <b>A = 415,7</b> <b>dr = 0,400</b>
<b>Pkt 51</b>	Fr = 754 A = 772 dr = 0,298	Fr = 758 A = 670 dr = 0,32	Fr = 756 A = 726 dr = 0,313	<b>Fr = 756,00</b> <b>A = 722,7</b> <b>dr = 0,310</b>	Fr = 762 A = 423 dr = 0,44	Fr = 763 A = 407 dr = 0,415	Fr = 764 A = 415 dr = 0,423	<b>Fr = 763,00</b> <b>A = 415,0</b> <b>dr = 0,426</b>
<b>Pkt 64</b>	Fr = 754 A = 566 dr = 0,274	Fr = 758 A = 506 dr = 0,311	Fr = 756 A = 544 dr = 0,301	<b>Fr = 756,00</b> <b>A = 538,7</b> <b>dr = 0,295</b>	Fr = 762 A = 373 dr = 0,405	Fr = 763 A = 371 dr = 0,429	Fr = 764 A = 381 dr = 0,417	<b>Fr = 763,00</b> <b>A = 365,0</b> <b>dr = 0,417</b>

Postać 6								
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Średnia
<b>Pkt 3</b>	Fr = 976 A = 181 dr = 0,202	Fr = 975 A = 203 dr = 0,211	Fr = 974 A = 193 dr = 0,209	<b>Fr = 975,00</b> <b>A = 192,3</b> <b>dr = 0,207</b>	Fr = 999 A = 154 dr = 0,342	Fr = 1000 A = 155 dr = 0,386	Fr = 1001 A = 152 dr = 0,362	<b>Fr = 1000,00</b> <b>A = 153,7</b> <b>dr = 0,363</b>
<b>Pkt 69</b>	Fr = 976 A = 136 dr = 0,24	Fr = 975 A = 146 dr = 0,279	Fr = 974 A = 138 dr = 0,258	<b>Fr = 975,00</b> <b>A = 140,0</b> <b>dr = 0,259</b>	Fr = 999 A = 91,2 dr = 0,322	Fr = 1000 A = 88,6 dr = 0,346	Fr = 1001 A = 84,9 dr = 0,352	<b>Fr = 1000,00</b> <b>A = 88,2</b> <b>dr = 0,340</b>
<b>Pkt 8</b>	Fr = 974 A = 312 dr = 0,247	Fr = 973 A = 318 dr = 0,175	Fr = 974 A = 313 dr = 0,232	<b>Fr = 973,67</b> <b>A = 314,3</b> <b>dr = 0,218</b>	Fr = 1000 A = 184 dr = 0,297	Fr = 999 A = 167 dr = 0,364	Fr = 1000 A = 174 dr = 0,335	<b>Fr = 999,67</b> <b>A = 175,0</b> <b>dr = 0,332</b>
<b>Pkt 18</b>	Fr = 974 A = 339 dr = 0,277	Fr = 973 A = 379 dr = 0,22	Fr = 974 A = 352 dr = 0,241	<b>Fr = 973,67</b> <b>A = 356,7</b> <b>dr = 0,246</b>	Fr = 1000 A = 202 dr = 0,338	Fr = 999 A = 189 dr = 0,37	Fr = 1000 A = 169 dr = 0,356	<b>Fr = 999,67</b> <b>A = 186,7</b> <b>dr = 0,355</b>
<b>Pkt 33</b>	Fr = 974 A = 307 dr = 0,293	Fr = 973 A = 345 dr = 0,229	Fr = 974 A = 333 dr = 0,267	<b>Fr = 973,67</b> <b>A = 328,3</b> <b>dr = 0,263</b>	Fr = 1000 A = 180 dr = 0,341	Fr = 999 A = 170 dr = 0,371	Fr = 1000 A = 171 dr = 0,329	<b>Fr = 999,67</b> <b>A = 173,7</b> <b>dr = 0,347</b>

W celu lepszego zwizualizowania otrzymanych wyników poniżej zamieszczono rysunki kolejnych postaci drgań swobodnych z zaznaczonymi punktami pomiarowymi, z których były odczytywane wartości częstotliwości drgań, amplitudy estymaty funkcji przejścia oraz współczynnika tłumienia. Dodatkowo na rysunkach umieszczono wykresy amplitudy oraz współczynnika tłumienia drgań w celu zobrazowania zmian właściwości dynamicznych.

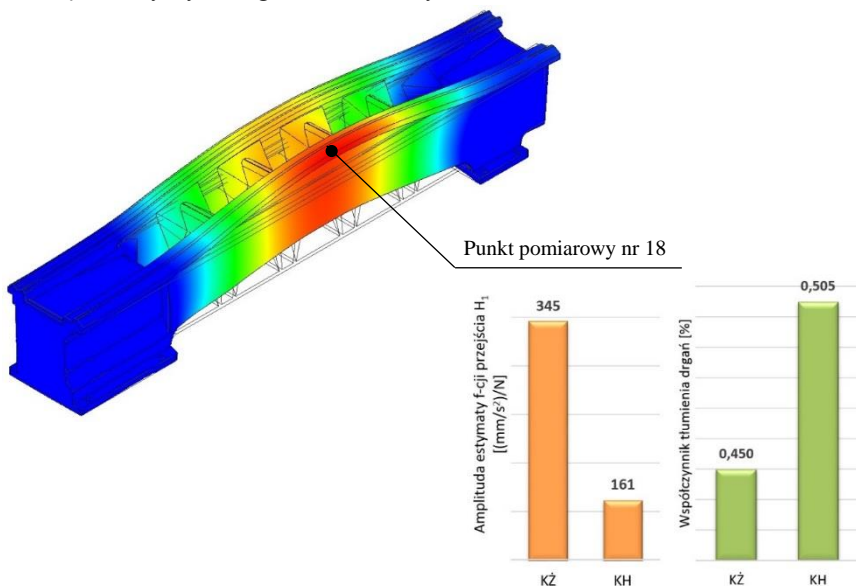
Na rysunku 88 przedstawiono pierwszą postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 211 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 232 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania żeliwnego wyniosła 943 (mm/s<sup>2</sup>)/N, natomiast w przypadku korpusu hybrydowego wartość ta ukształtowała się na poziomie 756 (mm/s<sup>2</sup>)/N. Wartość współczynnika tłumienia drgań dla korpusu żeliwnego osiągnęła 0,450%, a dla rozwiązania hybrydowego wartość ta wyniosła 0,505%.





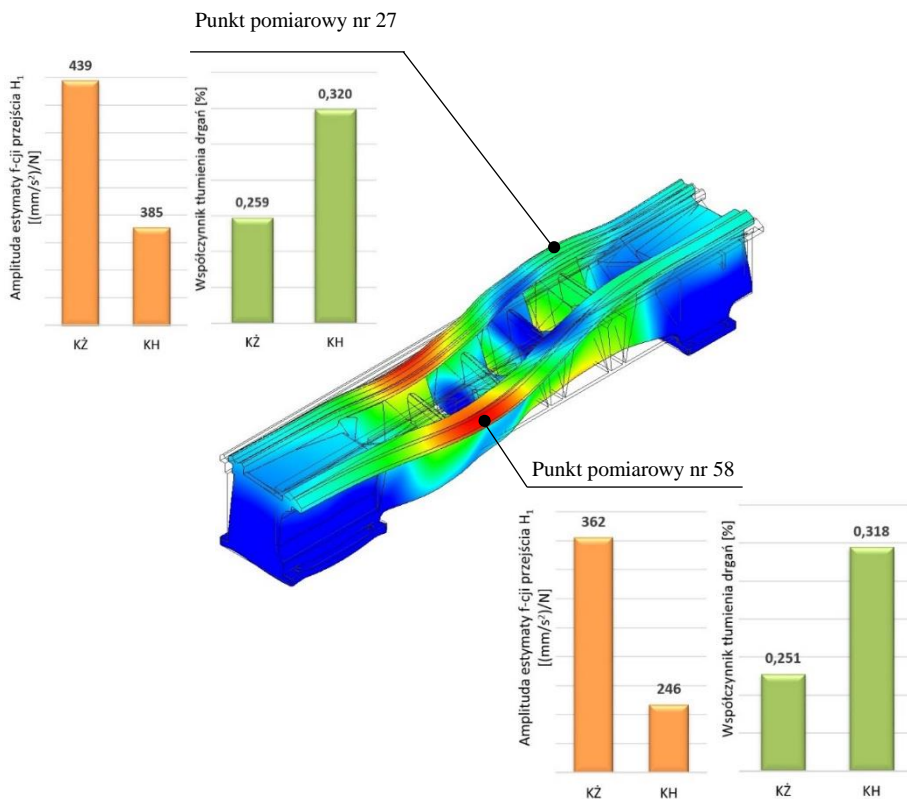
Rysunek 88. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla pierwszej postaci drgań

Na rysunku 89 przedstawiono drugą postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 322 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 308 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania żeliwnego wyniosła 345 (mm/s<sup>2</sup>)/N, natomiast w przypadku korpusu hybrydowego wartość ta ukształtowała się na poziomie 161 (mm/s<sup>2</sup>)/N. Wartość współczynnika tłumienia drgań dla korpusu żeliwnego osiągnęła 0,362%, a dla rozwiązania hybrydowego wartość ta wyniosła 0,577%.



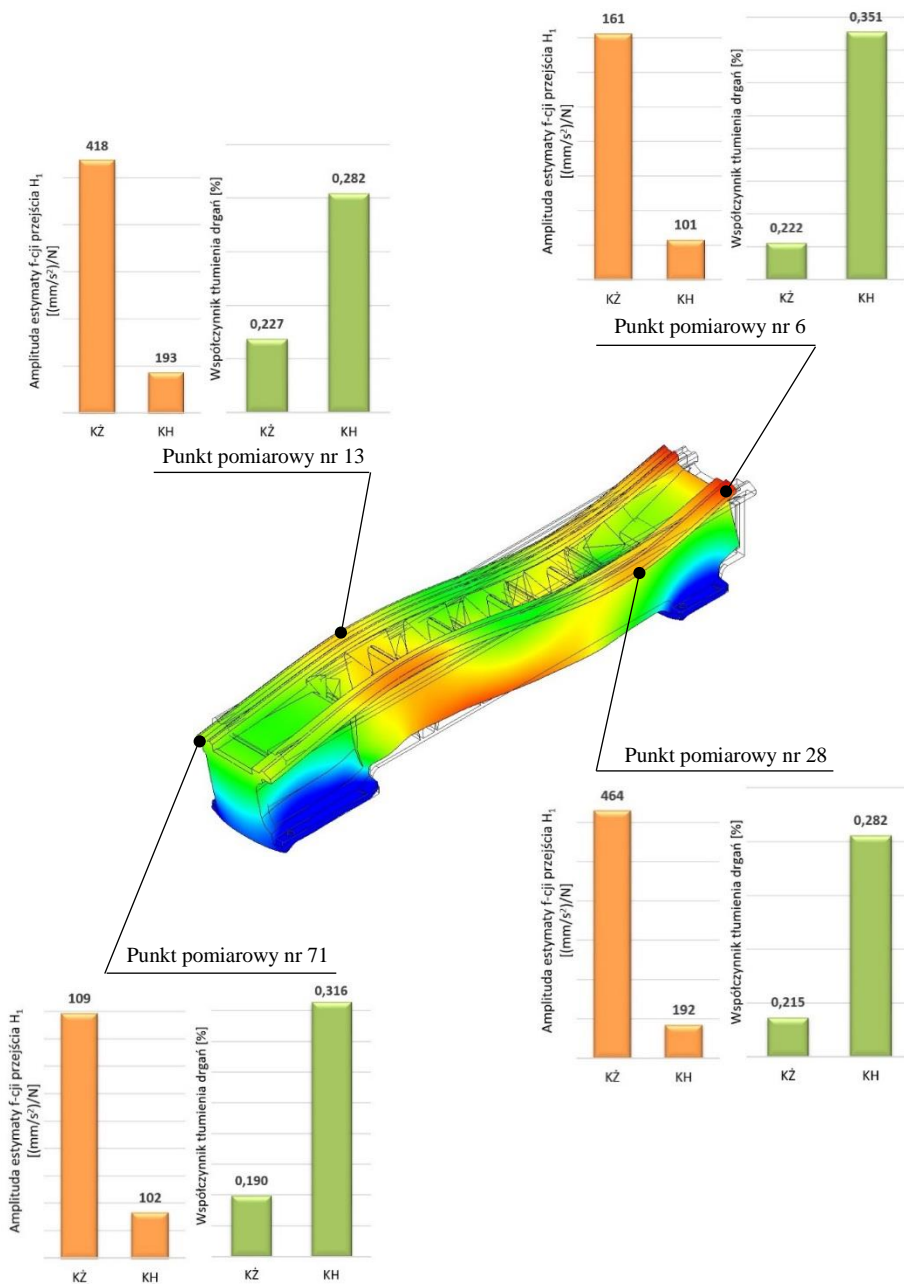
Rysunek 89. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla drugiej postaci drgań

Na rysunku 90 przedstawiono trzecią postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 365 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 453 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania hybrydowego w przypadku obu punktów pomiarowych była niższa niż w przypadku korpusu żeliwnego. Wartość współczynnika tłumienia drgań dla rozwiązania hybrydowego podwyższyła się w porównaniu z tradycyjną konstrukcją żeliwną.



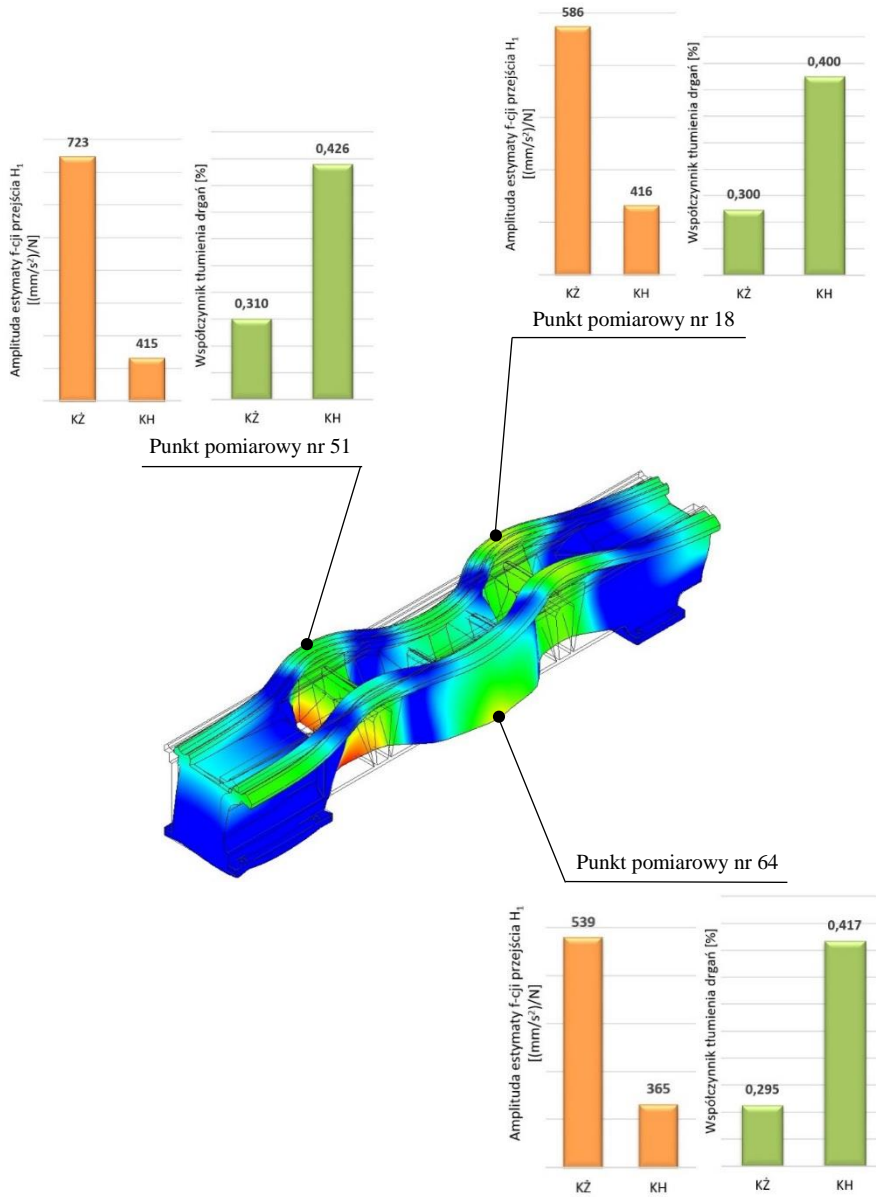
Rysunek 90. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla trzeciej postaci drgań

Na rysunku 91 przedstawiono czwartą postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 529 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 521 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania hybrydowego w przypadku wszystkich czterech punktów pomiarowych była niższa niż w przypadku korpusu żeliwnego. Wartość współczynnika tłumienia drgań dla rozwiązania hybrydowego podwyższyła się w porównaniu z tradycyjną konstrukcją żeliwną.



Rysunek 91. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla czwartej postaci drgań

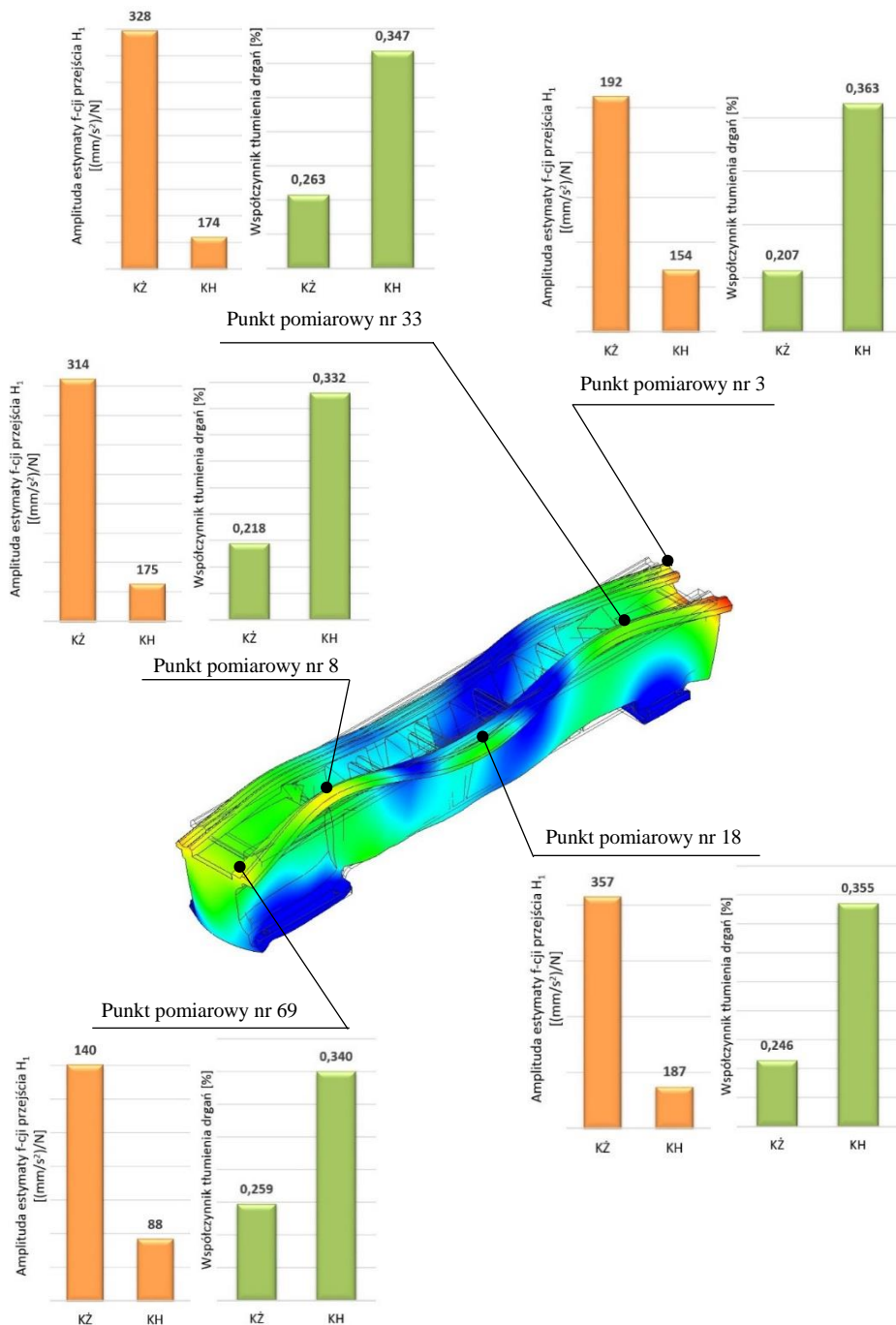
Na rysunku 92 przedstawiono piątą postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 756 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 763 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania hybrydowego w przypadku wszystkich trzech punktów pomiarowych była niższa niż w przypadku korpusu żeliwnego. Wartość współczynnika tłumienia drgań dla rozwiązania hybrydowego podwyższyła się w porównaniu z tradycyjną konstrukcją żeliwną.



Rysunek 92. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla piątej postaci drgań

Na rysunku 93 przedstawiono szóstą postać drgań swobodnych. W przypadku korpusu żeliwnego postać ta występowała przy częstotliwości 974 Hz, natomiast dla konstrukcji hybrydowej było to 1000 Hz. Wartość amplitudy estymaty funkcji przejścia dla rozwiązania hybrydowego w przypadku wszystkich pięciu punktów pomiarowych była niższa niż w przypadku korpusu żeliwnego. Wartość współczynnika tłumienia drgań

dla rozwiązania hybrydowego podwyższyła się w porównaniu z tradycyjną konstrukcją żeliwną.



Rysunek 93. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla szóstej postaci drgań

Jak wynika z powyższej tabeli oraz zamieszczonych rysunków wraz z wykresami, pomimo obniżenia się, w niektórych przypadkach, częstotliwości drgań swobodnych konstrukcji hybrydowej w porównaniu z korpusem żeliwnym nastąpiła poprawa właściwości dynamicznych. Można to stwierdzić na podstawie malejącej wartości amplitudy estymaty funkcji przejścia  $H_1$  oraz rosnącego współczynnika tłumienia drgań w przypadku korpusu hybrydowego w porównaniu z korpusem żeliwnym [45, 47]. Na stwierdzone powyżej efekty dynamiczne bezpośredni wpływ ma zastosowanie odlewu mineralnego jako materiału konstrukcyjnego. Właściwości tego materiału połączonego z żelazem zastosowanym do konstrukcji korpusu wpływają na poprawę dynamicznych właściwości łoża obrabiarki wykonanego jako element hybrydowy (żeliwno-mineralny). W celu stwierdzenia czy konstrukcja hybrydowa usztywniła się dzięki zastosowaniu wypełnienia mineralnego przeprowadzono również doświadczalne badania statyczne obu korpusów, które zostały opisane w następnym rozdziale.



## 11. Badania doświadczalne statycznych właściwości korpusów obrabiarki

Przeprowadzono doświadczalne badania właściwości statycznych korpusów obrabiarki w celu określenia wytrzymałości statycznej korpusu hybrydowego, w którym zastosowano wypełnienie wolnych przestrzeni materiałem odlewu mineralnego, w porównaniu do korpusu żeliwnego.

Dobór wartości obciążenia został poprzedzony wstępnymi obliczeniami analitycznymi. Na podstawie tych obliczeń ustalono jakie wartości obciążeń statycznych będą wystarczające do wyznaczenia odkształceń za pomocą posiadanych zestawów pomiarowych. Ze wstępnych obliczeń wynikało, że obciążenie nie powinno być mniejsze niż 50 N, aby odkształcenie korpusu osiągnęło wartość ponad 1  $\mu\text{m}$ .

Badania zostały przeprowadzone dla dwóch wartości obciążenia statycznego. Wartości sił zostały dobrane według obliczeń analitycznych oraz na podstawie posiadanych obciążników do przeprowadzenia eksperymentalnych badań statycznych.

Za pomocą wagi szalowej firmy SI „Rozwój” w Rawiczu (o numerze 15878) dokonano zważenia dwóch obciążników. Pierwszy z nich ważył 1550 N, natomiast drugi 600 N. Na rysunku 94 przedstawiono widok podczas ważenia większego z obciążników.



Rysunek 94. Widok podczas ważenia większego obciążnika

Następnie każdy z korpusów obrabiarki został obciążony odpowiednio siłą 600 N oraz 1550 N. Każda z prób została powtórzona 10-krotnie. Na rysunkach 95 i 96 przedstawiono widoki korpusów podczas obciążania.



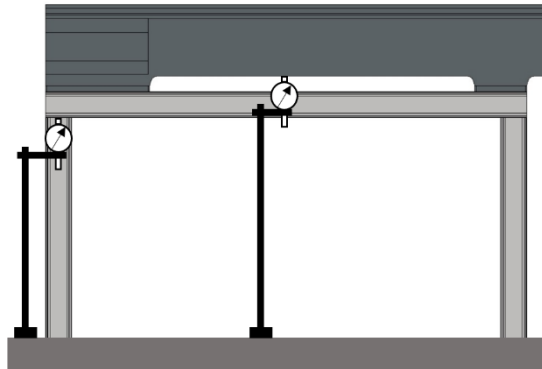


Rysunek 95. Widok obciążania konstrukcji siłą 600 N



Rysunek 96. Widok obciążania konstrukcji siłą 1550 N

Do odczytu wartości ugięć użyto dwóch czujników zegarowych, elektronicznych DIGICO 705 MI firmy TESA. Zakres pomiarowy tych czujników to 12,5 mm, rozdzielczość 0,001 mm, a nacisk pomiarowy zaczyna się przy wartości  $< 2$  N. Czujniki zostały zamontowane odpowiednio jeden bezpośrednio pod korpusem, drugi w miejscu podparcia korpusu na ramie. Na rysunku 97 przedstawiono schemat zamontowania obu czujników.



Rysunek 97. Schemat zamontowania czujników odkształceń

W tabelach 14 oraz 15 przedstawiono wyniki doświadczalnych badań odkształceń podczas obciążania korpusu żeliwnego, natomiast w tabelach 16 i 17 przedstawiono wyniki takich badań korpusu hybrydowego. Poszczególne odkształcenia zostały wyliczone za pomocą następujących wzorów:

$$f_R = f_{R1} - f_{R0} \quad (13)$$

gdzie:  $f_R$  – odkształcenie ramy korpusu [ $\mu\text{m}$ ],

$f_{R1}$  – odkształcenie ramy korpusu z obciążeniem [ $\mu\text{m}$ ],

$f_{R0}$  – odkształcenie ramy korpusu bez obciążenia [ $\mu\text{m}$ ];

$$f_K = f_{K1} - f_{K0} \quad (14)$$

gdzie:  $f_K$  – odkształcenie korpusu [ $\mu\text{m}$ ],

$f_{K1}$  – odkształcenie korpusu z obciążeniem [ $\mu\text{m}$ ],

$f_{K0}$  – odkształcenie korpusu bez obciążenia [ $\mu\text{m}$ ];

$$f = f_R - f_K \quad (15)$$

gdzie:  $f$  – rzeczywiste odkształcenie [ $\mu\text{m}$ ].

Otrzymane wyniki zostały opracowane za pomocą statystyki matematycznej, korzystając ze wzorów (1÷4) oraz (6). Ponadto zostały zastosowane dodatkowe wielkości wyliczane w następujący sposób:

- niepewność pomiaru typu B, określana następującym wzorem:

$$u_B(x) = \frac{\Delta_{gr}(x)}{\sqrt{3}} \quad (16)$$

gdzie:  $\Delta_{gr}(x)$  – błąd graniczny przyrządu cyfrowego;

- złożona niepewność standardowa, określona następującym wzorem:

$$u_C(x) = \sqrt{u_A(x)^2 + u_B(x)^2} \quad (17)$$

Jak wynika z tabel 14, 15, 16 i 17 wartości poszczególnych odkształceń w kolejnych doświadczeniach różnią się od siebie. Stopień zróżnicowania wyników odzwierciedla współczynnik zmienności. Na rysunkach od 98 do 101 zaprezentowano wykresy wartości odkształcenia poszczególnych doświadczeń. Za pomocą pionowych słupków przedstawiono wyniki poszczególnych pomiarów. Pogrubiona linia pozioma reprezentuje wartość średnią, natomiast półprzezroczysty pasek przedstawia empiryczne odchylenie standardowe.

Tabela 14. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 600 N dla korpusu żeliwnego

Korpus żeliwny									
Obciążenie 600 N									
Lp.	$f_{R0}$ [μm]	$f_{R1}$ [μm]	$f_R$ [μm]		$f_{K0}$ [μm]	$f_{K1}$ [μm]	$f_K$ [μm]		$f = f_R - f_K$ [μm]
1	-1	61	62		1	41	40		22
2	2	67	65		5	45	40		25
3	2	66	64		5	46	41		23
4	0	63	63		4	43	39		24
5	0	65	65		4	42	38		27
6	0	63	63		3	43	40		23
7	-1	64	65		4	44	40		25
8	3	73	70		3	47	44		26
9	8	74	66		6	45	39		27
10	6	72	66		4	46	42		24
Wartość średnia [μm]									25
Wariancja [μm <sup>2</sup> ]									3
Empiryczne odchylenie standardowe [μm]									2
Niepewność pomiaru typu A [μm]									0,5
Niepewność pomiaru typu B [μm]									2
Złożona niepewność standardowa [μm]									3
Współczynnik zmienności [%]									7

Tabela 15. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 1550 N dla korpusu żeliwnego

Korpus żeliwny									
Obciążenie 1550 N									
Lp.	$f_{R0}$ [μm]	$f_{R1}$ [μm]	$f_R$ [μm]		$f_{K0}$ [μm]	$f_{K1}$ [μm]	$f_K$ [μm]		$f = f_R - f_K$ [μm]
1	0	162	162		0	112	112		50
2	3	163	160		3	112	109		51
3	3	161	158		3	112	109		49
4	3	162	159		4	112	108		51
5	3	168	165		4	114	110		55
6	6	168	162		7	115	108		54
7	7	166	159		5	114	109		50
8	7	169	162		5	115	110		52
9	5	165	160		5	113	108		52
10	4	161	157		4	112	108		49
Wartość średnia [μm]									51
Wariancja [μm <sup>2</sup> ]									4
Empiryczne odchylenie standardowe [μm]									2
Niepewność pomiaru typu A [μm]									0,6
Niepewność pomiaru typu B [μm]									2
Złożona niepewność standardowa [μm]									3
Współczynnik zmienności [%]									4

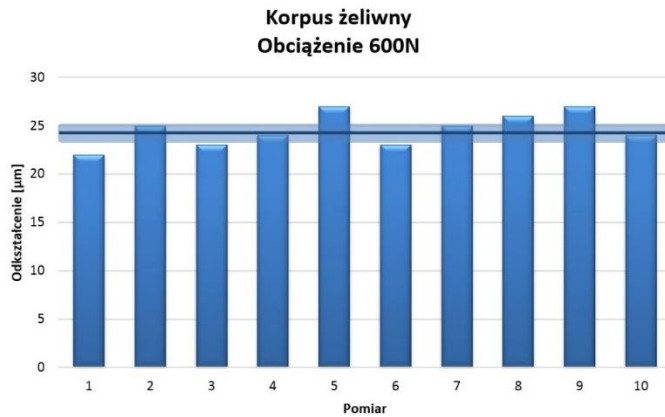
Tabela 16. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 600 N dla korpusu hybrydowego

Korpus hybrydowy								
Obciążenie 600 N								
Lp.	$f_{R0}$ [μm]	$f_{R1}$ [μm]	$f_R$ [μm]		$f_{K0}$ [μm]	$f_{K1}$ [μm]	$f_K$ [μm]	$f = f_R - f_K$ [μm]
1	3	57	54		3	38	35	19
2	5	56	51		5	38	33	18
3	5	56	51		5	37	32	19
4	5	56	51		5	39	34	17
5	5	56	51		5	38	33	18
6	5	59	54		5	40	35	19
7	4	58	54		4	40	36	18
8	5	57	52		5	39	34	18
9	4	57	53		3	39	36	17
10	4	57	53		4	38	34	19
Wartość średnia [μm]								18
Wariancja [μm <sup>2</sup> ]								1
Empiryczne odchylenie standardowe [μm]								1
Niepewność pomiaru typu A [μm]								0,3
Niepewność pomiaru typu B [μm]								2
Złożona niepewność standardowa [μm]								3
Współczynnik zmienności [%]								4

Tabela 17. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 1550 N dla korpusu hybrydowego

Korpus hybrydowy								
Obciążenie 1550 N								
Lp.	$f_{R0}$ [μm]	$f_{R1}$ [μm]	$f_R$ [μm]		$f_{K0}$ [μm]	$f_{K1}$ [μm]	$f_K$ [μm]	$f = f_R - f_K$ [μm]
1	-1	150	151		3	110	107	44
2	1	148	147		5	106	101	46
3	5	153	148		1	101	100	48
4	5	148	143		5	103	98	45
5	5	155	150		4	105	101	49
6	5	153	148		2	107	105	43
7	0	151	151		1	105	104	47
8	2	150	148		2	105	103	45
9	3	147	144		3	104	101	43
10	5	152	147		5	106	101	46
Wartość średnia [μm]								46
Wariancja [μm <sup>2</sup> ]								4
Empiryczne odchylenie standardowe [μm]								2
Niepewność pomiaru typu A [μm]								0,6
Niepewność pomiaru typu B [μm]								2
Złożona niepewność standardowa [μm]								3
Współczynnik zmienności [%]								4

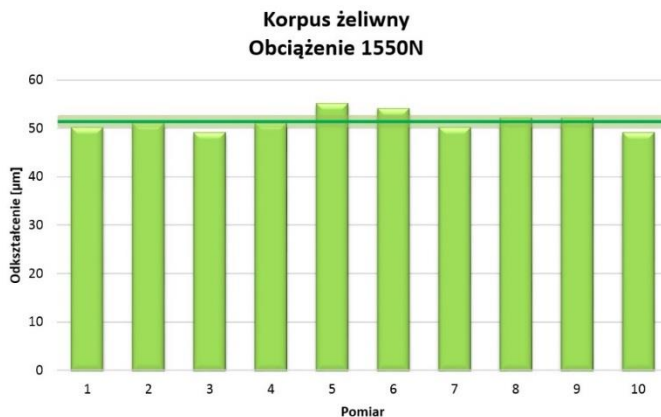
Na rysunku 98 przedstawiono wykres prezentujący wyniki kolejnych doświadczeń podczas badań statycznych w przypadku korpusu żeliwnego obciążonego siłą 600 N.



Rysunek 98. Wyniki badań statycznych korpusu żeliwnego obciążonego siłą 600 N

Na podstawie przeprowadzonych badań określono, że wartość średnia odkształcenia korpusu żeliwnego obciążonego siłą 600 N wynosi 25 μm, natomiast empiryczne odchylenie standardowe 2 μm. Niepewność pomiaru typu A została ustalona na poziomie 0,5 μm, niepewność pomiaru typu B na poziomie 2 μm, natomiast złożona niepewność standardowa wyniosła 3 μm. W tym przypadku współczynnik zmienności osiągnął wartość 7%.

Na rysunku 99 zaprezentowano wyniki kolejnych eksperymentów podczas badań statycznych dla korpusu żeliwnego obciążonego siłą 1550 N.

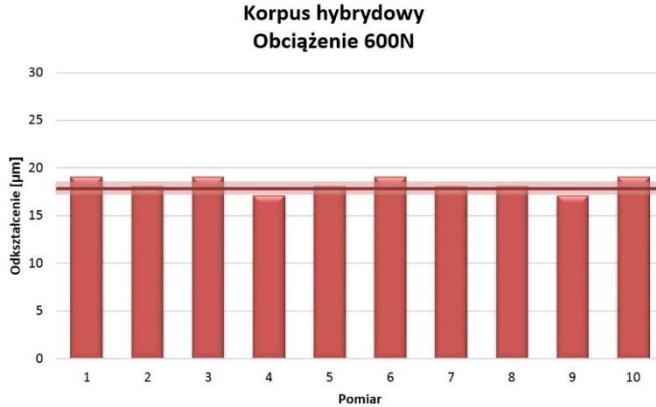


Rysunek 99. Wyniki badań statycznych korpusu żeliwnego obciążonego siłą 1550 N

W tym przypadku uzyskano wartość średnią równą 51 μm, natomiast empiryczne odchylenie standardowe wynosi 2 μm. Niepewność pomiaru typu A została ustalona na poziomie 0,6 μm, niepewność pomiaru typu B na poziomie 2 μm, natomiast złożona

niepewność standardowa wyniosła 3  $\mu\text{m}$ . W tym przypadku współczynnik zmienności osiągnął wartość 4%.

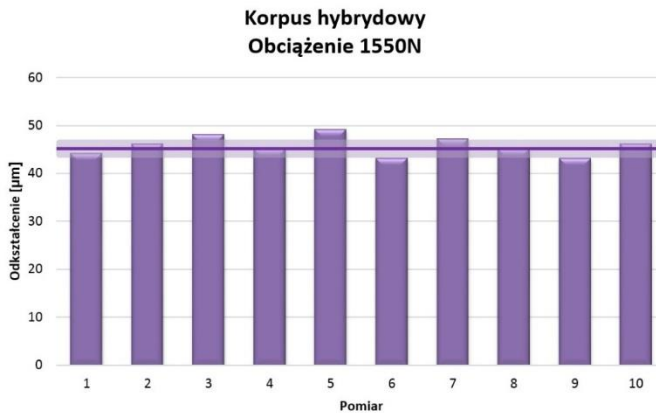
Na kolejnym rysunku (rys. 100) przedstawiono wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 600 N.



Rysunek 100. Wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 600 N

Wartość średnia ugięcia w tym przypadku wynosi 18  $\mu\text{m}$ , a empiryczne odchylenie standardowe osiągnęło wartość 1  $\mu\text{m}$ . Niepewność pomiaru typu A została ustalona na poziomie 0,3  $\mu\text{m}$ , niepewność pomiaru typu B na poziomie 2  $\mu\text{m}$ , natomiast złożona niepewność standardowa wyniosła 3  $\mu\text{m}$ . W tym przypadku współczynnik zmienności osiągnął wartość 4%.

Na rysunku 101 przedstawiono wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 1550 N.



Rysunek 101. Wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 1550 N

W tym przypadku wartość średnia uzyskana podczas badań wynosi 46  $\mu\text{m}$ , natomiast empiryczne odchylenie standardowe osiągnęło wartość 2  $\mu\text{m}$ . Niepewność pomiaru typu A została ustalona na poziomie 0,6  $\mu\text{m}$ , niepewność pomiaru typu B na poziomie 2  $\mu\text{m}$ ,

natomiast złożona niepewność standardowa wyniosła 3  $\mu\text{m}$ . W tym przypadku współczynnik zmienności osiągnął wartość 4%.

Na podstawie doświadczalnie otrzymanych wyników badań statycznych można jednoznacznie stwierdzić, że korpus hybrydowy jest konstrukcją sztywniejszą w porównaniu z korpusem żeliwnym, gdyż odkształcenia pod wpływem obciążeń są mniejsze.

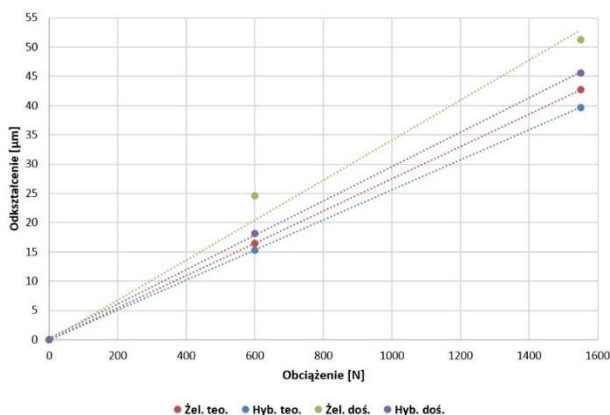
## 12. Porównanie teoretycznych i eksperymentalnych wyników badań statycznych właściwości korpusów obrabiarki

W tabeli 18 zestawiono ze sobą wyniki teoretycznych i doświadczalnych badań sztywności korpusów.

Tabela 18. Zestawienie wyników statycznych badań sztywności korpusów

	Korpus żeliwny		Korpus hybrydowy	
	Obciążenie 600 N	Obciążenie 1550 N	Obciążenie 600 N	Obciążenie 1550 N
<b>Badania teoretyczne</b>	17 $\mu\text{m}$	43 $\mu\text{m}$	15 $\mu\text{m}$	40 $\mu\text{m}$
<b>Badania doświadczalne</b>	25 $\mu\text{m}$	51 $\mu\text{m}$	18 $\mu\text{m}$	46 $\mu\text{m}$

Jak wynika z przeprowadzonych teoretycznych i doświadczalnych statycznych badań sztywności korpusów w przypadku korpusu hybrydowego zaobserwowano spadek wartości odkształcenia zarówno w przypadku obciążenia 600 N jak i 1550 N w porównaniu z korpusem żeliwnym. Wyniki zaprezentowane w tabeli zostały przedstawione graficznie na rysunku 102, gdzie za pomocą koloru: czerwonego zaznaczono wyniki dla korpusu żeliwnego otrzymane za pomocą analizy teoretycznej, niebieskiego – wyniki dla korpusu hybrydowego otrzymane za pomocą analizy teoretycznej, zielonego – wyniki dla korpusu żeliwnego uzyskane za pomocą badań eksperymentalnych oraz fioletowego – wyniki dla korpusu hybrydowego uzyskane podczas badań doświadczalnych.



Rysunek 102. Porównanie wyników badań sztywności statycznej na drodze teoretycznej i eksperymentalnej



Porównując wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych, można stwierdzić, że odkształcenia otrzymane pod wpływem obciążeń w przypadku badań teoretycznych są o mniejszej wartości niż w przypadku badań doświadczalnych. Ta różnica jest wynikiem zastosowania w pełni jednorodnego modelu materiału odlewu żeliwnego i odlewu mineralnego oraz idealnego modelu kontaktu „spojonego” pomiędzy tymi materiałami w przypadku badań teoretycznych korpusu hybrydowego. W rzeczywistości zarówno materiał odlewu żeliwnego oraz mineralnego posiada naturalne, niemożliwe do całkowitego wyeliminowania wady. Ponadto charakter połączenia obu materiałów nie zapewnia idealnego przylegania i jednakowych warunków adhezji wzdłuż całej powierzchni kontaktu między żelivem i odlewem mineralnym. Mimo tego wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych prezentują tę samą tendencję, więc na podstawie wyników obu rodzajów badań można wyciągnąć podobne wnioski. Wyliczono, że sztywność statyczna korpusu żeliwnego wynosi  $36 \cdot 10^{-6}$  N/m na podstawie badań teoretycznych oraz  $30 \cdot 10^{-6}$  N/m na podstawie badań doświadczalnych. Wyznaczono również sztywność statyczną korpusu hybrydowego, która wynosi  $39 \cdot 10^{-6}$  N/m w przypadku badań teoretycznych oraz  $34 \cdot 10^{-6}$  N/m w przypadku badań doświadczalnych.

Wpływ dodatku materiału odlewu mineralnego na właściwości statycznej sztywności korpusu obrabiarki nie jest wysoki, ale wyraźnie obniżona zostaje wartość odkształcenia pod wpływem obciążenia, co stanowi korzystną zmianę właściwości korpusu hybrydowego w stosunku do korpusu żeliwnego. W budowie korpusów obrabiarek jest wysoce zalecane stosowanie rozwiązań podwyższających sztywność tego elementu maszyny technologicznej, gdyż sztywność ma bezpośredni i znaczny wpływ na walory użytkowe obrabiarki, przyczyniając się do możliwości zastosowania wyższych parametrów skrawania generujących większe obciążenie przy zachowaniu wymaganej dokładności geometrycznej otrzymanego kształtu przedmiotu obrabianego.

Na podstawie przeprowadzonych badań teoretycznych i doświadczalnych można zatem wnioskować, że nastąpiło usztywnienie całej konstrukcji hybrydowej przez zastosowanie wypełnienia wolnych przestrzeni korpusu żeliwnego materiałem odlewu mineralnego.

### 13. Podsumowanie i wnioski

Niniejsza tematyka badań została podjęta w celu udowodnienia, że jest możliwe poprawienie właściwości dynamicznych korpusu obrabiarki przez zastosowanie materiału mineralnego i żeliwa, zamiast typowego rozwiązania konstrukcyjnego w postaci odlewu żeliwnego.

W pierwszym etapie prac przeprowadzono badania właściwości mechanicznych odlewów mineralnych w celu porównania tych właściwości z danymi dostępnymi w literaturze naukowej. Dodatkowo zostały wykonane mikroskopowe badania materiału odlewu mineralnego, których celem było określenie mechanizmu zniszczenia materiału pod wpływem naprężeń rozciągających oraz ściskających. Następnie badania zostały podzielone na część teoretyczną i część doświadczalną. W części teoretycznej przeprowadzono badania dynamicznych i statycznych właściwości w oparciu o wirtualne modele obu korpusów obrabiarki. Już podczas badań teoretycznych, po przeprowadzeniu teoretycznej analizy modalnej, stwierdzono, że nastąpiła poprawa właściwości dynamicznych hybrydowego korpusu obrabiarki wskutek wypełnienia wolnych przestrzeni korpusu żeliwnego materiałem mineralnym, gdyż zaobserwowano podwyższenie częstotliwości drgań własnych badanej konstrukcji hybrydowej w porównaniu z klasyczną konstrukcją żeliwną. W celu uzyskania odpowiedzi na pytanie czy dodatkowo nastąpiło usztywnienie całej konstrukcji przeprowadzono badania statyczne obu korpusów, które również wykazały przewagę konstrukcji hybrydowej nad żeliwną. Następnie zrealizowano badania doświadczalne. Eksperymentalną analizę modalną przeprowadzono dla obu korpusów (żeliwnego i hybrydowego), badając właściwości dynamiczne w kierunku poprzecznym, pionowym oraz wzdłużnym. Porównanie teoretycznych oraz doświadczalnych właściwości dynamicznych korpusów w oparciu tylko o postaci drgań swobodnych oraz częstotliwości odpowiadające tym postaciom nie dało jednoznacznej odpowiedzi na temat charakteru zmian właściwości dynamicznych konstrukcji hybrydowej. Z tego względu zdecydowano się porównać ze sobą amplitudy drgań poszczególnych postaci, a także współczynniki tłumienia drgań. Ta analiza jednoznacznie wykazała, że dzięki zastosowaniu hybrydowej konstrukcji korpusu obrabiarki nastąpiło podwyższenie właściwości dynamicznych korpusu hybrydowego wskutek obniżenia się maksymalnych wartości amplitud drgań własnych, a także podwyższenia się współczynników tłumienia drgań. Przeprowadzono również doświadczalne badania właściwości statycznych obu korpusów. Również i w tym przypadku okazało się, że mniejsze wartości odkształceń pod wpływem obciążeń występują w przypadku korpusu hybrydowego w porównaniu z korpusem żeliwnym.

Na podstawie przeprowadzonych badań teoretycznych i doświadczalnych można jednoznacznie stwierdzić, że jest możliwe poprawienie właściwości dynamicznych korpusu obrabiarki poprzez zastosowanie materiału mineralnego i żeliwa.

Przeprowadzone badania pokazały, że można poprawić właściwości dynamiczne, jak i statyczne, nowych i istniejących już korpusów obrabiarek poprzez wypełnienie wolnych przestrzeni materiałem odlewu mineralnego. Jest to szczególnie

istotne w przypadku przeprowadzania procesów remontowych klasycznych obrabiarek. Oprócz podstawowych zabiegów przywracających nominalne parametry dokładności ruchu elementów obrabiarki (remont prowadnic, łożysk, układów przeniesienia napędu itp.), można zaplanować stosunkowo nieskomplikowane prace mające na celu wypełnienie pustych przestrzeni korpusów żeliwnych materiałem odlewu mineralnego. W ten sposób można poprawić właściwości dynamiczne wyremontowanej obrabiarki w porównaniu z analogiczną, nową obrabiarką o klasycznej konstrukcji. Z punktu widzenia narzucanych wymagań odnośnie dokładności wymiarowo-kształtowej obrabianego przedmiotu może okazać się, że obróbka przy zastosowaniu obrabiarki wyposażonej w korpusy hybrydowe będzie jeszcze bardziej dokładna, co z kolei może pozwolić na odejście od obróbek wykańczających, jakimi są np. procesy szlifowania. Z punktu widzenia konstrukcyjnego, już na etapie projektowania nowego korpusu można zadbać o to, aby puste przestrzenie w elemencie konstrukcji żeliwnej zostały wypełnione materiałem odlewu mineralnego w celu uzyskania poprawy właściwości dynamicznych. Należy pamiętać, planując wypełnienia pustych przestrzeni korpusu żeliwnego materiałem odlewu mineralnego, aby nie zakłócić możliwości jego poprawnego funkcjonowania i przebiegu procesu skrawania, zapewniając np. odpowiednie odprowadzenie chłodziwa, odprowadzenie wiórów, właściwe warunki chłodzenia itp.

Podjęty temat badawczy jest innowacyjny i rozwojowy z punktu widzenia dziedziny konstrukcji obrabiarek. Przeprowadzone badania mogą posłużyć jako wstęp do rzeczywistego wytworzenia obrabiarki, która będzie zbudowana w sposób hybrydowy, a następnie do przeprowadzenia badań idących w kierunku oceny poprawy stanu warstwy wierzchniej obrabianego przedmiotu przy zastosowaniu klasycznej obrabiarki i obrabiarki hybrydowej.

Kierunki dalszych badań nad tematem zastosowania materiału odlewu mineralnego w konstrukcji elementów korpusowych obrabiarek obejmują m.in. następujące działania:

- badania skrawalności materiału odlewu mineralnego,
- badania skrawalności połączonych materiałów: żeliwa i odlewu mineralnego w celu określenia zjawisk zachodzących podczas skrawania na granicy połączenia między materiałami,
- wykonanie testów obróbki skrawaniem na obrabiarkach wyposażonych w korpusy klasyczne (żeliwne) oraz hybrydowe,
- badania trwałości połączenia żeliwo-minerał w warunkach dynamicznego obciążenia podczas procesu skrawania.

## Spis rysunków

- Rysunek 1. Przykładowa struktura odlewu mineralnego uwzględniająca wielkości ziaren kruszyw [40, 45, 47, 49]
- Rysunek 2. Wykres zależności udziału procentowego kruszyw od ich rozmiaru [28]
- Rysunek 3. Widoki poszczególnych kruszyw [28]
- Rysunek 4. Zależność zużycia powierzchni przyłożenia narzędzia w funkcji czasu toczenia dla stali stopowej 39NiCrMo3 w stanie utwardzonym [12]
- Rysunek 5. Zależność zużycia powierzchni przyłożenia narzędzia w funkcji usuniętej objętości materiału dla stali nierdzewnej AISI 420B [11]
- Rysunek 6. Zależność chropowatości powierzchni przedmiotu obrabianego w funkcji czasu toczenia dla stali stopowej 39NiCrMo3 w stanie utwardzonym [12]
- Rysunek 7. Zależność chropowatości powierzchni przedmiotu obrabianego w funkcji usuniętej objętości materiału dla stali nierdzewnej AISI 420B [11]
- Rysunek 8. Zależności przyspieszenia w funkcji czasu oraz przyspieszenia w funkcji częstotliwości, przy pojedynczym wymuszeniu młotkiem modalnym [12]
- Rysunek 9. Zależności przyspieszenia w funkcji czasu oraz przyspieszenia w funkcji częstotliwości, przy wymuszeniu ciągłym okresowym [11]
- Rysunek 10. Porównanie przykładowych przekrojów belek o tej samej sztywności z różnych materiałów konstrukcyjnych [72]
- Rysunek 11. Widok wymieszanych kruszyw odlewu mineralnego [41]
- Rysunek 12. Widok próbki do badań wytrzymałości na rozciąganie [41]
- Rysunek 13. Widok próbki do badań wytrzymałości na ściskanie [41]
- Rysunek 14. Widok maszyny do badań wytrzymałościowych [41]
- Rysunek 15. Widok próbki do badań wytrzymałości na rozciąganie zamocowanej w maszynie do badań wytrzymałościowych [41]
- Rysunek 16. Widok próbki do badań wytrzymałości na ściskanie zamocowanej w maszynie do badań wytrzymałościowych [41]
- Rysunek 17. Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie [41]
- Rysunek 18. Wyniki badań wytrzymałości na ściskanie [41]
- Rysunek 19. Wyniki badań wartości modułu Young'a [41]
- Rysunek 20. Wyniki badań wartości współczynnika Poissona [41]
- Rysunek 21. Wykres prób przy badaniu wartości modułu Kirchhoffa [41]
- Rysunek 22. Przełom próbki odlewu mineralnego poddanej próbom wytrzymałości na rozciąganie [48]

- Rysunek 23. *Przełom próbki odlewu mineralnego poddanej próbom wytrzymałości na ściskanie [48]*
- Rysunek 24. *Izometryczny widok korpusu [45, 46, 47, 49]*
- Rysunek 25. *Miejsca odebrania stopni swobody [46]*
- Rysunek 26. *Widok siatki elementów skończonych dla konstrukcji żeliwnej [46]*
- Rysunek 27. *Przekrój korpusu z wolnymi przestrzeniami [47, 49]*
- Rysunek 28. *Przekrój korpusu z przestrzeniami wypełnionymi odlewem mineralnym [45, 47, 49]*
- Rysunek 29. *Izometryczny widok korpusu mineralnego*
- Rysunek 30. *Izometryczny widok korpusu mineralnego o pogrubionych ściankach*
- Rysunek 31. *Pierwsza teoretyczna postać drgań swobodnych*
- Rysunek 32. *Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla pierwszej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus*
- Rysunek 33. *Czwarta teoretyczna postać drgań swobodnych*
- Rysunek 34. *Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla czwartej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus*
- Rysunek 35. *Ósma teoretyczna postać drgań swobodnych*
- Rysunek 36. *Wykres zależności częstotliwości drgań swobodnych dla ósmej postaci w zależności od materiału, z którego wykonany został korpus*
- Rysunek 37. *Widok obciążenia korpusów siłą*
- Rysunek 38. *Odebranie stopni swobody obciążonych korpusów*
- Rysunek 39. *Widok siatki elementów skończonych dla korpusu żeliwnego*
- Rysunek 40. *Wartość przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji żeliwnej*
- Rysunek 41. *Wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji żeliwnej*
- Rysunek 42. *Wartość przemieszczenia dla obciążenia 600 N dla konstrukcji hybrydowej*
- Rysunek 43. *Wartość przemieszczenia dla obciążenia 1550 N dla konstrukcji hybrydowej*
- Rysunek 44. *Odształcenie w funkcji obciążenia otrzymane na drodze badań teoretycznych*
- Rysunek 45. *Liniowy układ mechaniczny*
- Rysunek 46. *Czujnik akcelerometryczny 4514 firmy Brüel&Kjær*
- Rysunek 47. *Młotek modalny 8206-003 firmy Brüel&Kjær*
- Rysunek 48. *Schemat przykładowego stanowiska do analizy modalnej*
- Rysunek 49. *Przykładowy przebieg widmowej funkcji przejścia*
- Rysunek 50. *Widok rzeczywistego łoża tokarki [46]*

- Rysunek 51. Model korpusu w programie Pulse LabShop [46]
- Rysunek 52. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku poprzecznym [46]
- Rysunek 53. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku wzdłużnym
- Rysunek 54. Widok siatki wzbudzanych punktów w kierunku pionowym
- Rysunek 55. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku poprzecznym
- Rysunek 56. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku wzdłużnym
- Rysunek 57. Widok punktu, w którym zamocowano czujnik podczas badania korpusu w kierunku pionowym
- Rysunek 58. Widok stanowiska badawczego [45, 46]
- Rysunek 59. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 189 Hz
- Rysunek 60. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 212 Hz
- Rysunek 61. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 195 Hz
- Rysunek 62. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 232 Hz
- Rysunek 63. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 364 Hz
- Rysunek 64. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 322 Hz
- Rysunek 65. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 356 Hz
- Rysunek 66. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 308 Hz
- Rysunek 67. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 393 Hz
- Rysunek 68. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 363 Hz
- Rysunek 69. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 425 Hz
- Rysunek 70. Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 453 Hz
- Rysunek 71. Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 476 Hz

- Rysunek 72. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 529 Hz (drgania pionowe)*
- Rysunek 73. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 529 Hz (drgania wzdłużne)*
- Rysunek 74. *Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 473 Hz*
- Rysunek 75. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 521 Hz (drgania pionowe)*
- Rysunek 76. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 521 Hz (drgania wzdłużne)*
- Rysunek 77. *Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 765 Hz*
- Rysunek 78. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 754 Hz*
- Rysunek 79. *Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 782 Hz*
- Rysunek 80. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 762 Hz*
- Rysunek 81. *Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 1136 Hz*
- Rysunek 82. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 975 Hz (drgania pionowe)*
- Rysunek 83. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża żeliwnego dla częstotliwości 975 Hz (drgania wzdłużne)*
- Rysunek 84. *Teoretyczna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1048 Hz*
- Rysunek 85. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1000 Hz (drgania pionowe)*
- Rysunek 86. *Eksperymentalna postać drgań swobodnych łoża hybrydowego dla częstotliwości 1000 Hz (drgania wzdłużne)*
- Rysunek 87. *Przykładowy przebieg funkcji przejścia wraz z parametrami właściwości dynamicznych*
- Rysunek 88. *Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla pierwszej postaci drgań*
- Rysunek 89. *Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla drugiej postaci drgań*
- Rysunek 90. *Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla trzeciej postaci drgań*

- Rysunek 91. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla czwartej postaci drgań*
- Rysunek 92. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla piątej postaci drgań*
- Rysunek 93. Punkty pomiarowe, wykresy amplitud oraz współczynników tłumienia dla szóstej postaci drgań*
- Rysunek 94. Widok podczas ważenia większego obciążnika*
- Rysunek 95. Widok obciążania konstrukcji siłą 600 N*
- Rysunek 96. Widok obciążania konstrukcji siłą 1550 N*
- Rysunek 97. Schemat zamontowania czujników odkształceń*
- Rysunek 98. Wyniki badań statycznych korpusu żeliwnego obciążonego siłą 600 N*
- Rysunek 99. Wyniki badań statycznych korpusu żeliwnego obciążonego siłą 1550 N*
- Rysunek 100. Wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 600 N*
- Rysunek 101. Wyniki badań statycznych korpusu hybrydowego obciążonego siłą 1550 N*
- Rysunek 102. Porównanie wyników badań sztywności statycznej na drodze teoretycznej i eksperymentalnej*





## Spis tabel

- Tabela 1. Właściwości mechaniczne odlewów żeliwnych i mineralnych*
- Tabela 2. Wyniki badań właściwości mechanicznych odlewów mineralnych [41]*
- Tabela 3. Porównanie wyników badań z danymi literaturowymi [41]*
- Tabela 4. Właściwości mechaniczne żeliwa*
- Tabela 5. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu żeliwnego [46]*
- Tabela 6. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu hybrydowego [47]*
- Tabela 7. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu mineralnego*
- Tabela 8. Wyniki teoretycznej analizy modalnej korpusu mineralnego*
- Tabela 9. Wyniki teoretycznej analizy modalnej analizowanych korpusów*
- Tabela 10. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku poprzecznego*
- Tabela 11. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku pionowego*
- Tabela 12. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla kierunku wzdłużnego*
- Tabela 13. Tabela wartości amplitud i współczynników tłumienia wybranych punktów pomiarowych*
- Tabela 14. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 600N dla korpusu żeliwnego*
- Tabela 15. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 1550N dla korpusu żeliwnego*
- Tabela 16. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 600N dla korpusu hybrydowego*
- Tabela 17. Wyniki pomiaru odkształcenia podczas obciążania siłą 1550N dla korpusu hybrydowego*
- Tabela 18. Zestawienie wyników statycznych badań sztywności korpusów*



## Spis wzorów

- (1)  $\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i$  – wartość średnia,
- (2)  $S_x^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2$  – wariancja,
- (3)  $S_x = \sqrt{S_x^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}$  – empiryczne odchylenie standardowe,
- (4)  $u_A(x) = \frac{S_x}{\sqrt{n}}$  – niepewność pomiaru typu A,
- (5)  $U(x) = k \cdot u_A(x)$  – niepewność rozszerzona,
- (6)  $v = \frac{S_x}{\bar{x}} \cdot 100\%$  – współczynnik zmienności,
- (7)  $X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega)$  – częstotliwościowa funkcja odpowiedzi (FRF),
- (8)  $H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$  – widmowa funkcja przejścia,
- (9)  $G_{FF}(\omega) = F(\omega) \cdot F^*(\omega)$  – gęstość widmowa mocy własna sygnału wejściowego,
- (10)  $G_{xF}(\omega) = X(\omega) \cdot F^*(\omega)$  – gęstość widmowa mocy wzajemna,
- (11)  $H_1(\omega) = \frac{G_{xF}(\omega)}{G_{FF}(\omega)}$  – estymator minimalizujący wpływ szumu w sygnale wejściowym,
- (12)  $H_2(\omega) = \frac{G_{xx}(\omega)}{G_{Fx}(\omega)}$  – estymator minimalizujący wpływ szumu w sygnale wyjścia,
- (13)  $f_R = f_{R1} - f_{R0}$  – odkształcenie ramy korpusu,
- (14)  $f_K = f_{K1} - f_{K0}$  – odkształcenie korpusu,
- (15)  $f = f_R - f_K$  – rzeczywiste odkształcenie,
- (16)  $u_B(x) = \frac{\Delta_{gr}(x)}{\sqrt{3}}$  – niepewność pomiaru typu B,
- (17)  $u_C(x) = \sqrt{u_A(x)^2 + u_B(x)^2}$  – złożona niepewność standardowa.



## Bibliografia

- [1] **ACI**, 1986. Guide for use of polymers in concrete. Detroit: American Concrete Institute.
- [2] **Alzaydi A.A., Shihata S.A., Alp T.**, 1990. The compressive strength of a new ureaformaldehyde based polimer concreto. *J Material Sci* 25 (6), 2851-2856.
- [3] **Ates E.**, 1994. Using epoxy resin concreto on manufacturing machine tools beds, Ph.D. Thesis. Balikesir University.
- [4] **Bar J.**, 2007. Einsatz ausgewahlter Polymerwerkstoffe im Werkzeugmaschinenbau, Otto-von-Guericke-University Magdeburg, Berichte aus dem Institut fur Fertigungstechnik und Qualitätssicherung Magdeburg, Shaker Aachen. ISBN 9783832267001 (Dr. -Ing. Dissertation).
- [5] **Barbuta M., Harja M., Baaran I.**, 2010. Comparison of mechanical properties for polymer concrete with different types of filler. *J Mater Civ Eng ASCE* 22, 696-701.
- [6] **Baumeister E.**, 2004. Hohlkugelkomposit—Charakterisierung thermischer und mechanischer Eigenschaften eines neuen Leichtbauwerkstoffes, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg. (Dr. -Ing. Dissertation).
- [7] **Bedi R., Chandra R., Singh S.**, 2013. Mechanical properties of polymer concrete. *Journal of Composites*. Vol. 1-12, 2013.
- [8] **Bień J., Krzyżanowski J., Poprawski W., Skoczyński W., Szymkowiak J.**, Experimental study of bridge structure dynamic characteristics using periodic excitation. *Proceedings of ISMA 2002 – Volume II*, 555-562.
- [9] **Bojanowski S.**, 2011. Zastosowanie teoretycznej analizy modalnej w dynamice maszyn – instrukcja laboratoryjna ćwiczenia D4 Instytutu Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, Łódź 2011.
- [10] **Brecher Ch., Baumler S., Guralnik A.**, 2014. Experimental Modal Analysis Using a Tracking Interferometer. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 345-348.
- [11] **Bruni C., Forcellese A., Gabrielli F., Simoncini M.**, 2005. Effect of lubrication-cooling technique, insert technology and machine bed material on the workpart surface finish and tool wear in finish turning of AISI 420B. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 1547-1554.
- [12] **Bruni C., Forcellese A., Gabrielli F., Simoncini M.**, 2007. Hard turning of an alloy steel on a machine tool with a polymer concrete bed. *Journal of Materials Processing Technology*, 493-499.

- [13] **Capuano T.D.**, 1987. Polymer concrete. *Machine Design* September 10, 133-135.
- [14] **Chomette B., Carrou J-L.**, 2015. Operational Modal Analysis Applied to the Concert Harp. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 81-91.
- [15] **Chung I.S., Tsutsumi M., Ito Y.**, 1985. Dynamic characteristics of lathe using concrete bed. *Bull. JSME* 28 (239), 987-993.
- [16] **Cortés F., Castillo G.**, 2006. Comparison between the dynamical properties of polymer concrete and grey cast iron for machine tool applications. *Elsevier, Materials and Design* 28, 1461-1466.
- [17] **Czarnecki L.**, 1985. The status of polymer concrete. *Concrete International* 7 (7), 47-53.
- [18] **Dey H.J.**, 1991. Das Verformungs- und Bruchverhalten von Reaktionsharzbeton und die Auswirkungen auf Maschinenbauteile, TH Darmstadt, Darmstadt. (Dr. -Ing. Dissertation).
- [19] **Ebrahimi R., Esfahanian M., Ziaei-Rad S.**, 2013. Vibration Modeling and Modification of Cutting Platform in a Harvest Combine by Means of Operational Modal Analysis (OMA). *Measurement*, 3959-3967.
- [20] **EPUMENT 140-5 GB.**
- [21] **Erbe T., Król J., Theska R.**, 2008. Mineral casting as material for machine base-frames of precision machines. Twenty-third Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering and Twelfth ICPE, October 2008, Portland, Oregon.
- [22] **Ewins D.J.**, 2000. *Modal Testing: Theory and Practice*, 2nd edition UK, Research Studies Press.
- [23] **Ferreira A.J.M., Riberio M.C.S., Marques A.T.**, 2004. Analysis of hybrid beams composed of GFRP profiles and polymer concrete. *Int J Mech Mater Des* 1(2), 143-155.
- [24] **Fowler D.W.**, 1999. Polymers in concrete: a vision for the 21st century. *Cement Concrete Compos.* 21, 449-452.
- [25] **Gagnol V., Le T.P., Ray P.**, 2011. Modal Identification of Spindle-tool Unit in High-speed Machining. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 238-2398.
- [26] **Giergiel J., Uhl T.**, 1990. *Identyfikacja układów mechanicznych*. PWN, Warszawa 1990.
- [27] **Grysa K.**, *Metody obniżania poziomu drgań mechanicznych. Wykład nr 6. Katedra Informatyki i Matematyki Stosowanej, Wydział Zarządzania i Modelowania Komputerowego, Politechnika Świętokrzyska.*  
[www.tu.kielce.pl/~grysa/DiHwS-6.pdf](http://www.tu.kielce.pl/~grysa/DiHwS-6.pdf)

- [28] **Haddad H., Al Kobaisi M.**, 2012. Optimization of the polymer concrete used for manufacturing bases for precision tool machines. *Composites: Part B*, 3061-3068.
- [29] **Haddad M.U., Fowler D.W., Paul D.R.**, 1983. Factors affecting the curing and strength of polymer concrete. *ACI Journal* September-October, 396-402.
- [30] **He J., Fu Z.**, 2001. Modal analysis. Butterworth – Heinemann Publishers, UK 2001.
- [31] **Heylen W., Lammens S., Sas P.**, 1997. Modal Analysis Theory and Testing. Katholieke Universiteit Leuven, Heverle 1997.
- [32] **Honczarenko J.**, 2008. Obrabiarki sterowane numerycznie. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.
- [33] **Honczarenko J.**, 2009. Korpusy współczesnych obrabiarek. *Mechanik* Nr 2, 89-92.
- [34] **Jackisch U-V.**, 2002. Mineralguss für den Maschinenbau, Die Bibliothek der Technik 231, Verlag Moderne Industrie. ISBN 3-478-93273-4.
- [35] **Jackisch U-V.**, 2012. Maschinengestelle heute – Nichts Neues an der Basis, oder. Maschinengestelle heute – Werkstoffe Konzepte Innovationen. Proceedings Wangener Maschinen Tage, 09-10 May 2012, Wangen, Germany, 10-23.
- [36] **Jo B.W., Park S.K., Park J.C.**, 2008. Mechanical properties of polymer concrete made with recycled PET and recycled concrete aggregates. *Consr Build Mater* 22, 2281-91.
- [37] **Kacalak W., Szafraniec F., Ściegienka R.**, 2016. Topografia powierzchni elementów ceramicznych szlifowanych z zastosowaniem ściernic o hiperboloidalnej powierzchni czynnej. *Mechanik*, Nr 8-9, 2016, 1180-1181.
- [38] **Kacalak W., Tandeca K., Rypina Ł., Lipiński D., Grzesiak D., Socha E.**, 2016. Procesy szlifowania kompozytów żywiczno-ceramicznych z zastosowaniem narzędzi zawierających mikroagregaty ściernic. *Mechanik*, Nr 8-9, 2016, 1198-1199.
- [39] **Karademir S.**, 1997. Investigation of damping for polymer concrete on the manufacturing machine tool beds, MS Thesis. Osmangazi University;
- [40] **Kępczak N., Pawłowski W.**, 2013. Application of Mineral Casting for Machine Tools Beds. *Journal of Mechanics and Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, 3-7.
- [41] **Kępczak N., Pawłowski W., Błażejowski W.**, 2014. The Study of the Mechanical Properties of the Mineral Cast Material. *Archives of Mechanical Technology and Automation*, Volume 34, No. 2, 25-32.
- [42] **Kępczak N., Wójcik R.**, 2014. Wpływ ustalenia i mocowania korpusów przekładni technologicznie podobnych na kształt otworów pod łożyska. *Mechanik*, Nr 8-9, 2014, 361-368.



- [43] **Kępczak N., Wójcik R.**, 2014. Wykorzystanie symulacji komputerowych do określenia odkształceń otworów w korpusie przekładni walcowej wielostopniowej podczas procesu obróbki skrawaniem. *Logistyka* 6, 2014, 11331-11336.
- [44] **Kępczak N., Wójcik R.**, 2014. Computer Simulations of the Holes' Strain Behavior in Bodies During Machining. *Archives of Mechanical Technology and Automation*, Volume 34, No. 1, 41-49.
- [45] **Kępczak N., Pawłowski W.**, 2016. Teoretyczna i eksperymentalna analiza modalna hybrydowego łoża obrabiarki. *Mechanik*, Nr 8-9, 2016, 1074-1075.
- [46] **Kępczak N., Pawłowski W.**, 2015. Teoretyczna i eksperymentalna analiza modalna korpusu obrabiarki. *Mechanik*, Nr 8-9, 2015, 194-198.
- [47] **Kępczak N., Pawłowski W.**, 2015. Teoretyczne badania właściwości dynamicznych łoż obrabiarki wykonanych z żeliwa i hybrydowego połączenia żeliwa z odlewem mineralnym. *Mechanik*, Nr 8-9, 2015, 199-203.
- [48] **Kępczak N., Pawłowski W., Klich M., Kaczmarek Ł.**, 2016. Mechanical Properties of the Mineral Cast Material at the Macro and Micro Level. *Journal of Mechanics and Mechanical Engineering*, 249-254.
- [49] **Kępczak N., Pawłowski W., Kaczmarek Ł.**, 2015. Cast Iron and Mineral Cast Applied for Machine Tool Bed – Dynamic Behavior Analysis. *Archives of Metallurgy and Materials*, Volume 60, Issue 2A, 1023-1029.
- [50] **Kępczak N., Rosik R.**, 2016. Analiza wpływu głębokości szlifowania na chropowatość powierzchni odlewu mineralnego. *Mechanik*, Nr 8-9, 2016, 1050-1051.
- [51] **Kępczak N., Rosik R.**, 2016. Wpływ podawania płynu chłodząco-smarującego na warstwę wierzchnią podczas szlifowania odlewu mineralnego. *Mechanik*, Nr 8-9, 2016, 1128-1129.
- [52] **Kim H.S., Park K.Y., Lee D.G.**, 1995. A study on the epoxy resin concrete for ultra-precision machine tool bed. *Journal of Materials Processing Technology*, 649-655.
- [53] **Kirlikovali, E.**, 1981. Polymer/concrete composites – a review. *Polym. Eng. Sci.* 21 (8), 507-509.
- [54] **Kosmol J.**, 2016. Projektowanie hybrydowych korpusów obrabiarek. *Mechanik* Nr 8-9, 2016, 904-913.
- [55] **Krausse J.**, 1987. Reaktionsharzbeton als Werkstoff für hochbeanspruchte Maschinenteile, TH Darmstadt, Darmstadt. (Dr. -Ing. Dissertation).
- [56] **Kreienbuhl R.**, Epoxy Concrete for Better Machine Basis: A 20 Year Review of Incentives for Replacing Cast Iron. State-of-the-Art Report for American Concrete Institute's Committee 548 – Polymers in Concrete.

- [57] **Kwapisz L., Froncki W.**, 1994. Zagadnienia wybrane z konstrukcji obrabiarek. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1994.
- [58] **Li B., Cai H., Mao X., Huang J., Luo B.**, 2013. Estimation of CNC Machine-tool Dynamic Parameters Based on Random Cutting Excitation Through Operational Modal Analysis. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 26-40.
- [59] **Lokuge W., Aravinthan T.**, 2013. Effect of fly ash on the behaviour of polimer concreto with different types of resin. *Materials and Design*, 175-181.
- [60] **Lopez de Lacalle L.N., Lamikiz A.**, 2009. *Machine Tools for High Performance Machining*. Springer 2009.
- [61] **Marchelek K.**, 1991. *Dynamika obrabiarek*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1991.
- [62] **Matsuo M., Yasui T., Inamura T., Matsumura M.**, 1986. High-speed Test of Thermal Effects for a Machine-tool Structure Based on Modal Analysis. *Precision Engineering*, 72-78.
- [63] **Mitura A., Weremczuk A.**, Opracowanie podstaw aktywnego tłumienia drgań typu chatter w obróbce frezarskiej.
- [64] **Mohring H.Ch., Brecher Ch., Abele E., Fleischer J., Bleicher F.**, 2016. Materials in machine tool structures, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 725-748.
- [65] **Nangolo N.F., Soukup J., Rychlikova L., Skocilas J.**, 2014. A Combined Numerical and Modal Analysis on Vertical Vibration Response of Railway Vehicle. *Procedia Engineering*, 310-319.
- [66] **Ohama Y.**, 1997. Recent progress in concrete-polymer composites. *Adv. Cement Based Mater.* 5, 31-40.
- [67] **Orak S.**, 2000. Investigation of vibration damping on polimer concreto with poliester resin. *Cement and Concrete Research*, 171-174.
- [68] **Osiński Z.**, 1997. *Tłumienie drgań*. PWN, Warszawa 1997.
- [69] **Paderewski K.**, 1984. Zastosowanie polimerobetonów w budowie obrabiarek. *Przegląd Mechaniczny*, Nr 13, 12-15.
- [70] **Pawłowski W.**, 2010. Wibracyjne szlifowanie wgłębne wałków. *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej*, Nr 654, *Rozprawy Naukowe*, z. 174.
- [71] **Piratelli A., Levy F.**, 2010. Behavior of granite-epoxy composite beams subjected to mechanical vibrations. *Materials Research* 13, 4-10.
- [72] **Prażmo J., Sobczak R.**, Analiza możliwości wykorzystania polimerobetonu jako materiału do budowy korpusów obrabiarek wodno-ściernych ([waterjet.org.pl](http://waterjet.org.pl)).

- [73] **Pres P., Skoczyński W., Stembalski M.**, 2014. Finite Element Modelling of Burr Formation in Metal Cutting. *Journal of Machine Engineering*, Vol. 14, No. 2, 27-37.
- [74] **Product data**, 2006. DeltaTron® Accelerometers, Types 4514, 4514-001, 4514-002, 4514-004, 4514-B, 4514-B-001, 4514-B-002 and 4514-B-004, Brüel&Kjær.
- [75] **Product data**, 2005. Impact Hammers – Types 8206, 8206-001, 8206-002 and 8206-003, Brüel&Kjær.
- [76] **Product data**, 2005. Pocket Front-end, Type 3560 L, PULSE Lite Software, Types 7781, 7782, 7783, Brüel&Kjær.
- [77] **Rahman M., Mansur M.A., Ambrose W.D., Chua K.H.**, 1987. Design, fabrication and performance of a ferrocement machine tool bed. *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 27 (4), 431-442.
- [78] **Rahmatalla S., Hudson K., Liu Y., Eun H.Ch.**, 2014. Finite Element Modal Analysis and Vibration-waveforms in Health Inspection of Old Bridges. *Finite Elements in Analysis and Design*, 40-46.
- [79] **Renker H.J.**, 1985. Stone-based structural materials. *Precision Engineering* 7 (3), 161-164.
- [80] **Salje E., Gerloff H., Meyer J.**, 1988. Comparison of machine tool elements made of polymer concrete and cast iron. *Annals of the CIRP.* 37, 1, 381-384.
- [81] **Sagmeister B.**, 2012. On the Way to Micrometer Scale: Applications of UHPC in Machinery Construction, *Proceedings of HIPERMAT 2012, Third International Symposium on UHPC and Nanotechnology for High Performance Construction Materials*, 07-09 March 2012, Kassel, Germany.
- [82] **Saylan S.**, 1991. A new material for manufacturing machine beds: Polymer concrete, Ph.D. Thesis Uludag University.
- [83] **Schulz H.**, 1986. Reaktionsharzbeton im Werkzeugmaschinenbau. *Industrie Anzeiger* 14 (21): 41-42.
- [84] **Skoczyński W.**, 2001. Ocena własności obrabiarek na podstawie dokładności obróbki przedmiotów próbnych. *Prace Nauk. Inst. Technol. Masz. i Automat. PWr* Nr 81, Seria: Monografie nr 25, Ofic. Wyd. PWr, Wrocław 2001.
- [85] **Skoczyński W.**, Wybrane zagadnienia dynamicznych właściwości obrabiarek – instrukcja laboratoryjna do ćwiczenia nr 15. Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych. Politechnika Wrocławska, [pwr.yeli.info/mbm/remonty/instr'15'.pdf](http://pwr.yeli.info/mbm/remonty/instr'15'.pdf)
- [86] **Skoczyński W., Pres P., Stembalski M.**, 2010. Evaluation of NC Lathe Properties. *Annals of DAAAM for 2010 & Proceedings of the 21st International DAAAM Symposium*, Volume 21, No. 1.

- [87] **Sugishita H., Nishiyama H., Nagayasu O., Shinnou T., Sato H., Ohori M.**, 1988. Development of Concrete Machining Center and Identification of the Dynamic and the Thermal Structural Behavior. *Annals of CIRP* 37(1), 377-380.
- [88] **Suh J., Lee D.**, 2008. Design and manufacture of hybrid polymer concrete bed for highspeed CNC milling machine. *Int J Mech Mater Des*, 4(2), 113-121.
- [89] **Tablica rozkładu t Studenta**,  
[http://www.naukowiec.org/tablice/statystyka/rozklad-t-studenta\\_248.html](http://www.naukowiec.org/tablice/statystyka/rozklad-t-studenta_248.html)
- [90] **Tablica rozkładu t Studenta**,  
<http://www.statystyka-zadania.pl/tablica-rozkladu-t-studenta/>
- [91] **Tomków J.**, 1997. Wibrostabilność obrabiarek. Komputerowe wspomaganie obliczeń i badań doświadczalnych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne – Fundacja Książka Naukowo-Techniczna, Warszawa 1997.
- [92] **Uhl T.**, 1997. Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
- [93] **Uhl T., Lisowski W., Bochniak W.**, 2000. Problemy dostrajania modeli elementów skończonych. Wydawnictwo KRiDM AGH, Kraków 2000.
- [94] **Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.**, 2001. In-operation modal analysis and its applications, Wydawnictwo KRiDM AGH, Kraków 2001.
- [95] **Uhlmann E., Kaulfersch F.**, 2016. Process behaviour of super-hard cutting materials for machining mineral cast. *Procedia CIRP* 41, 892-897.
- [96] **Vivo A., Brutti C., Leofanti J.**, 2013. Modal Shape Identification of Large Structure Exposed to Wind Excitation by Operational Modal Analysis Technique. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 195-206.
- [97] **Vrtanoski G., Dukovski V.**, 2005. Design of polimer concrete main spindle housing for CNC lathe. 13th International Scientific Conference on Achievements in Mechanical and Materials Engineering.
- [98] **Zaghbani I., Songmene V.**, 2009. Estimation of Machine-tool Dynamic Parameters During Machining Operation Through Operational Modal Analysis. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 947-957.
- [99] **Zhang G.P., Huang Y.M., Shi W.H., Fu W.P.**, 2003. Predicting Dynamic Behaviours of a Whole Machine Tool Structure Based on Computer-aided Engineering. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 699-706.
- [100] **Żóltowski B.**, 2002. Badania dynamiki maszyn. Wydawnictwo MAKAR, Bydgoszcz 2002.

**Norbert Kępczak – BADANIA HYBRYDOWEGO KORPUSU OBRABIAJKI \*N- 2252**

**ISBN 978-3-7283-894-0**