



**Politechnika
Śląska**

**Dyscyplina Naukowa
Inżynieria Lądowa, Geodezja
i Transport**

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Michał Juzek

**Wpływ wybranych modyfikacji
zastosowanych na drodze strefa zazębienia – korpus przekładni
na drgania przekładni zębatej**

Promotor
dr hab. inż. Grzegorz Wojnar, prof. PŚ

Promotor pomocniczy
dr hab. inż. Tomasz Haniszewski

Katowice 2023 r.

Spis treści

1.	Wprowadzenie.....	7
2.	Źródła drgań przekładni zębatych i wybrane metody ich zmniejszenia	15
2.1.	Źródła drgań przekładni zębatych.....	16
2.2.	Przegląd aktualnego stanu wiedzy dotyczącego zmniejszania drgań przekładni zębatych	17
2.3.	Podsumowanie przeglądu aktualnego stanu wiedzy przedstawionego w publikacjach naukowych	29
2.4.	Przegląd zgłoszeń patentowych oraz analiza wybranych rozwiązań konstrukcyjnych ...	31
3.	Cel i zakres pracy	49
4.	Badania wstępne dotyczące analizy wybranych zjawisk i poszukiwanie propozycji rozwiązania konstrukcyjnego koła zębatego pozwalającego na ograniczenie drgań.....	53
4.1.	Model geometryczny do analizy chwilowego śladu styku zębów kół oraz wyniki badań	56
4.2.	Badania doświadczalne dotyczące analizy drgań przekładni kinematycznej w przypadku mocowania wahliwego koła zębatego i występowania odchyłek nierównoległości oraz przekoszenia osi	68
4.2.1.	Stanowisko badawcze oraz metodyka badań	70
4.2.2.	Wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych oraz ich analiza	74
5.	Opis zgłoszenia patentowego P.435585 przedstawiającego konstrukcję koła zębatego przygotowanego na potrzeby badań doświadczalnych.....	88
6.	Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – piasta koła – wał przekładni.....	95
6.1.	Obiekt badań i stanowisko badawcze.....	96
6.2.	Wyniki badań prowadzonych przy wykorzystaniu wzbudnika drgań i widmowe funkcje przejścia FRF.....	104
6.2.1.	Zmiany modułu widmowej funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – wybrane punkty zlokalizowane na kole zębatym.....	108
6.2.2.	Zmiany modułu widmowej funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – wał przekładni	113
6.2.3.	Postacie drgań własnych badanych kół zębatych	119
6.2.4.	Sprawdzenie wpływu masy czujników jednoosiowych na wartości modułów widmowych funkcji przejścia FRF	122
6.3.	Podsumowanie wyników dotyczących widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – piasta koła – wał przekładni	125
7.	Opis modyfikacji przekładni zębatej wykonanych na potrzeby przeprowadzenia dalszych badań doświadczalnych.....	127
7.1.	Element dystansujący zwiększający rozstaw łożysk przekładni	127

7.2.	Opis przygotowania tulei łożysk wałów wykorzystanych podczas dalszych badań doświadczalnych.....	130
7.3.	Odchyłki wybranych kół zębatych wykorzystanych podczas dalszych badań doświadczalnych.....	131
8.	Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni.....	137
8.1.	Opis przeprowadzonych badań doświadczalnych.....	137
8.2.	Wyniki i ich analiza	143
8.3.	Podsumowanie wyznaczenia widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni.....	152
9.	Badania przekładni zębatej pracującej z różnymi prędkościami obrotowymi i obciążeniami 155	
9.1.	Opis stanowiska badawczego.....	155
9.2.	Badania pracującej przekładni – praca ze stałym obciążeniem i zmieniającą się w czasie prędkością obrotową.....	159
9.3.	Badania pracującej przekładni – praca z różnymi obciążeniami i prędkościami obrotowymi	170
10.	Wnioski i kierunki dalszych badań	189
	Bibliografia	193
	Streszczenie i słowa kluczowe	203
	Abstract and keywords	206
	Załączniki.....	209

Wykaz ważniejszych oznaczeń:

a_w	- odległość osi przekładni,
$a_{\text{sr.STFT}}$	- wartości średnich chwilowych amplitud przyspieszeń drgań,
$a_{\text{obw.sr.STFT}}$	- obwiednia sygnału wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{\text{sr.STFT}}(n)$ obliczanych na podstawie spektrogramu,
f	- częstotliwość,
F_θ	- odchyłka kierunku linii zęba,
$f_{o1(2)}$	- częstotliwość obrotowa zębniaka (koła),
$f_{\text{obr.}}$	- częstotliwość obrotowa,
f_p	- częstotliwość próbkowania sygnału drganiowego,
f_z	- częstotliwość zazębienia,
$\Sigma \text{ amp. } 1 \div 6 \cdot f_z$	- suma amplitud sześciu pierwszych harmonicznnych częstotliwości zazębienia,
FFT	- szybka transformata Fouriera (ang. Fast Fourier Transform),
FRF	- widmowa funkcja przejścia (ang. Frequency Response Function),
$\Delta A_w FRF$	- względna zmiana maksymalnych wartości modułów funkcji FRF (równanie 6.2 i 8.1),
MEB	- metoda elementów brzegowych (ang. BEM, boundary element method),
MES	- metoda elementów skończonych (ang. FEM, Finite Element Method),
M_h	- moment hamujący przekładni zadawany podczas badań doświadczalnych,
n	- prędkość obrotowa,
$n_{o1(2)}$	- prędkość obrotowa zębniaka (koła),
$P-P$	- wartość międzyszczytowa sygnału,
$\Delta P-P$	- różnica procentowa wartości międzyszczytowej sygnału,
Q	- obciążenie jednostkowe przekładni,
RMS	- wartość skuteczna sygnału,
ΔRMS	- różnica procentowa wartości skutecznej sygnału,
$STFT$	- krótko-czasowa transformata Fouriera (ang. Short Time Fourier Transform),

Wpływ wybranych modyfikacji zastosowanych na drodze...

S_s	- chwilowy ślad styku,
V_k	- objętość kolizyjna (rys. 2.8),
V_f	- objętość ramienia krzyżaka znajdująca się w rowku koła (rys. 2.9),
$w_{STFT}(n, x, p_p)$	- względna zmiana wartości średnich przyśpieszeń drgań (równanie 9.1)
ω	- prędkość kątowa,
$\Delta\omega$	- sygnał chwilowych zmian prędkości kątowej wału,
φ	- kąt odchylenia osi koła zębatego od osi wału (rys. 2.7),
ψ	- kąt między osią ramienia krzyżaka a jej rzutem na płaszczyznę Π_a (rys. 2.7),
$\gamma^2(f)$	- funkcja koherencji (równanie 6.1).

1. Wprowadzenie

Walcowe przekładnie zębate są powszechnie stosowanym zespołem różnych układów przeniesienia napędu. Wykorzystywane są tam, gdzie zachodzi potrzeba przeniesienia momentu obrotowego oraz prędkości obrotowej przy jednoczesnej możliwości zmiany ich wartości pomiędzy wejściem a wyjściem. Ponadto, walcowe przekładnie zębate cechują się wysoką sprawnością, wysoką niezawodnością i stosunkowo niską masą w odniesieniu do przenoszonych mocy i momentów obrotowych. Dzięki wymienionym atrybutom znalazły zastosowanie również w układach przeniesienia napędu wielu środków transportu. Na rysunku 1.1 przedstawiono przekładnię walcową o zębach prostych i osiach stałych względem obudowy służącą do napędu zestawu kołowego pojazdu szynowego, z kolei na rysunku 1.2 przedstawiono zestaw przekładni stosowanych w statku powietrznym Lockheed C-130 Hercules do przeniesienia napędu z silnika turbinowego na śmigło. W zestawie tym pierwsza z przekładni jest walcową o zazębieniu zewnętrznym i osiach stałych względem obudowy, a druga jest przekładnią obiegową, czyli o osiach ruchomych względem obudowy.



Rys. 1.1. Fragment przekładni zębatej służącej do napędu zestawu kołowego pojazdu szynowego [opracowano na podstawie [1,2]]



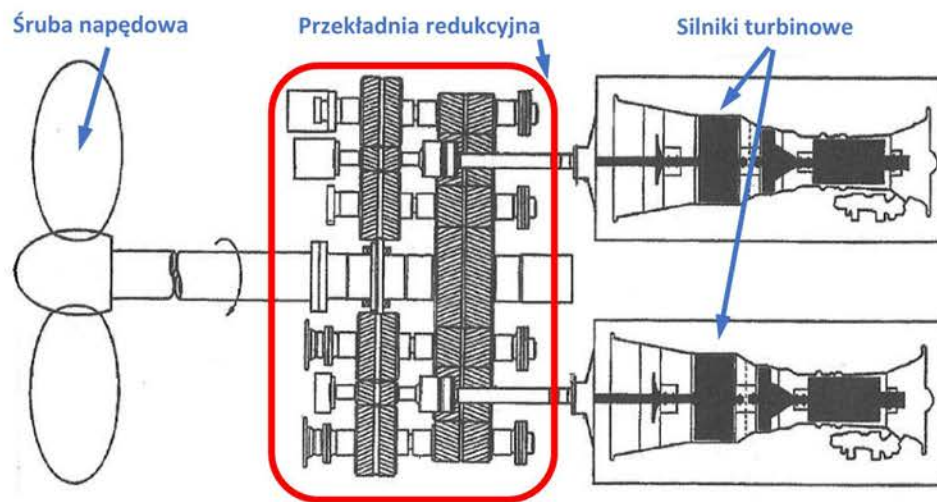
Rys. 1.2. Konstrukcja przekładni redukcyjnej silnika turbośmigłowego zastosowanej w statku powietrznym Lockheed C-130 Hercules [opracowano na podstawie [3,4]]

Przekładnie zębate są wykorzystywane także w układach napędowych wysokiej mocy np. stosowanych w fregatach (rys. 1.3a), gdzie łączą napęd z dwóch lub więcej silników turbinowych o mocach maksymalnych przekraczających 20 000 kW każdy (rys. 1.3b).

a)



b)

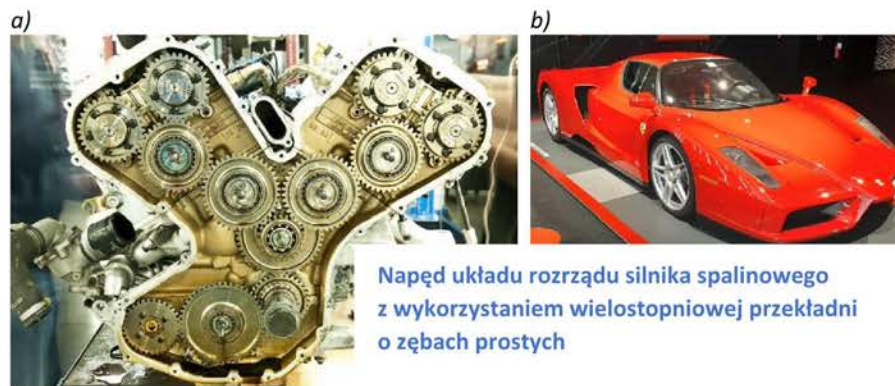


Rys. 1.3. Fregata ORP „Kościuszko” (a) [opracowano na podstawie [5]] i pogłądowe przedstawienie jej układu napędowego składającego się w szczególności z dwóch silników turbinowych LM 2500, wielostopniowej przekładni redukcyjnej i śruby napędzającej (b) [opracowano na podstawie [6]]

Nawet w tłokowych silnikach spalinowych przekładnie zębate są stosowane do napędu różnych elementów. Na rysunku 1.4 przedstawiono jednostopniową przekładnię walcową o zębach prostych zastosowaną w silniku 0,9 dm³ TwinAir i służącą do napędu wałka wyrównowazającego, natomiast na rysunku 1.5 przedstawiono wielostopniową przekładnię zębatą służącą do napędu rozrzędu w silniku Ferrari-Dino F140 zastosowanym w samochodzie Ferrari Enzo.



Rys. 1.4. Przekładnia walcowa o zębach prostych zastosowana w silniku 0,9 dm³ TwinAir i służąca do napędu wałka wyrównowazającego [opracowanie własne]



Rys. 1.5. Wielostopniowa przekładnia zębata służąca do napędu rozrządu w silniku Ferrari-Dino F140 (a) [opracowano na podstawie [7]] samochodu Ferrari Enzo (b) [opracowanie własne]

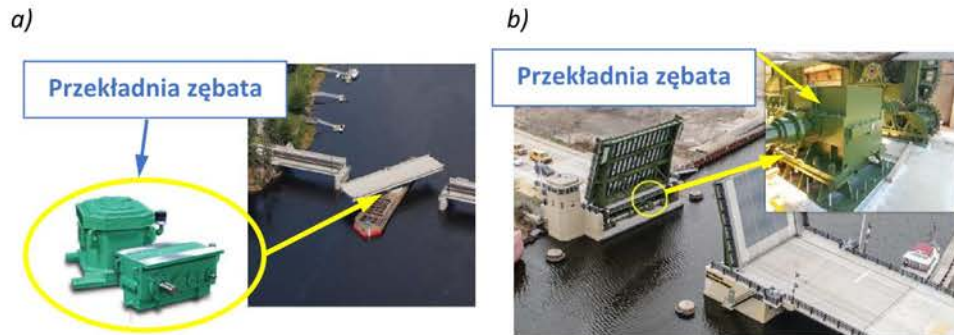
Obecnie maleje udział tłokowych silników spalinowych jako źródła napędu pojazdów samochodowych. Wymienione silniki są coraz częściej zastępowane silnikami elektrycznymi. Nie powoduje to jednak całkowitego wyeliminowania przekładni zębatych z układów napędowych samochodów elektrycznych i jako przykład na rysunku 1.6 przedstawiono przekładnię dwustopniową walcową z kołami o zębach skośnych zastosowaną w samochodzie Tesla Model 3.



Rys. 1.6. Przekładnia dwustopniowa walcowa z kołami o zębach skośnych zastosowana w samochodzie Tesla Model 3 [opracowano na podstawie [8]]

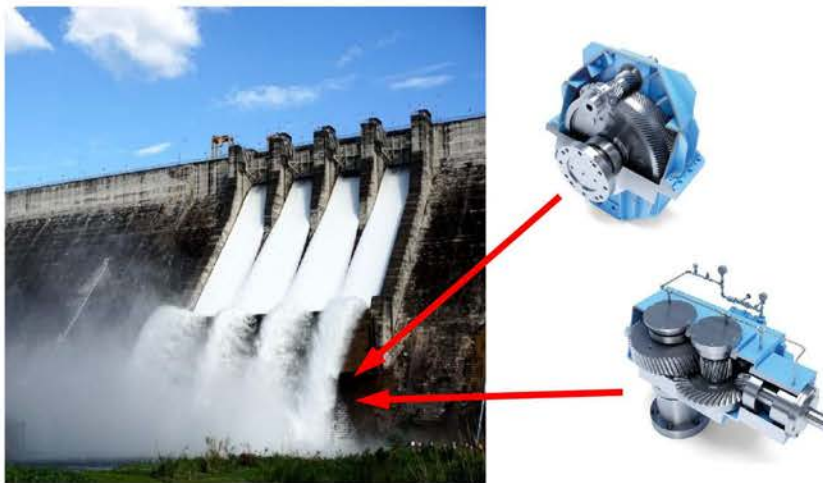
Również w przypadku obiektów inżynierii lądowej przekładnie zębate są powszechnie wykorzystywane do napędu ruchomych elementów konstrukcji. Przykład takiego zastosowania przekładni stanowią obiekty mostowe, których konstrukcja pręsta umożliwia jego przemieszczenie względem pozostałych elementów mostu. Według [9] możemy wyróżnić:

- mosty obrotowe (rys. 1.7a), których część ruchoma obraca się wokół osi pionowej;
- zwodzone (rys. 1.7b), których część ruchoma obraca się wokół osi poziomej, dzieląc się na klapowe i kołyskowe;
- podnoszone (pionowo) do góry;
- przetaczane (przesuwowe), które przetacza się poziomo wzdłuż lub ukośnie do osi mostu;
- przewozowe (promowe), składają się z belki z umieszczonym na niej torze, opartej na dwóch filarach odpowiedniej wysokości (w portach morskich zwykle > 40 m). Na torze porusza się wózek z platformą, przenoszącą przechodniów i pojazdy (tzw. „prom wiszący”).



Rys. 1.7. Przykładowe zastosowanie przekładni zębatych w konstrukcji obiektu mostowego: a) obrotowego, b) zwodzonego [opracowano na podstawie [10]]

Ponadto, przekładnie zębate znajdują zastosowanie również w przypadku obiektów inżynierii lądowej z dziedziny energetyki. W takich obiektach przekładnie zębate bardzo często stanowią element układu służącego do zamiany energii kinetycznej lub/i potencjalnej np. wody (rys. 1.8) albo wiatru (rys. 1.9) na energię elektryczną.





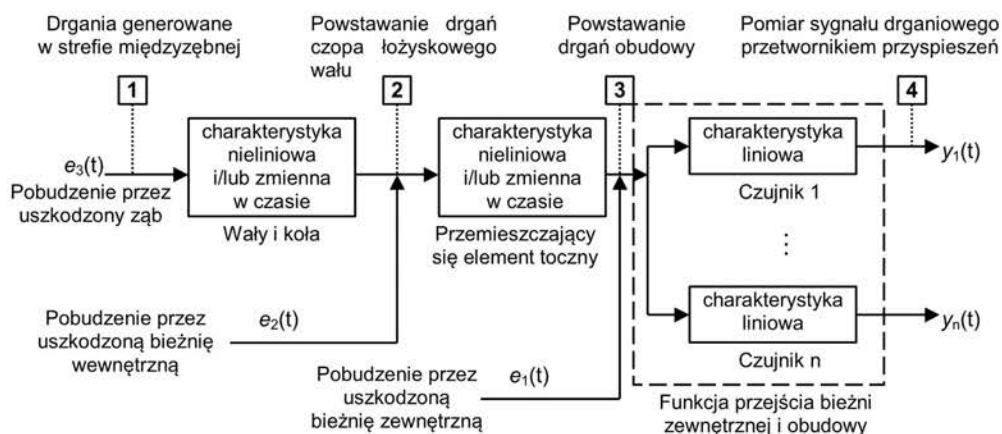
Rys. 1.9. Turbina wiatrowa – w układzie napędowym zastosowano szeregowe połączenie przekładni walcowej o osiach stałych i przekładni obiegowej [opracowano na podstawie [13,14]]

Pracy przekładni zębatach nieodwrotnie towarzyszą drgania wynikające np. z zmiennej sztywności zazębienia, odchyłek wykonania kół zębatach, podatności łożyskowania wałów, lub zużycia elementów przekładni. Występowanie drgań towarzyszących pracy przekładni może jednak zostać wykorzystane do diagnostyki wibroakustycznej jej elementów. Przykładowo w pracach [15–24] stosowano metody wibroakustyczne do wykrywania uszkodzeń elementów przekładni zębatach o osiach stałych względem obudowy i pracujących ze stałymi oraz zmiennymi prędkościami obrotowymi wałów, a także obciążeniami [24]. Z kolei w [25–30] stosowano metody wibroakustyczne do diagnozowania przekładni zębatach, w tym przekładni obiegowych maszyn górniczych i turbin wiatrowych. Natomiast pracach [31–36] w przypadku układów napędowych z przekładnią zębata/przekładniami zębatach metody drganiowe stosowano do diagnozowania linii wałów okrętów. Niestety drgania generowane przez koła zębata

i łożyska mogą też być zjawiskiem negatywnym ponieważ wymuszają drgania obudowy przekładni i w zależności od dobranej wibroizolacji mogą się w mniejszym lub większym stopniu przenosić na obiekt, w którym są zastosowane. Odpowiedni dobór wibroizolatorów silnika i przekładni w tym stosowanych w środkach transportu jest odrębnym, nie zawsze łatwym zagadnieniem [37] niemniej najczęściej najlepiej jest minimalizować siły dynamiczne pobudzające korpus i obiekt, w którym są wykorzystane przekładnie. Przykładowo drgania wspomnianych już turbin wiatrowych, których znaczna część podstawy i konstrukcji nośnej wykonana jest ze stali charakteryzującej się niskim współczynnikiem tłumienia, mogą się przenosić właśnie na te elementy, a ich znaczna sumaryczna, stosunkowo duża powierzchnia sprzyja emisji hałasu do otoczenia. W związku z przedstawionymi faktami uzasadnionym jest dążenie do minimalizowania drgań generowanych w trakcie pracy przekładni zębatej i ich transmisji na pozostałe elementy konstrukcji obiektów inżynierii lądowej, a także środków transportu. Z tego powodu zagadnienia związane z wibroaktywnością przekładni są podejmowane przez wiele ośrodków naukowych na całym świecie. Niestety wspomniane prace bardzo często ograniczają się do wykonania badań symulacyjnych bazujących na modelach wykorzystujących metodę elementów skończonych oraz uproszczone modele dynamiczne [38–42]. Zauważalną mniejszość stanowią publikacje wyników doświadczalnych. Zdaniem autora niniejszej pracy wynika to z faktu, iż przygotowanie stanowiska badawczego szczególnie wyposażonego w prototypowy element przekładni lub kilka takich elementów wiąże się z większym kosztem przeprowadzenia badań, a nawet samo wykonanie ww. elementów prototypowych często sprawia spore trudności podczas procesów obróbczych. Wynika stąd, że wyniki badań empirycznych stanowią niezwykle cenne oraz użyteczne dane przyczyniające się rozwojowi stanu wiedzy z zakresu wibroaktywności przekładni zębatej. Z powyższego powodu w niniejszej pracy próbę ograniczenia drgań przekładni zębatej przeprowadzono bazując przede wszystkim na badaniach doświadczalnych i zgłoszeniu patentowym, którego jednym z dwóch współtwórców jest autor niniejszej pracy. Szczegóły tego zgłoszenia zostaną przedstawione w dalszej części pracy.

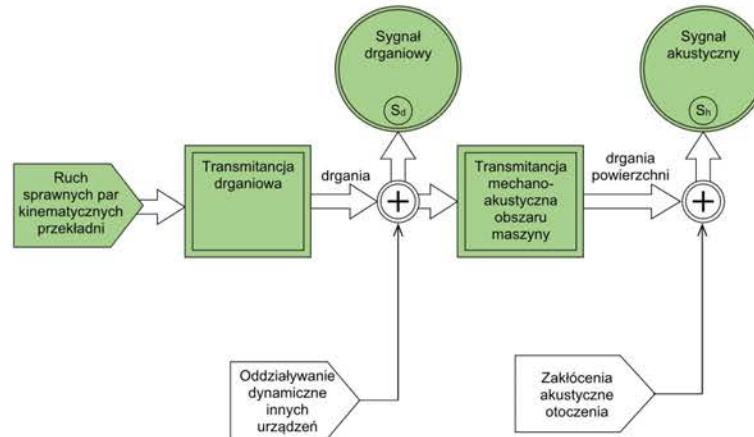
2. Źródła drgań przekładni zębatych i wybrane metody ich zmniejszenia

W przypadku przekładni zębatych, zwłaszcza o zębach prostych, głównym źródłem drgań jest praca zazębienia. Oprócz tego drgania mogą wynikać ze zmiennej w czasie sztywności łożyskowania, zwłaszcza w przypadku łożysk tocznych, oraz podatności wałów przekładni. Dodatkowo w przypadku uszkodzeń kół zębatych lub łożysk generowane są drgania wynikające ze specyfiki tych uszkodzeń i szczegółowo zostały przedstawione np. w pracy [24]. Siły dynamiczne zmienne w czasie wynikające np. z zmiennego w czasie momentu obciążenia lub odchyłek wykonania kół zębatych oddziałują na zazębione koła zębate pobudzając je do drgań. Siły te poprzez wały przekładni przenoszone są na łożyskowanie i stanowią główne wymuszenie drgań korpusu przekładni. W układzie tym, nieidealnie sztywnym, oczywiście występują również interakcje. Przykładowo w pracy [43] wykorzystano model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą przedstawiony w [44,45] jako źródło wymuszeń drgań korpusu przekładni. Przedstawiony powyżej pogląd dotyczący podziela ją autorzy [46] oraz jest to zgodne z modelem przedstawionym przez autorów pracy [47] (rys. 2.1).



Rys. 2.1. Poglądowe przedstawienie modelu propagacji drgań w przekładni zębatej [opracowano na podstawie [47]] – tłumaczenie na język polski wg [16]

Model ten został jednak ograniczony do analizy drgań, natomiast w pracy [48] uwzględniono również zagadnienie dotyczące generowania sygnału akustycznego (rys. 2.2), które obecnie jest szczególnie ważne ze względu na tendencję minimalizowania masy elementów układów napędowych, a poprzez to, nierzadko, zmniejszania sztywności korpusu przekładni.



Rys. 2.2. Poglądowe przedstawienie modelu generowania sygnału drganiowego i akustycznego w układach mechanicznych [48]

2.1. Źródła drgań przekładni zębatych

Autor prac [49,50] wyróżnia dwie główne grupy czynników przyczyniających się do wzbudzenia drgań podczas pracy przekładni zębatej. Pierwsza grupa związana jest z czynnikami zewnętrznymi wynikającymi z współpracy przekładni z innymi elementami/zespołami w ramach danego układu przeniesienia napędu, do których zaliczyć można m.in. silnik stanowiący źródło napędu, maszynę stanowiącą odbiornik napędu oraz sprzęgła. Wpływ charakterystyk sprzęgieł wejściowego i wyjściowego na siły dynamiczne w zazębieniu przedstawiono przykładowo w [51], natomiast wpływ sztywności skrętnej sprzęgła na drgania przekładni przedstawiono w [46], zatem zmniejszenie sił pobudzających do drgania korpus przekładni może nastąpić np. poprzez odpowiedni dobór sztywności sprzęgieł. Druga grupa według [49,50] związana jest z czynnikami wewnętrznymi, w ramach której wyróżnić można podgrupy obejmujące m.in. zjawisko sprężystych odkształceń zębów kół w wyniku przenieszonego

obciążenia [44,45,52–56], drgania parametryczne pochodzące od łożyskowania przekładni [57], zjawisko nierównomiernego rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia [50,58–65], wpływ sztywności kadłuba przekładni [43] oraz inne istotne z punktu widzenia drgań czynniki konstrukcyjne np. tłumienie drgań w zazębieniu przekładni [43,44,66]. Schemat podziału czynników wpływających na drgania przekładni przedstawiono na rysunku 2.3.



Rys. 2.3. Schemat podziału czynników wpływających na generowane drgania przekładni [opracowanie własne na podstawie [49,50]], K_r – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia wynikający z niedokładności obróbki mechanicznej kół zębatych i korpusu, K_{r0} – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia wynikający z odkształceń giętnych i skrętnych wałów i korpusów kół, K_{rt} – współczynnik trwałego rozkładu obciążenia, K_{rw} – wypadkowy współczynnik rozkładu obciążenia

2.2. Przegląd aktualnego stanu wiedzy dotyczącego zmniejszania drgań przekładni zębatych

Zagadnienia dotyczące zmniejszania wibroaktywności przekładni zębatych są złożone i stanowią tematykę wielu prac badawczych zrealizowanych oraz będących w realizacji. Prace poświęcone tej tematyce skupiają się na poszukiwaniu sposobów i rozwiązań konstrukcyjnych skutkujących zmniejszeniem emisyjności drganiowej pracującej przekładni zębatej. Na podstawie analizy rezultatów przedstawionych w wybranych pracach z obszaru badawczego obejmującego wibroaktywność przekładni zębatych

oraz aktualnego stanu wiedzy wskazano główne sposoby redukcji drgań i hałasów emitowanych w trakcie pracy przekładni zębatej. Wśród nich można wyróżnić m.in.:

- Ograniczenie drgań parametrycznych wynikających z okresowych zmian sztywności zazębienia np. poprzez zastosowanie narzędzi analizy z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) i metody elementów brzegowych (MEB) oraz badań doświadczalnych przedstawionych w pracy [67], a także zastosowanie kół o zębach wysokich wpływających na wysoką wartość czołowej liczby przyporu [68–70];
- Zwiększenie klasy dokładności wykonania kół zębatych [43,44,50,52,71–74];
- Modyfikacje kształtu zębów [44,52,73,75–77] oraz gdy to możliwe zastosowanie kół o zębach skośnych wpływające na wzrost całkowitej liczby przyporu [78,79]. Istotne zagadnienie w kontekście wymiarów geometrycznych zazębienia/kształtu zazębienia stanowi zmniejszenie wartości lub minimalizowanie luzów międzyzębnych. Prace obejmujące badania oraz rozwój konstrukcji przekładni bezluzowych/o zmniejszonych wartościach luzów międzyzębnych są prowadzone przez autorów zgłoszeń patentowych [80–83].
- Zastosowanie łożyskowania wałów przekładni cechującego się wyższym współczynnikiem tłumienia (np. łożyskowanie ślizgowe) umożliwiającym ograniczenie transmisji drgań z wałów do korpusu przekładni [84,85];
- Zastosowanie korpusu przekładni o konstrukcji opracowanej z uwzględnieniem minimalizacji jego drgań wynikających z pracy zazębienia i łożyskowania [43,86–90];
- Zastosowanie metod aktywnej redukcji drgań [43].

Między innymi pracownicy Instytutu/Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej tj. Wydziału, na którym jest realizowana niniejsza rozprawa (obecna nazwa: Wydział Transportu i Inżynierii Lotniczej), opublikowali co najmniej kilkaset prac zorientowanych na minimalizację drgań przekładni zębatych, z których do najbardziej istotnych lub/i przełomowych zaliczyć można [45,53,90]. Istotne jest również to, że już w chwili ich publikacji zauważano potrzebę prowadzenia oprócz badań doświadczalnych również badań symulacyjnych bazujących na modelach dynamicznych. Obserwowany

na przestrzeni kilku ostatnich dekad znaczący rozwój technik komputerowych rozszerzających możliwości wspomagania modelowania matematycznego powszechnie wykorzystywany jest również w pracach badawczych poświęconych opracowywaniu i udoskonalaniu modeli dynamicznych przekładni zębatych. Obszar tych badań w szczególności obejmuje analizę strefy zazębienia przekładni [91–96], w tym wybrane modyfikacje kształtu zęba mające wpływ na charakter współpracy zębów i sztywność zazębienia. Przedstawione w pracach [91,94] modele dynamiczne umożliwiły ocenę wpływu wybranych odchyłek wykonawczych zazębienia na wartości przyspieszeń i prędkości drgań współpracujących zębów, a poprzez to zmniejszanie sił dynamicznych w zazębieniu, a tym samym wibroaktywności przekładni zębatych. Również metody modelowania szczególnie wykorzystujące metodę elementów skończonych (MES) oraz metodę elementów brzegowych (MEB) stanowią istotne narzędzia w analizowaniu pracy zazębienia oraz poszukiwaniu możliwości obniżenia drgań przekładni lub zmniejszenia naprężeń u podstawy zęba [55,63,95,97–108]. Bardzo istotne jest jednak, aby tak jak w pracy [108] oprócz wykorzystania MES i MEB przeprowadzić również doświadczalną weryfikację uzyskanych wyników, którą w przywołanej pracy wykonano przy wykorzystaniu maszyny wytrzymałościowej sterowanej komputerowo, o napędzie hydraulicznym MTS-810, wyposażonej w przystawki o odpowiednim kształcie pozwalające na poprawne obciążenie badanego koła zębatego. Przedstawiona analiza wykazała zadowalającą zbieżność wyników badań symulacyjnych i doświadczalnych. W literaturze dotyczącej tematu dostępne są również prace poświęcone modelowaniu sztywności tulei podatnej i zazębienia przekładni falowych prowadzonemu z użyciem MES, MEB oraz modelu dynamicznego, w przypadku których w zazębieniu znajduje się znacząco większa liczba par zębów niż w przypadku przekładni o zazębieniu zewnętrznym [97,98]. W pracach [99,101], przeprowadzone badania wykorzystujące MES rozszerzono o uwzględnienie wpływu wybranych odchyłek wykonania kół zębatych, błędów montażowych oraz odchyłek równoległości osi przekładni, istotnych ze względu na wpływ sztywności zazębienia.

Odchyłki równoległości osi przekładni wpływają na nierównomierny rozkład obciążenia wzdłuż linii styku zębów, a tym samym na drgania generowane przez przekładnię zębatą w trakcie jej pracy. W pracach [58,59] przedstawiono rezultaty

zastosowania mimośrodowego osadzenia łożysk wałów przekładni jako metody wyrównania rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia. Wykazano w nich, iż rozkład obciążenia na szerokości zębów będących w zazębieniu można pośrednio ocenić na podstawie pomiaru wybranych symptomów drganiowych, do których zaliczono wartość skuteczną przyspieszeń drgań rejestrowanych na obudowach łożysk przekładni. Autorzy udowodnili również, iż dzięki zmianie względnego położenia osi przekładni można zmniejszyć niekorzystny wpływ odchyłek wykonawczych i odkształceń sprężystych elementów przekładni przenoszących obciążenie na drgania pracującej przekładni. Podkreślono jednak, że wyrównaniu rozkładu obciążenia, niewątpliwie korzystnemu ze względu wytrzymałości zębów kół, towarzyszy jednocześnie zwiększenie nadwyżek dynamicznych poprzez wzrost sumarycznej sztywności zazębienia. W związku z tym, w pracy [58] zaleca się stosowanie takiej względnej pozycji osi przekładni, aby uzyskać swoisty kompromis pomiędzy wytrzymałością kół przekładni, a jej emisyjnością drganiową. W przypadku zastosowania przedstawionej w pracach [58,59] metody celowego wprowadzania nierównoległości i przekoszenia osi wałów przekładni utrudnienie stanowi konieczność indywidualnego doboru wartości ww. odchyłek dla każdego egzemplarza przekładni zębatej uwzględniając m.in. odchyłki wykonania zastosowanych kół zębatych. Rezultaty prac badawczych poświęconych zjawisku rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia mającego istotny wpływ na aktywność drganiową pracującej przekładni zębatej przedstawiono również w pozycjach [64,65,109–116]. Do analizy zjawiska rozkładu obciążenia wykorzystano metodę elementów skończonych, ale także inne metody symulacyjne stanowiące autorskie rozwiązania. Celem Autorów tych prac było opracowanie oraz udoskonalenie metod symulacyjnych umożliwiających m.in. określenie wpływu wybranych modyfikacji zazębienia na rozkład obciążenia na szerokości zazębienia bez konieczności wytworzenia wielu prototypowych egzemplarzy przekładni. Ponadto, jak wskazują Autorzy prac [65,110,113–115], przy wykorzystaniu metod symulacyjnych możliwa jest analiza wpływu wybranych odchyłek wykonawczych kół i błędów montażu elementów przekładni na kształt oraz położenie obszaru styku zębów. Analiza zjawiska rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia dla zadanych przypadków umożliwia również zmniejszenie prawdopodobieństwa wystąpienia trwałego uszkodzenia powierzchni roboczych zęba

w wyniku ewentualnego wystąpienia nadmiernych naprężeń kontaktowych, co skutkuje zwiększeniem emisyjności drganiowej pracujących kół zębatych.

W przypadku pracy zazębienia istotnym czynnikiem również wpływającym na drgania przekładni jest lepkość kinematyczna oleju. W pracy [66] przedstawiono uwzględnienie w modelu dynamicznym układu napędowego z przekładnią zębatą wpływu temperatury właśnie na ten parametr. Natomiast w pracy [43] dowiedziono na podstawie badań doświadczalnych, że przy zastosowaniu tego samego oleju wzrost jego temperatury znacząco bardziej wpływa na prędkość drgań pokrywy przekładni oraz hałas generowany przez przekładnię w przypadku korpusów o obniżonej sztywności. Badania dotyczące wpływu lepkości na drgania przekładni prowadzone były również w pracach [117–121]. Z kolei z pracy [122] wynika, że istnieje wpływ rodzaju obróbki wykańczającej stosowanej do obróbki zębów kół oraz chropowatości powierzchni roboczych zębów na grubość filmu olejowego. Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono także, że zastosowanie po precyzyjnym szlifowaniu zębów kół obróbki wibrochemicznej (ang. Isotropic super finishing) jest jednym ze sposobów zwiększania grubości filmu olejowego między współpracującymi flankami zębów. Wzrost grubości filmu olejowego przekładał się na zwiększenie odporności powierzchni roboczych zębów na występowania zjawiska mikropittingu. Ponadto zwiększenie grubości filmu olejowego sprzyja obniżeniu drgań pracującej przekładni w wyniku wzrostu współczynnika tłumienia w zazębieniu. Według autora rozprawy wadą zastosowania analizowanej obróbki wykańczającej może stanowić jej stosunkowo wysoki koszt, który w znaczący sposób ograniczy jej zastosowanie w procesie produkcyjnym przekładni zębatych różnego zastosowania.

Na wartość sił dynamicznych w zazębieniu przekładni wpływ ma również charakter pracy silnika i maszyny roboczej co przykładowo przedstawiono w pracy [51]. Wpływ ten można minimalizować poprzez zastosowanie sprzęgieł podatnych o odpowiednio dobranej sztywności. Badania dotyczące parametrów sprzęgieł i ich wpływu na drgania układów napędowych przedstawiono w pracach [15,46,51,123–126]. W pracy [123] przedstawiono wyniki badań podatnego sprzęgła oponowego zastosowanego w układzie napędowym i wyznaczono m.in. wpływ częstości wymuszającej na wartości tłumienia wiskotycznego. Wyniki te mogą być użyteczne także dla innych autorów prowadzących badania w tym zakresie. W pracach [125,126] przedstawiono zastosowanie podatnego

sprzęgła pneumatycznego w różnych układach napędowych oraz określono m.in. wpływ ciśnienia gazu wypełniającego pneumatyczne elementy podatne sprzęgła na drgania skrętne wału układu napędowego. W pozycji [51] przeanalizowano wpływ zwiększenia sztywności zarówno sprzęgła znajdującego się pomiędzy silnikiem a przekładnią zębatą jak i sprzęgła znajdującego się pomiędzy przekładnią zębatą a maszyną roboczą na obciążenie zębów kół oraz przedstawiono w przypadku, którego ze sprzęgieł wzrost sztywności (w stosunku do sprzęgła 060 AFO-165) wywołuje większą redukcję sił dynamicznych w zazębieniu. Badany układ napędowy był obciążany momentem hamującym o różnych wartościach i różna była częstotliwość zmian momentu obciążenia. Analiza przedstawionych wyników badań wykazała możliwość ograniczenia zmiennych w czasie sił dynamicznych zazębienia poprzez odpowiedni dobór sztywności skrętnej sprzęgła podatnego zastosowanego w układzie napędowym przekładni zębatej. Z kolei w pracach [15,46] wykazano, że zastosowanie innowacyjnego, opatentowanego podatnego sprzęgła w całości metalowego:

- wykorzystującego mechanizm śrubowy i zamianę ruchu obrotowego na postępowy,
- charakteryzującego się wysokim kątem skręcenia członów sprzęgła mogącym przekraczać 70° ,

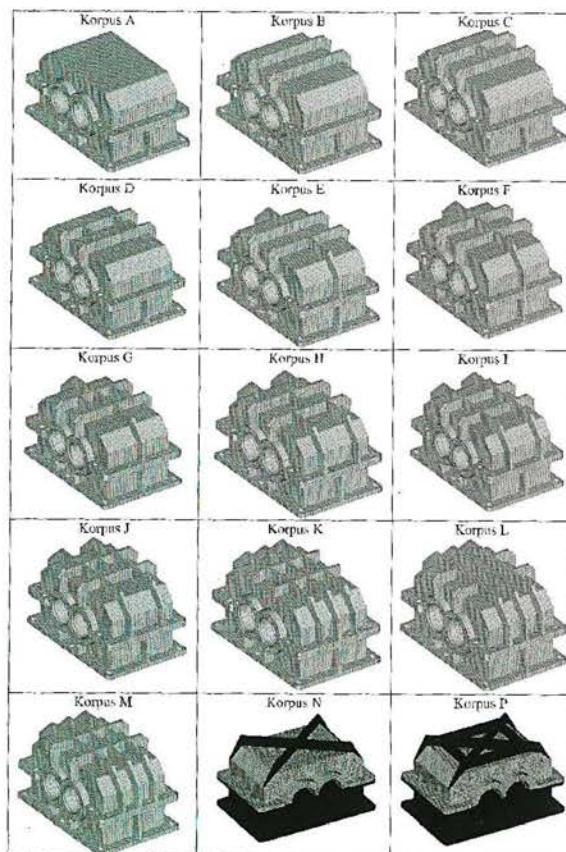
w przypadku różnej wielkości i różnie obciążonych układów napędowych pozwala na ograniczenie przyspieszeń drgań obudów łożysk przekładni, a tym samym zmniejszenie sił dynamicznych w zazębieniu.

Do znaczących osiągnięć naukowych można zaliczyć również opracowaną i przedstawioną w pracy [43] metodykę projektowania korpusów przekładni o obniżonej wibroaktywności. W pracy tej przedstawiono wyniki badań polegające m.in. na ocenie wpływu zmian sztywności stalowego korpusu przekładni poprzez dokonanie w jego budowie zmian konstrukcyjnych. Wykazano również, że maksymalna emisja energii akustycznej występuje w pasmach częstotliwości drgań własnych korpusu. Autor pracy podkreślił, iż w procesie minimalizacji wibroaktywności przekładni istotny jest odpowiedni dobór własności dynamicznych węzłów łożyskowych i budowy korpusu z uwzględnieniem jego charakterystyki rezonansowej oraz w powiązaniu z częstotliwościami wymuszeń

drgań. Zwrócono także uwagę, na to że na podstawie modelowania dynamicznego istnieje możliwość ograniczenia zmian sił w zazębieniu, co z kolei potwierdza słuszność podjęcia w niniejszej pracy próby ograniczenia drgań na początku drogi propagacji czyli już od strefy zazębienia.

Tematykę wibroaktywności przekładni zębatych kontynuowano w monografii [53]. Wynikiem zrealizowanych prac jest m.in. propozycja metody wspomagania projektowania przekładni i metoda ta składa się z dwóch etapów. Pierwszy polega na doborze określonych parametrów kół zębatych, łożysk i innych elementów przekładni, aby siły dynamiczne generowane w zazębieniu były możliwie małe, natomiast drugi etap polega na doborze odpowiedniego usytuowania oraz rozmiarów uźebrowania korpusu stalowego. Obszerne badania symulacyjne obejmowały analizę piętnastu wariantów konstrukcji korpusu stalowego (rys. 2.4) różniących się względem standardowej wersji korpusu (rys. 2.4 A) sztywnością oraz masą, która zmieniała się maksymalnie o 15,6%.

Analiza przedstawionych wyników badań wykazała, że zastosowanie korpusu z uźebrowaniem zwiększającym jego sztywność w różnym stopniu skutkuje zmniejszeniem jego wibroaktywności. Wykazano również, że wzrost odchyłek wykonania zazębienia, wiążący się z zwiększeniem sił dynamicznych w zazębieniu, powoduje zwiększenie drgań korpusu przekładni zarówno uźebrowanego jak i nieuźebrowanego. Ponadto w pracy [53] jej autorzy podkreślili, iż energia pobudzania korpusu przez wały i łożyska stanowi 90-95% całkowitej energii drgań generowanych w strefie zazębienia. Potwierdza to konieczność poszukiwania rozwiązań mających na celu możliwe ograniczenie transmisji drgań pochodzących ze strefy zazębienia na pozostałe części przekładni.



Rys. 2.4. Modele geometryczne korpusu przekładni zębatej analizowane w pracy [53]

Kolejne wybrane wyniki prac pracowników Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej, dotyczące wibroaktywności przekładni zębatych, a w szczególności oceny wpływu budowy stalowego korpusu przekładni na jej emisyjność drganiową oraz akustyczną opublikowane zostały m.in. w [67,86,88,127–129]. W pracy [129] przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wykonanych z wykorzystaniem uproszczonego modelu dynamicznego, które zostały zweryfikowane podczas badań doświadczalnych wykonanych na stanowisku mocy krążącej poprzez porównanie wartości sił dynamicznych oddziałujących w węzłach łożyskowych oraz kwadratów średnich prędkości drgań wybranych punktów korpusu przekładni. Dostrojony i zweryfikowany model dynamiczny wykorzystano w badaniach symulacyjnych bazujących na MES, które poświęcone zostały doborowi kształtu uźebrowania pokrywy korpusu w celu obniżenia wibroaktywności przekładni. W pracy [129] rozszerzono dotychczasowe dociekania przedstawione w [53]

o analizę wpływu szerokości i wysokości żeber wybranych konstrukcji pokrywy korpusu na jego drgania. Przedstawione w pracy [129] wnioski wskazują, że poprzez wnikliwy dobór wybranych wymiarów geometrycznych żeber pokrywy korpusu można poszukiwać dalszych jego konstrukcji mających na celu obniżenie wibroaktywności przekładni zębatej.

Wyniki badań dotyczących korpusu przekładni przedstawiono także w pracach [89,130], gdzie do określenia pasm częstotliwości charakterystycznych oraz postaci własnych stalowych korpusów wykorzystano metodę elementów skończonych. Na podstawie tych badań potwierdzono m.in., iż poprzez dobór odpowiedniej konstrukcji korpusu przekładni zębatej możliwe jest, już na etapie projektowania przekładni, odpowiednie określenie jego charakterystyki drganiowej oraz minimalizowanie drgań emitowanych w trakcie pracy przekładni.

Prace przedstawione w powyższych akapitach niewątpliwie skutkowały wypracowaniem cennych i użytecznych wniosków w zakresie redukcji drgań przekładni. Ich zakres ograniczał się jednak do analizy wybranych konstrukcji korpusów wykonanych ze stali, czyli materiału cechującego się stosunkowo wysoką wartością gęstości wynoszącą od 7,5 do 7,9 kg/dm³. W przypadku stacjonarnych (nie przemieszczanych) układów napędowych, znaczna gęstość materiału, z którego jest wykonany korpus przekładni, często wpływająca na wyższą jego masę nie stanowi znaczącego problemu. Natomiast w przypadku układów napędowych stosowanych w środkach transportu, przekładnie zębate przemieszczane są wraz z pozostałą jego konstrukcją, i już wtedy duża masa korpusu wynikająca z zastosowania materiału o stosunkowo wysokiej gęstości staje się bardzo istotna, gdyż wpływa na zwiększone zużycie energii potrzebnej do przemieszczania tego środka transportu. Z tego powodu poszukuje się alternatywnych materiałów o niższej wartości gęstości niż stal, których właściwości wytrzymałościowe pozwalają na zachowanie minimalnej masy korpusów przy zbliżonych wymiarach geometrycznych. W ostatnich latach trend dotyczący zmiany materiałów stosowanych do budowy różnych elementów, na takie które charakteryzują się niższą gęstością, jest szczególnie zauważalny w przypadku układów napędowych pojazdów samochodowych, gdzie przykładowo zrezygnowano z żeliwnych korpusów tłokowych silników spalinowych na korzyść korpusów wykonanych ze stopów aluminium, których gęstość wynosi ok. 2,7 kg/dm³. Oprócz tego stosuje się również elementy ze stopów aluminium z magnezem,

gdyż magnez ma gęstość jeszcze niższą wynoszącą $1,7 \text{ kg/dm}^3$. Przykład takiej części stanowi pokrywa elementów rozrządu i przekładni łańcuchowej (rys. 2.5 a) służącej do ich napędu zastosowana w rzędowym sześciocylindrowym silniku firmy BMW. Kolejnym krokiem w procesie zmniejszania masy i gęstości elementów silników było zastosowanie na wybrane części polimerów i na rysunku 2.5 b przedstawiono ośmiocylindrowy silnik w układzie V stosowany w samochodach firmy Land Rover, w przypadku którego zastosowano polimerową pokrywę elementów rozrządu i przekładni łańcuchowej służącej do ich napędu.

a)



b)



Rys. 2.5. Przykłady zastosowania na pokrywy elementów rozrządu i przekładni łańcuchowej: a) stopu aluminium z magnezem MgAl9Zn1HP w przy przypadku rzędowego sześciocylindrowego silnika firmy BMW, b) polimeru w przypadku ośmiocylindrowego silnika w układzie V stosowanego w samochodach firmy Land Rover [opracowanie własne]

W odpowiedzi na zjawisko opisane powyżej, dotyczące stosowania materiałów o mniejszej gęstości do produkcji części użytych w środkach transportu, w pracach [131–133] przedstawiono analizę wpływu zastosowania pokrywy korpusu walcowej przekładni zębatej wykonanej z czterech różnych materiałów kompozytowych na: wartość prędkości drgań wybranych jego punktów oraz na poziom hałasu. W ramach przywołanych prac wykonano również badania doświadczalne polegające na wyznaczeniu częstotliwości drgań własnych oraz postaci drgań własnych swobodnie podwieszonych kompozytowych pokryw korpusu. Jednym z głównych rezultatów przywołanych prac było uzyskanie obniżenia aktywności drganiowej pokrywy korpusu przekładni wykonanej z materiałów

kompozytowych względem klasycznej pokrywy stalowej, w szczególności zakresie częstotliwości powyżej 2 kHz.

Próby zastosowania alternatywnych materiałów do wykonania elementów przekładni zębatach nie ograniczają się jedynie do wspomnianych pokryw korpusów przekładni. Kolejna możliwość redukcji drgań pracującej przekładni jest upatrywana w wykorzystaniu polimerów jako materiału stosowanego na koła zębata. Wynika to z faktu, że polimery charakteryzują się znacząco większym współczynnikiem tłumienia drgań niż stal [134,135] i m.in. z tego powodu w celu minimalizacji drgań, zwłaszcza przekładni małych mocy, coraz częściej stosuje się koła wykonane z polimerów. W pracach [71,72,134,136–140] rozważane są przekładnie o osiach stałych i obiegowe, których koła zębata wykonano z polimerów oraz z wykorzystaniem m.in. metod przyrostowych. Wiedza dotycząca technik wytwarzania kół zębatach metodą przyrostową oraz ich rozwój, szczególnie pod względem przyszłej adaptacji tej metody w przypadku kół wykonanych ze stopów metali, są niezwykle istotne, gdyż metoda przyrostowa cechuje się znacznie mniejszymi stratami materiału w porównaniu do klasycznych metod obróbki skrawaniem, a zastosowanie stopów metali w przypadku kół zębatach wykonanych metodami przyrostowymi znacząco zwiększy ich nośność obciążeniową. Obecnie znaczne wyzwanie stanowi osiągnięcie wymaganej dla kół zębatach dokładności ich wykonania, która bezpośrednio wpływa na siły dynamiczne w zazębieniu oraz drgania pracującej przekładni. Próby rozwiązania tego zagadnienia stanowią tematykę prac [72,116,136–140], w których wykorzystywane są m.in. współrzędnościowe metody pomiarowe. Istotne zagadnienie z punktu widzenia szerokiego zastosowania polimerowych kół zębatach stanowią zagadnienia wytrzymałościowe. W pracy [134] prowadzono badania doświadczalne i próby trwałościowe na stanowisku badawczym obejmującym układ przeniesienia napędu składający się m.in. z silnika, reduktora, hamulca, sprzęgła oraz aparatury pomiarową. Testom poddano pojedyncze pary kół zębatach wykonanych z żywicy SL 5170, ale również egzemplarze przekładni planetarnych i przekładni dwudrożnych wykonane z polimeru ABS. W [134] badano czas pracy kół zębatach ewolwentowych o różnych kątach zarysu (20, 25 i 30 stopni), a także analizowano proces docierania tych kół. Analiza wyników prób trwałościowych wybranych zarysów zębów wykazała, że największą wytrzymałość posiadają koła o zarysach nieevolwentowych.

Cenne jest również to, że Autor pracy [134] w celu poprawy warunków współpracy polimerowych kół zębatych, na podstawie uzyskanych wyników badań, wykazał konieczność ich docierania pod mniejszym obciążeniem. Jednakże oprócz opisanych kwestii, w przypadku kół polimerowych pojawia się również zagadnienie dotyczące starzenia wynikającego z oddziaływania promieniowania UV na materiał koła zębatego. Tę problematykę poruszano m.in. w [141], gdzie badano wpływ warunków eksploatacyjnych kół podatnych zębatej przekładni falowej, w tym przyspieszonego starzenia wynikającego z oddziaływania promieniowania UV, na właściwości fizyczne oraz mechaniczne powierzchni zębów. Głównym wnioskiem z tych badań jest potwierdzenie, że elementy przekładni zębatych wykonane z polimeru ABS i PLA, poddane procesom eksploatacji i starzenia przeprowadzonych w ramach badań doświadczalnych obejmującym ekspozycję m.in. na promieniowanie UV, cechowały się niższą trwałością niż elementy polimerowe nie poddane procesom starzenia.

Istotnym zagadnieniem zasługującym na podkreślenie jest tematyka badań obejmujących konstrukcję korpusów kół zębatych. W pozycjach [56,104,142–149] przedstawiono wyniki prac zorientowanych na określenie wpływu budowy korpusu koła zębatego na drgania generowane w strefie zazębienia. Z kolei w pracach [142–147] przedstawiono badania polegające na określeniu wpływu wybranych konstrukcji korpusów lekkich kół zębatych na ślad współpracy/styku zębów kół i rozkład obciążenia na ich szerokości oraz takim dobraniu konstrukcji korpusu koła, aby możliwym było obniżenie drgań powstałych w strefie zazębienia. W tym celu często wykorzystywane są komputerowe metody symulacyjne, w tym metoda elementów skończonych oraz metoda elementów brzegowych [75,150–154]. W pracy [155] przedstawiono obszerną analizę wielu konstrukcji korpusu koła zębatego ukierunkowaną na obniżenie jego masy przy zachowaniu możliwie wysokiej sztywności mierzonej względem koła całkowicie wypełnionego materiałem. Należy jednak podkreślić, że zaproponowane konstrukcje korpusów kół nie były wyposażone w elementy wykonane z materiałów podatnych (o znacznie mniejszej sztywności niż materiał koła), lecz obejmowały jedynie zmiany geometrii korpusów kół wykonanych z jednego materiału. Analiza wyników badań symulacyjnych przedstawionych w pracy [75,152,154] wykazała, że dzięki celowym zmianom konstrukcyjnym dotyczącym obszaru korpusu stalowego koła zębatego możliwe

jest modelowanie sztywności zębów koła, co ma bezpośredni wpływ na siły dynamiczne w zazębieniu.

W pracach [142,143] przedstawiono wyniki badań doświadczalnych wpływu zastosowania lekkich kół o tytanowej konstrukcji korpusu wykonanej za pomocą metody przyrostowej. Wykorzystanie tej metody umożliwiło Autorom zastosowanie kół o skomplikowanej konstrukcji korpusu zawierającym liczne przestrzenie nie wypełnione metalem, które dodatkowo wypełniono tworzywem sztucznym. Przedstawione w pracach [142,143] wyniki badań wykazały znaczne obniżenie drgań rejestrowanych na korpusie przekładni wyposażonej w koło o zaproponowanej konstrukcji wewnętrznej, a w szczególności w przypadku koła z wypełnieniem w postaci tworzywa sztucznego. Pomimo tych zalet Autorzy podkreślili, iż szerokie zastosowanie zaproponowanych kół jest wysoce nieopłacalne ze względu na koszt produkcji oraz konieczność dodatkowej obróbki zarysów zębów po ich wykonaniu. Ponadto przedstawili swoje obawy dotyczące wytrzymałości zmęczeniowej materiału, z którego wykonane zostały koła oraz zwiększonego prawdopodobieństwa wystąpienia pęknięć struktury koła.

2.3. Podsumowanie przeglądu aktualnego stanu wiedzy przedstawionego w publikacjach naukowych

Na podstawie przedstawionej analizy aktualnego stanu wiedzy stwierdzono, że wibroaktywność przekładni zębatych stanowi aktualny oraz istotny temat podejmowany w wielu ośrodkach naukowych. Przedstawione, pozycje literaturowe potwierdzają że istnieje duża różnorodność metod ograniczenia aktywności drganiowej pracującej przekładni. Analiza najnowszych prac badawczych wykazała, iż zakres prowadzonych prac w wielu przypadkach skupia się głównie na wykorzystaniu i opracowaniu modeli symulacyjnych bazujących na metodzie elementów skończonych, metodzie elementów brzegowych, modelach dynamicznych przekładni a także modelach kinematycznych przedstawionych w [90,156]. W znacznej większości, z ich wykorzystaniem, podejmowane są próby określenia wpływu modyfikacji wybranych

parametrów zarysu zazębienia i kształtu zęba na rozkład obciążenia na szerokości zazębienia oraz sztywność zazębienia.

Badania poświęcone modyfikacjom wybranych elementów przekładni, w tym korpusów kół zębatach, stanowią bardzo istotną część publikowanych prac z tematyki wibroaktywności przekładni zębatach. Na podkreślenie zasługuje fakt, że realizowane badania w ramach ww. prac nie ograniczają się wyłącznie do poszukiwania nowych konstrukcji korpusów. W pracach tych przedstawiono także próby stosowania alternatywnych materiałów, tj. polimery i stopy tytanu, oraz technik przyrostowych, których nieustanny rozwój stwarza nowe możliwości w procesie wytwarzania kół zębatach. Jednak w przypadku takich kół zębatach, co podkreślają autorzy ww. prac, istotny problem badawczy stanowią zapewnienie odpowiedniej dokładności wykonania oraz zagadnienia wytrzymałościowe.

W celu przedstawienia stanu techniki w ramach analizowanego zagadnienia, oprócz publikacji naukowych zdecydowano się również dokonać przeglądu głównych baz zgłoszeń patentowych o zasięgu światowym, w których poszukiwano rozwiązań konstrukcyjnych:

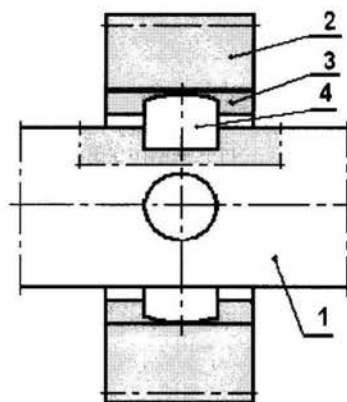
- dotyczących budowy kół zębatach mających na celu ograniczenie propagacji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni,
- ograniczających negatywny wpływ odchyłek wykonawczych i błędów montażowych, na drgania przekładni zębatach lub rozkład obciążenia na szerokości zazębienia,

a przez to pozwalających na zwiększenie ich cichobieżności.

Rezultaty wykonanego przeglądu baz zgłoszeń patentowych oraz analizę wybranych rozwiązań konstrukcyjnych przedstawiono w kolejnym podrozdziale niniejszej pracy.

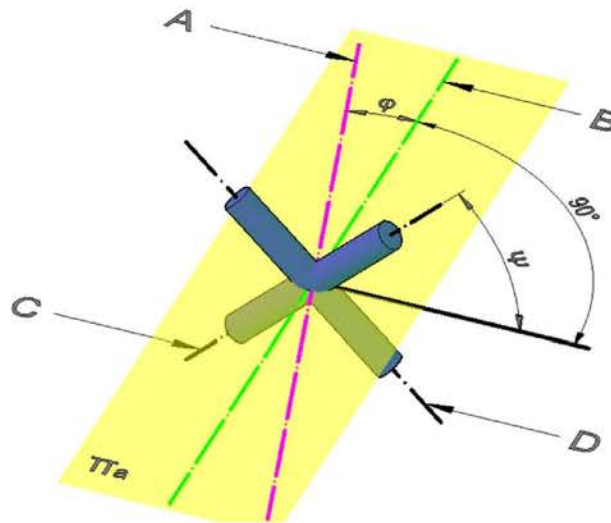
2.4. Przegląd zgłoszeń patentowych oraz analiza wybranych rozwiązań konstrukcyjnych

Autor niniejszej pracy ma na celu, zredukowanie drgań już w strefie zazębienia lub spowodowanie, aby drgania występujące w tej strefie w mniejszym stopniu przenosiły się na wały przekładni i poprzez to upatruje ograniczenia sił dynamicznych oddziaływujących na łożyskowanie oraz korpus przekładni. Z tego powodu w pierwszej kolejności przeanalizował krajowe, europejskie i światowe bazy patentowe w poszukiwaniu rozwiązań dotyczących zmniejszania negatywnego wpływu: odchyłek kierunku linii zęba, a także nierównoległości oraz przekoszenia osi przekładni, na ślad współpracy zębów kół. Przedstawione w zgłoszeniu patentowym PL 379605 [157] rozwiązanie konstrukcyjne polega na osadzeniu koła zębatego na wale przekładni z wykorzystaniem czterech walców (rys. 2.6). Walce (4) zostały rozmieszczone po obwodzie wału. Jeden koniec każdego z walców znajduje się w otworze wykonanym w wale (1), natomiast drugi koniec w rowku koła o przekroju prostokątnym (3). Według przedstawionych w [157] informacji, końce walców umieszczone w rowkach koła zębatego są zaokrąglone promieniem, którego wartość jest równa odległości między wspomnianym końcem walca, a osią obrotu wału. Takie rozwiązanie konstrukcyjne ma umożliwić kątowe wychylenie osi koła zębatego (2) względem osi wału (1), na którym koło jest osadzone.



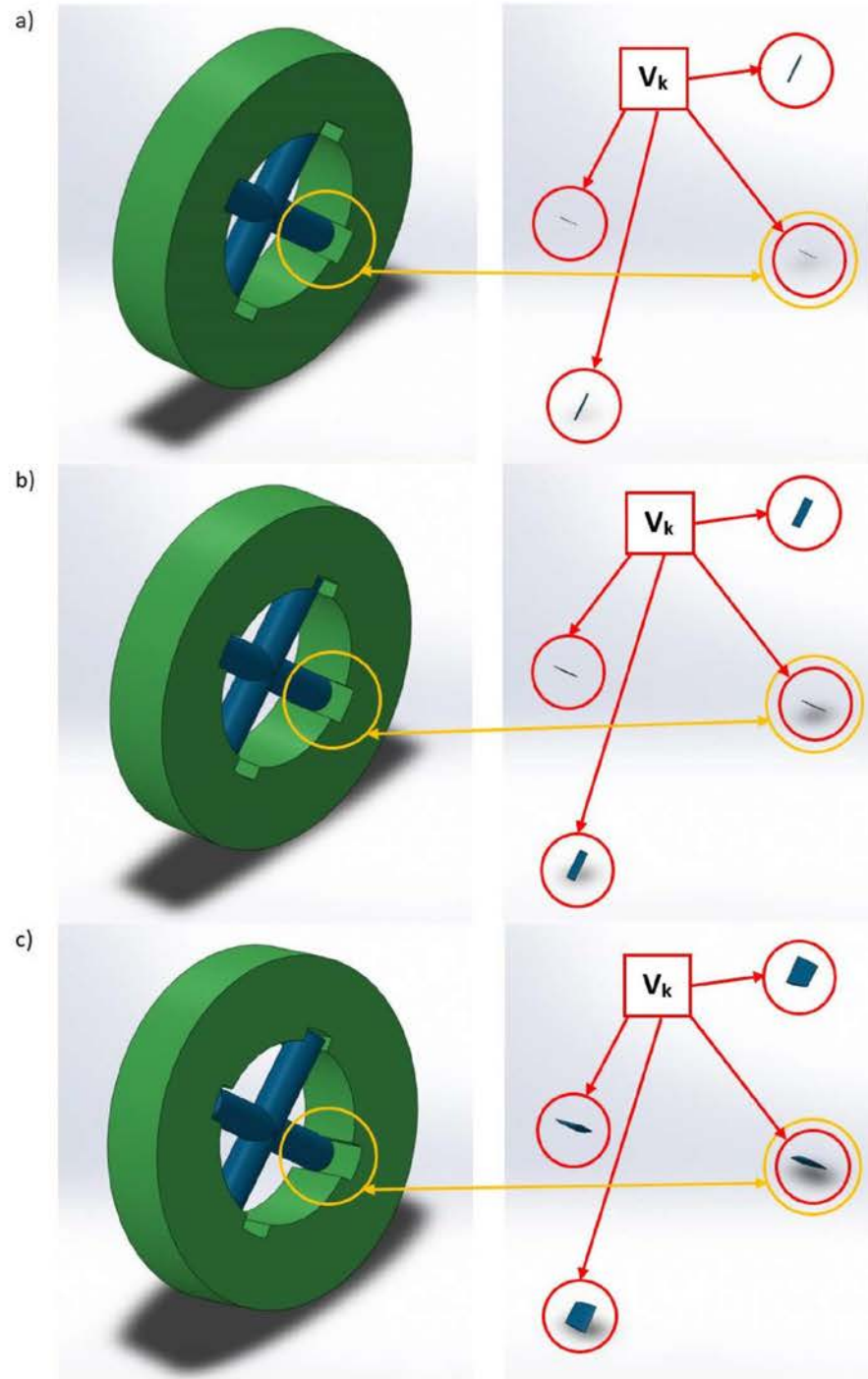
Rys. 2.6. Schemat wahliwego osadzenia koła na wale z wykorzystaniem czterech walców:
1- czop wału, 2 - koło zębate, 3 - rowek o przekroju prostokątnym,
4 - walec [157]

Już w publikacjach [158,159] autor niniejszej rozprawy w celu analizy pracy omawianego rozwiązania konstrukcyjnego przedstawił utworzony oryginalny przestrzenny model geometryczny oddający jego istotne cechy (rys. 2.7 – 2.9). Analiza tego modelu wykazała, że w sytuacji, gdy oś obrotu koła (rys. 2.7 – pozycja A) tworzy z osią obrotu wału (rys. 2.7 – pozycja B) niezerowy kąt φ (rys. 2.7), oraz gdy oś ramienia krzyżaka (rys. 2.7 pozycja C), który powstał w wyniku połączenia walców (rys. 2.6 – pozycja 4) ze swoimi rzutami na płaszczyznę Π_a (rys. 2.7) tworzą niezerowy kąt ψ (rys. 2.7), dochodzi do kolizji (nakładania się części objętości brył) pomiędzy walcami a kołem zębatym w sąsiedztwie rowków (rys. 2.6 – pozycja 3).



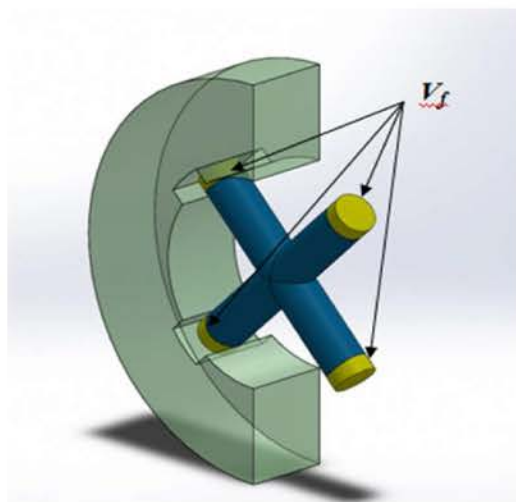
Rys. 2.7. Model geometryczny wahliwego osadzenia koła na wale: A- oś obrotu koła zębatego, B- oś obrotu wału, C,D- osie ramion krzyżaka, φ - kąt odchylenia osi koła zębatego od osi wału, ψ - kąt między osią ramienia krzyżaka, a jej rzutem na płaszczyznę π_a [opracowanie własne]

Przykładowo zjawisko kolizji (nakładania się objętości) brył walców oraz wieńca zębatego przedstawiono na rysunku 2.8. W trakcie symulacji wykazano, że wraz ze wzrostem wartości kąta wychylenia osi koła φ (rys. 2.7), objętość kolizji V_k (rys. 2.8) wzrasta, a największe wartości objętości kolizji V_k są uzyskiwane dla pozycji walców, w których wartość kąta ψ (rys. 2.7) wynosi $\pi/4 + k \cdot \pi/2$ (gdzie: $k \in N$).

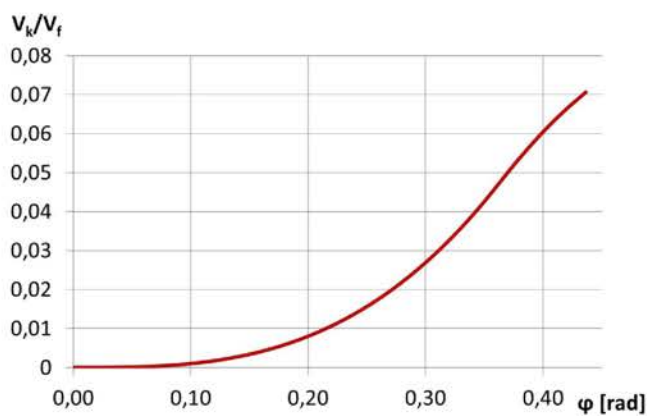


Rys. 2.8. Symulacja pracy wahliwego osadzenia piasty w środowisku CAD oddająca istotne cechy analizowanego rozwiązania; V_k – objętość powstająca w wyniku przenikania (kolizji) pomiędzy ramionami krzyżaka a piastą: a) $\varphi=1^\circ$, b) $\varphi=5^\circ$, c) $\varphi=15^\circ$
[opracowanie własne]

Do oceny i przedstawienia zjawiska zaproponowano bezwymiarowy wskaźnik będący ilorazem objętości kolizyjnej V_k (rys. 2.8) do fragmentu walca znajdującego się w rowku koła V_f (rys. 2.9). Wartość bezwymiarowego wskaźnika w funkcji kąta wychylenia osi koła przedstawiono na rysunku 2.10.



Rys. 2.9. Objętość ramienia znajdująca się w rowku piasty oznaczona kolorem żółtym – V_f [opracowanie własne]

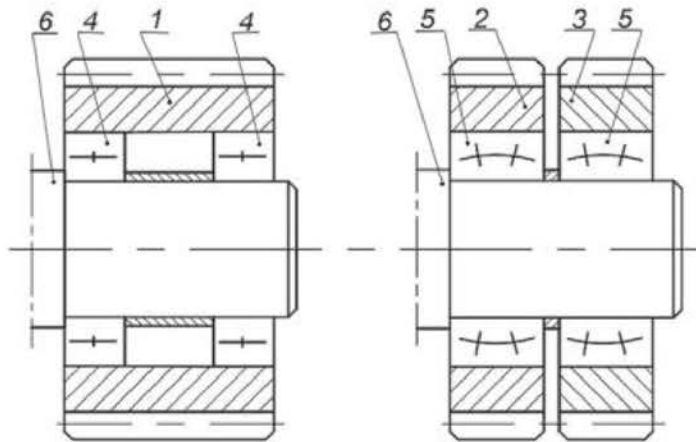


Rys. 2.10. Wartość bezwymiarowego wskaźnika w funkcji kąta wychylenia osi koła [opracowanie własne]

Przedstawione zjawisko kolizji (nakładania się) brył walców oraz wieńca zębatego może przyczynić się do przyśpieszenia zużycia powierzchni bocznych walców i rowków w wyniku

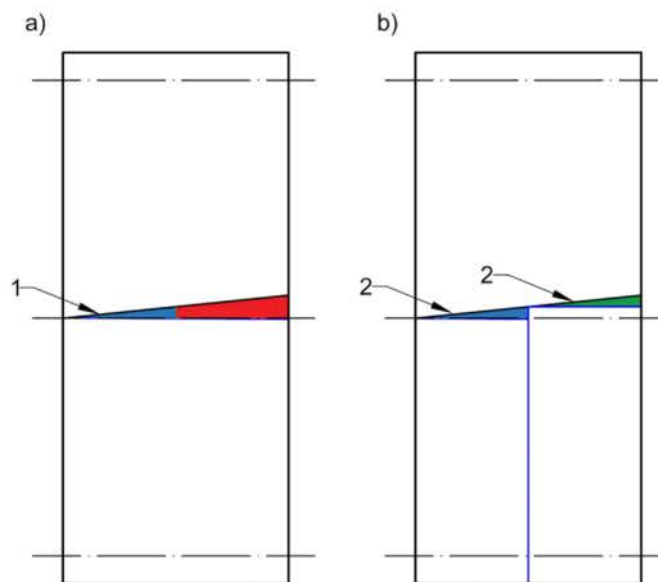
znaczących wartości naprężeń w miejscu kontaktu, co wpłynie niekorzystnie na niezawodność przekładni oraz zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia awarii. Ponadto, zjawisko cyklicznego bicia osiowego wieńca zębatego wynikające z przedstawionego powyżej zjawiska może być źródłem dodatkowych drgań układu oraz wykazywać niekorzystny wpływ na powierzchnię kontaktu zębów będących w zazębieniu.

W zgłoszeniu patentowym [160] o oznaczeniu PL 321717 opisany został innowacyjny sposób osadzenia koła satelitarne na czopie jarzma przekładni obiegowej. W klasycznych przekładniach obiegowych koła satelit zazębiają się jednocześnie z centralnym kołem słonecznym oraz z wewnątrznie uzębionym pierścieniem/kołem zewnętrznym. Taka sytuacja powoduje, że dokładność wykonania zarysów zazębienia wszystkich kluczowych elementów przekładni oraz minimalizacja odchyłek montażowych są niezwykle istotne, w celu zapewnienia poprawnych warunków pracy przekładni. Ponadto, przekładnie obiegowe często cechują się znacznymi w porównaniu do przekładni walcowych szerokościami zębów kół. Pozwala to na przenoszenie wyższych obciążeń, lecz może dodatkowo utrudniać uzyskanie równomiernego rozkładu obciążenia na szerokości współpracujących zębów, w szczególności uwzględniając wspomniany powyżej fakt jednoczesnej współpracy koła satelitarne z centralnym kołem słonecznym oraz z wewnątrznie uzębionym kołem. Istotą rozwiązania konstrukcyjnego omawianego zgłoszenia patentowego jest modyfikacja konstrukcji koła satelitarne oraz jego osadzenia na czopie jarzma przekładni (rys. 2.11). W tym rozwiązaniu zaproponowano podzielenie jednego szerokiego koła satelitarne (1) na kilka mniejszych (2, 3), których suma szerokości jest równa szerokości klasycznego szerokiego koła. Dodatkowo do osadzenia nowopowstałych węższych kół satelitarnych na czopie jarzma (6) zaproponowano zastosowanie łożysk tocznych wahliwych (5) zamiast klasycznych łożysk tocznych (4).



Rys. 2.11. Schemat wahliwego osadzenia kół satelitarnych na czopie jarzma: 1-klasyczne (szerokie) koło zębate, 2,3- wąskie koło zębate, 4-łożyska toczne, 5-łożyska toczne wahliwe, 6-czop jarzma [160]

Opisane w zgłoszeniu patentowym PL 321717 [160] rozwiązanie konstrukcyjne ma na celu umożliwienie korzystniejszego dopasowania współpracujących powierzchni roboczych zębów węższych kół satelitarnych do powierzchni roboczych zębów koła słonecznego i koła wewnętrznie uzębionego, co poglądowo przedstawiono na rysunku 2.12.



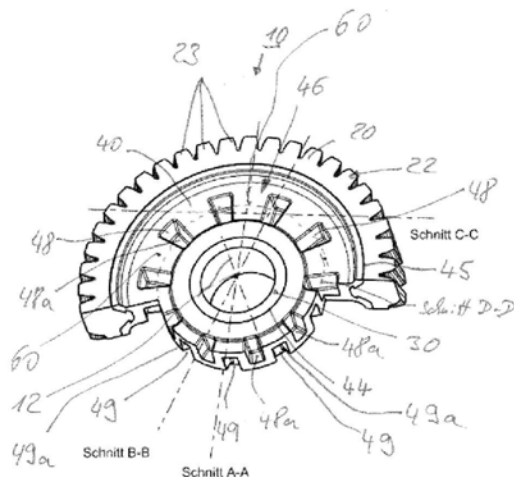
Rys. 2.12. Poglądowe przedstawienie obszaru zawartego pomiędzy zębem zębniaka o zębach prostych, którego odchyłki wykonania wynoszą zero a zębem koła satelitarnego obciążonym niezerową odchyłką kierunku linii zęba: a) w przypadku zębniaka i koła

*satelitarnego o identycznej szerokości uzębienia, czyli rozwiązania klasycznego,
b) rozwiązania konstrukcyjnego o oznaczeniu PL 321717, czyli dzielonych kół
satelitarnych; obszar zaznaczony na rys. a kolorem czerwonym jest większy niż obszar
zaznaczony kolorem zielonym na rys. b [opracowanie własne]*

Ponadto wg rysunku 2.11, zastosowanie łożysk tocznych wahliwych umożliwi kątowe wychylenie osi obrotu węższych kół satelitarnych względem osi czopa jarzma, na którym je osadzano. Dzięki tym dwóm cechom możliwe jest zwiększenie powierzchni pola kontaktu współpracujących zębów oraz uzyskanie korzystniejszego i bardziej równomiernego rozkładu obciążenia na szerokości zęba. Zgodnie z opisem Autorów rozwiązania o oznaczeniu PL 321717 [160], umożliwia to również zmniejszenie naprężeń kontaktowych oraz zwiększenie cichobieżności pracującej przekładni. Ocena wpływu zastosowania przedstawionego rozwiązania na obciążenie uzębienia przekładni obiegowej stanowiła temat rozprawy doktorskiej dr. inż. Sławomira Baranowskiego [161]. W ramach pracy wykonano badania doświadczalne na stanowisku składającym się z: silnika elektrycznego wraz z przemiennikiem częstotliwości, wstępnej przekładni zębatej, momentomierza, badanej przekładni obiegowej oraz hamulca taśmowego. Analiza uzyskanych wyników wykazała stosunkowo duże zmniejszenie się maksymalnej wartości siły obciążającej zęby koła zewnętrznego wynikający z istotnej poprawy rozkładu obciążenia współpracujących zębów przy zastosowaniu rozwiązania konstrukcyjnego dzielonych kół obiegowych. W ramach omawianej pracy przeprowadzono także badania symulacyjne z wykorzystaniem MES dla różnych wartości obciążenia przekładni, tożsamy z obciążeniami zadawanymi w przypadku badań doświadczalnych. Przeprowadzone symulacje umożliwiły uzyskanie m.in. rozkładów wartości przemieszczeń, odkształceń oraz naprężeń współpracujących zębów kół dla badanych rozwiązań konstrukcyjnych. Analiza rezultatów przeprowadzonych symulacji dla wybranych wartości obciążeń momentem obrotowym wykazała ponad 40-sto procentowe obniżenie wartości odkształceń w przypadku rozwiązania konstrukcyjnego zawierającego dzielone koła obiegowe w porównaniu do zastosowania klasycznego szerokiego koła obiegowego. Zdaniem Autora niniejszej pracy w [161] nie wykorzystano jednak efektu osadzenia wahliwego koła na osi. Ze względu na przedstawione w pracy [161] obiecujące rezultaty badań doświadczalnych oraz prostotę konstrukcji omawianego rozwiązania w dalszej części niniejszej pracy

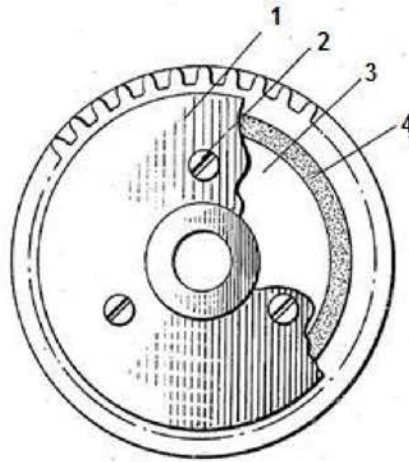
(w rozdziale 5) podjęto próbę adaptacji wahliwego osadzenia koła zębatego w przekładni walcowej oraz ocenę wpływu jego zastosowania na drgania przekładni, jednocześnie mając na uwadze, iż zastosowanie łożyska tocznego uniemożliwi przekazanie momentu obrotowego z koła na wał i odwrotnie. W związku z tym faktem, zastosowanie ww. rozwiązania konstrukcyjnego obarczone jest ograniczeniem zastosowania jedynie w przypadku walcowych przekładni kinematycznych.

W europejskim opisie patentu EP2899430 [162] przedstawione jest wielokomponentowe koło zębate składające się z wieńca zębatego i piasty rozdzielonych pierścieniem podatnym (rys. 2.13). Zewnętrzna powierzchnia obwodowa pierścienia połączona jest z wieńcem zębatym, a jego wewnętrzna powierzchnia połączona jest z piastą koła. Pierścień podatny jest wyposażony w liczne wgłębienia na dwóch przeciwległych, zewnętrznych powierzchniach, leżących prostopadle do osi obrotu. Wgłębienia te mają promieniowy kierunek lub promieniowe i obwodowe kierunki względem osi obrotu i w górnej zewnętrznej powierzchni pierścienia podatnego w porównaniu z wgłębieniami w dolnej zewnętrznej powierzchni pierścienia podatnego są przesunięte względem siebie. Zastosowanie elementu podatnego w opisanym kształcie może umożliwić stosunkowo niewielkie kątowe wychylenie osi obrotu wieńca zębatego względem osi obrotu piasty koła, w celu zmniejszenia nierównomierności rozkładu obciążenia na szerokości współpracujących zębów oraz ograniczyć transmisję drgań ze strefy zazębienia na wał przekładni. Niedogodnością rozwiązania przedstawionego w zgłoszeniu patentowym EP2899430 [162] jest prawdopodobieństwo wzbudzenia dodatkowych niepożądanych drgań układu, podczas pracy wieńca zębatego w przypadku kątowego wychylenia wieńca względem piasty, wynikających z wgłębien elementu podatnego wpływających na jego sztywność w kierunku promieniowym koła. Dodatkowo bardzo duża grubość warstwy podatnej przekraczająca wg rysunku 2.13 wielokrotnie wartość modułu zęba może wpływać na duże przemieszczenie promieniowe wieńca zębatego względem piasty, co z kolei znacząco wpłynie na skrócenie długości odcinka przyporu. Ponadto, w przypadku budowy zespołu koła przedstawionej na rysunku 2.13 oraz zużycia się lub uszkodzenia połączenia pierścienia podatnego z piastą lub/i wieńcem zębatym istnieje możliwość całkowitej utraty przekazywania momentu obrotowego z piasty na wieńiec zębaty lub odwrotnie.



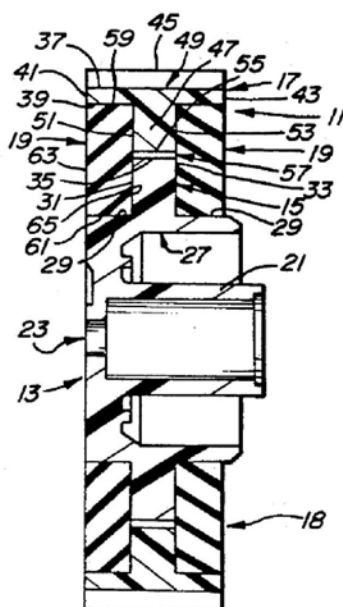
Rys. 2.13. Poglądowe przedstawienie budowy koła zębatego opisanej w zgłoszeniu patentowym EP2899430 [162]

W patencie US2307129 [163] znajdującym się w amerykańskiej bazie zgłoszeń jest również opisana konstrukcja koła zębatego (rys. 2.14) podzielonego na wieniec i piastę (3), zawierająca pierścień wykonany z elementu podatnego (4) w postaci sprężystej masy wypełniającej i łączącej wewnętrzną oraz zewnętrzną część koła. Dodatkowo konstrukcja koła została wyposażona w pierścienie zabezpieczające (1) połączone z piastą koła (3) za pomocą połączeń śrubowych (2). Pierścienie te stosowane są w celu niedopuszczenia do nadmiernego przemieszczenia wienca zębatego w kierunku osiowym koła. W przypadku tego rozwiązania, do przeniesienia momentu obrotowego wykorzystywana jest wyłącznie siła tarcia w skojarzeniu stalowy wieniec zębaty-podatna masa wypełniająca-stalowa piasta. Z tego powodu główną niedogodnością tego rozwiązania jest wysokie prawdopodobieństwo całkowitego braku przekazywania momentu obrotowego w przypadku wystąpienia chwilowej nadwyżki momentu obrotowego, powodującego przekroczenie maksymalnej wartości momentu możliwego do przeniesienia przez siłę tarcia występującą w skojarzeniu stal-podatna masa wypełniająca. Również zużycie podatnego elementu łączącego piastę i wieniec zębaty koła może doprowadzić do jego całkowitego zniszczenia w chwili wystąpienia nadwyżki momentu obrotowego oraz spowodować całkowity brak przekazania momentu obrotowego z piasty na wieniec zębaty lub z wienca na piastę.



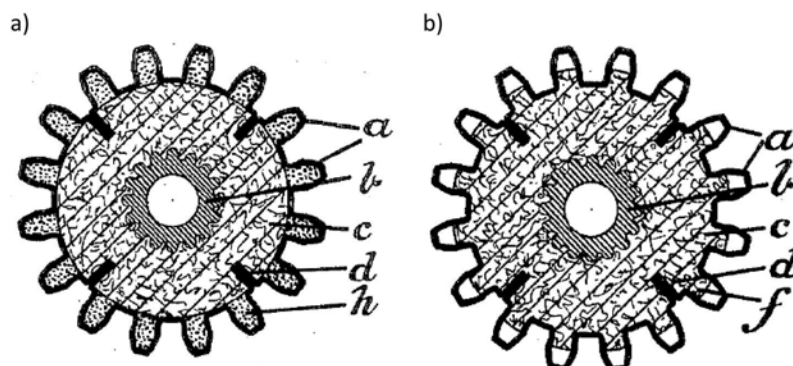
Rys. 2.14. Poglądowe przedstawienie budowy koła zębatego opisanej w zgłoszeniu patentowym US2307129: 1 – pierścienie zabezpieczające, 2 – połączenie śrubowe łączące pierścienie zabezpieczające i piastę koła, 3 – piasta koła, 4 – pierścień podatny [163]

Podobną koncepcję konstrukcji koła polegającą na jego podziale na część wewnętrzną (piastę) oraz zewnętrzną (wieńiec zębata), a także ich połączenie elementem podatnym przedstawiono w zgłoszeniu patentowym US5307705 [164]. Przedstawiona w [164] konstrukcja (rys. 2.15) różni się od opisanych powyżej tym, że człon podatny umieszczone są z boku koła zębatego. Może być zastosowany jeden pierścień podatny, lub dwa po obu stronach koła (rys. 2.15, pozycja 57 i 63). Do przeniesienia momentu obrotowego również wykorzystywana jest siła tarcia w skojarzeniu stal-guma, przez co koło to jest obciążone takimi samymi niedogodnościami jak opisane powyżej konstrukcje. W rozwiązaniu tym Autor nie przewidział również zabezpieczenia przed ewentualnym zbyt dużym przesunięciem osiowym wieńca podatnego. W przypadku zużycia członu lub członów podatnych połączonych z wieńcem i piastą również może nastąpić całkowity brak przekazywania momentu obrotowego, co wiąże się z poważną awarią przekładni zębatej.



Rys. 2.15. Poglądowe przedstawienie budowy koła zębatego opisanej w zgłoszeniu patentowym US5307705 [164]

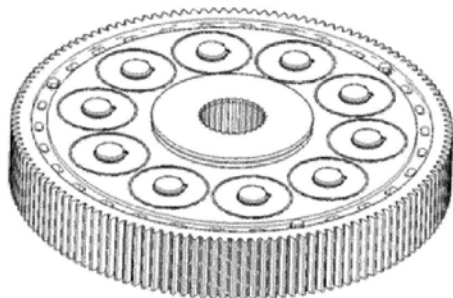
W opisie patentowym [165] o oznaczeniu US820789 przedstawiona jest konstrukcja koła zębatego (rys. 2.16), którego główne elementy składowe wykonane są z elementów metalowych i elastycznych. Korpus koła w każdym wariantcie konstrukcyjnym wykonany jest z materiału elastycznego. Zęby (a) w zależności od wariantu konstrukcyjnego wykonane są z materiału podatnego z metalowymi głowami (rys. 2.16 b) lub materiału podatnego pokrytego cienką warstwą metalu (rys. 2.16 a). Zęby przymocowane są do elastycznego korpusu (c), który kolejno osadzony jest na piaście koła wykonanej z metalu (b). Niedogodnością opisanego rozwiązania jest ograniczenie cechujące się przenoszeniem przez koło małych momentów obrotowych w stosunku do jego gabarytów, co znacząco ogranicza jego zastosowanie w nowoczesnych przekładniach, w szczególności tych stosowanych w środkach transportu. Ponadto w przypadku przedstawionych w opisie [165] konstrukcji występuję wysokie prawdopodobieństwo wyłamania głów zębów ze względu na ich stosunkowo mało wytrzymałe połączenie z materiałem podatnym.

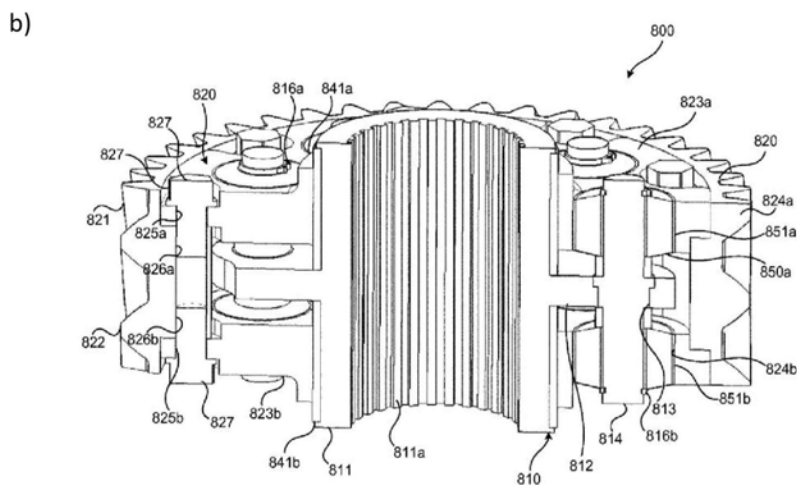


Rys. 2.16. Wybrane warianty konstrukcyjne koła zębatego przedstawione w opisie US820789: a – zęby koła, b – piasta koła, c – elastyczny korpus koła, d – dodatkowe mocowanie zabezpieczające wieńiec zębaty, f- elastyczna stopa zęba, h – ząb koła wykonany z materiału podatnego [165]

Z europejskiego opisu patentowego [166] o oznaczeniu EP3379106 znane są koła zębate z częścią wewnętrzną podzieloną w taki sposób, że można wyróżnić piastę wyposażoną w tarczę, która w zależności od wariantu opisanego w przywołanym zgłoszeniu współpracuje ze sworzniami o różnym kształcie, na których odsadzone są z kolei cylindryczne tuleje podatne (rys. 2.17). Na wolnych końcach sworznia umieszczone są pierścienie zabezpieczające, przeciwdziałające nadmiernemu przesunięciu osiowemu tulei podatnej wzdłuż sworznia. Kolejnymi elementami są tarcza pośrednia, z otworami na tuleje podatne, mocowana za pomocą połączenia śrubowego do elementu zewnętrznego koła z wieńcem zębatym.

a)



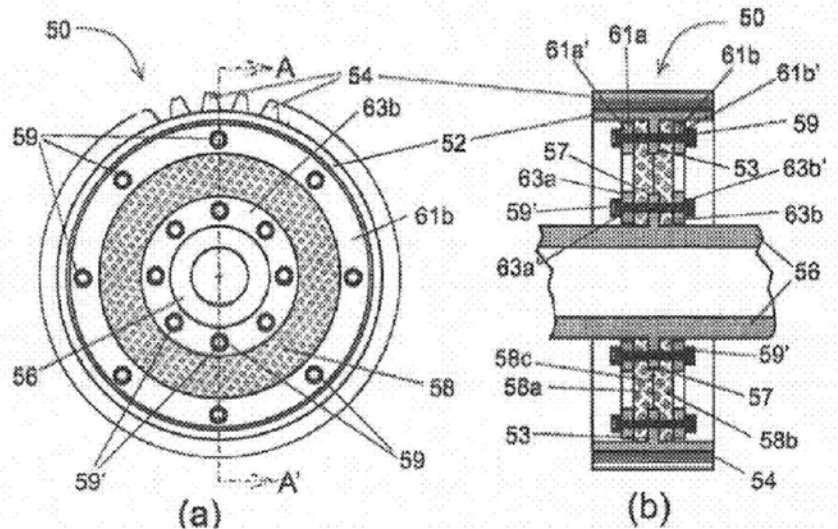


Rys. 2.17. Poglądowy rysunek przedstawiający: a) konstrukcję koła zębatego opisaną w patencie EP3379106, b) przekrój koła zębatego opisanego w patencie EP3379106 [166]

Natomiast w przypadku wariantu z jednym rzędem tulei podatnych wywołuje trudniejsze do skompensowania niewyważenie dynamiczne, gdyż rozwiązanie to cechuje się występowaniem dużej nierównomierności rozkładu masy w kole spowodowanym pustkami oraz niesymetrycznym rozmieszczeniem elementów o różnej gęstości. Drugi z wariantów rozwiązania zawartego w opisie patentowym EP3379106 [166] wprawdzie pozbawiony jest powyższych niedogodności związanych z niewyważeniem koła, jednak ze względu na obszerną budowę, zawierającą dwa rzędy tulei podatnych, narażony jest na trudności w zastosowaniu w wąskich kołach.

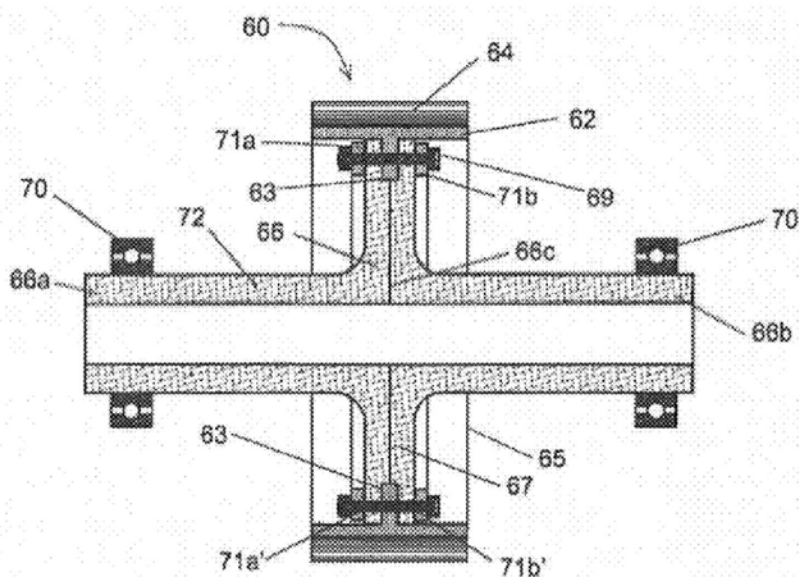
W zgłoszeniu patentowym US 9296157 przygotowanym przez National Aeronautics and Space Administration (NASA) [167] przedstawiono kilka rozwiązań kół zębatych dzielonych. Jedno z nich, przedstawione na rysunku 2.18, wykorzystuje piastę lub wał wraz z promieniowo przebiegającym zębem (przypominającym w przekroju odpowiednik środka w dwuteowniku). W wieńcu zębatym również zastosowano promieniowe zebro. Oba przywołane zębra oddziałują na siebie podczas pracy koła poprzez dwa elementy (łączniki - rys. 2.18 pozycje: 58a, 58b) wykonane w postaci sztywnej kompozytowej sieci, gdyż w patencie zapisano: „a web of a rigid composite material”. Przedstawiony w Patencie US 9296157 (NASA) [167] (rys. 2.18) układ żeber i łączników konstrukcyjnie jest bardzo zbliżony do tego, który stosowano w zgłoszeniu US5307705 [164] (rys. 2.15),

z różnicami polegającymi na tym, że rozwiązaniu wg NASA [167] zastosowano łączniki wykonane z sztywnej kompozytowej sieci dociskane czterema pierścieniami (rys. 2.15 - pozycje: 61a, 61b, 63a, 63b), mocowanymi za pomocą nie do końca doprecyzowanego połączenia najprawdopodobniej rozumianego jako nitowe, a w patencie US5307705 [164] (rys. 2.15) element podatny nie jest mocowany za pomocą łącznika tylko najprawdopodobniej zwulkanizowany z wieńcem i piastą. Niemniej daje się zauważyć stosunkowo wysokie podobieństwo obu tych rozwiązań. Występowanie, wspomnianego żebra promieniowego piasty można również zauważyć w rozwiązaniu patentowym EP3379106 [166] (rys. 2.17) i tam również zastosowano połączenie sworzniowe, tylko nieco inaczej ukształtowano wieńiec zębaty.



Rys. 2.18. Rozwiązanie konstrukcyjne dzielonego koła, zawierającego dwa elementy łączące (łączniki) wykonane z sztywnej kompozytowej sieci, opisane w patencie US 9296157 (NASA) [167]

W przywołanym już zgłoszeniu patentowym US 9296157 [167] przedstawiono również modyfikację rozwiązania konstrukcyjnego zamieszczonego na rysunku 2.18, polegającą na połączeniu wieńca zębatego wyposażonego w promieniowe żebro z dwoma wałami w szczególności wykonanymi z materiału kompozytowego i ukształtowanymi w taki sposób, aby jeden z końców ww. każdego wałów koła (rys. 2.19) stanowił element pełniący funkcję piasty koła (rys. 2.18). Przedstawione rozwiązanie ma na celu m.in. zmniejszenie masy wirujących elementów przekładni.



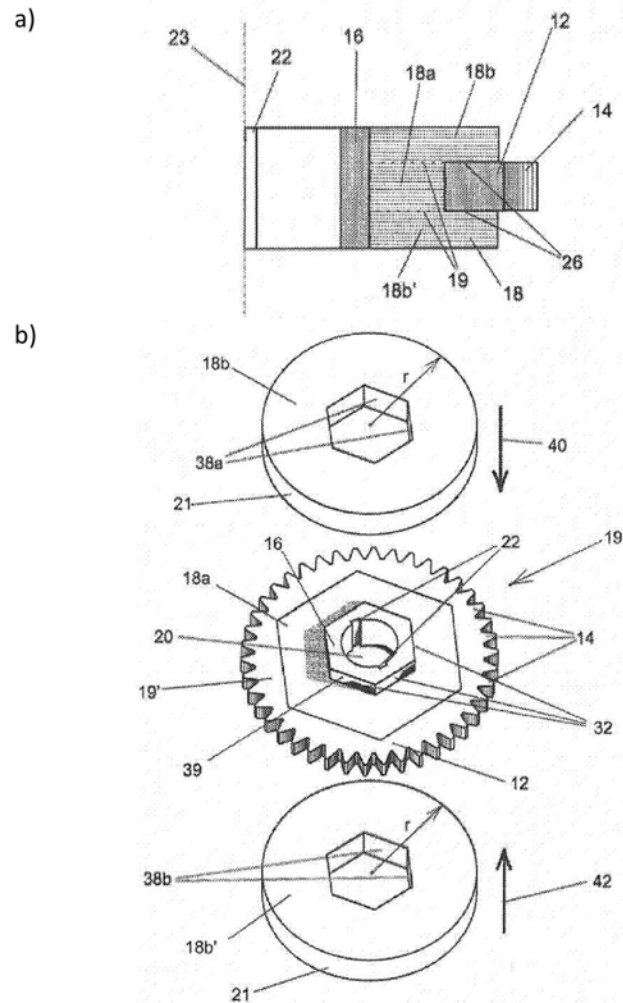
Rys. 2.19. Rozwiązanie konstrukcyjne zawierające dzielone wały wykonane z materiału kompozytowego opisane w patencie US 9296157 (NASA) [167]

Trzecie z rozwiązań opisanych w zgłoszeniu patentowym US 9296157 przygotowanym przez National Aeronautics and Space Administration (NASA) [167] przedstawiono na rysunku 2.20. Jego zasadnicze elementy to stalowa piasta (rys. 2.20b, pozycja 16), metalowy wieniec zębaty (rys. 2.20b, pozycja 12) połączone, łącznikiem (rys. 2.20b, pozycja 18a) i co bardzo istotne zdefiniowanym w zastrzeżeniach patentowych jako wykonany w postaci „sztywnej kompozytowej sieci”, gdyż jak już to wyżej przedstawiono w patencie tym zapisano: „a web of a rigid composite material”. Zastosowanie łącznika sztywnego zdaniem autora niniejszej rozprawy nie zawsze jest najlepszym rozwiązaniem, gdyż może to ograniczać podatność i tłumienie drgań powstających w strefie zazębienia oraz znacząco utrudnić zmianę położenia wieńca zębatego względem piasty, tak aby pomiędzy osiami tych elementów mógł występować pod wpływem obciążenia pewien niewielki niezerowy kąt pozwalający na skompensowanie różnicy np. odchyłek kierunku linii zębów współpracujących kół lub/i nierównoległości oraz przekoszenia osi kół spowodowanych odchyłkami wykonania otworów łożyskowych w korpusie. W rozwiązaniu NASA [167] oddzielnie pomiędzy sztywnym łącznikiem kompozytowym a piastą i oddzielnie pomiędzy sztywnym łącznikiem

kompozytowym a otworem wieńca zębatego zastosowano połączenia kształtowe (na rysunku zamieszczonym w patencie [167] przedstawiono przykładowo kształt graniastostłupa o podstawie sześciokąta foremnego). Przywołane połączenie kształtowe ze względu na występowanie efektów związanych z kształtem oraz efektu adhezji zdaniem autora niniejszej rozprawy umożliwiają przeniesienie większego momentu obrotowego odpowiednio pomiędzy sztywnym kompozytowym łącznikiem a piastą i pomiędzy sztywnym kompozytowym łącznikiem a otworem wieńca zębatego niż połączenie walcowe znane z zgłoszenia patentowego nr US2307129 [163] (rys. 2.14) oraz EP2899430 [162] (rys. 2.13). Zastosowanie połączenia kształtowego, w celu zwiększenia wartości momentu obrotowego przekazywanego pomiędzy poszczególnymi połączeniami elementów koła, znane jest już z opisu patentowego o oznaczeniu US82078 [165] (rys. 2.16), gdzie zaproponowano piastę koła, której zewnętrzna część współpracująca z elastycznym korpusem koła (rys. 2.16, pozycja c) odpowiada kształtowi wielowypustu lub/i wielokarbu. W rozwiązaniu [165] tak jak w rozwiązaniu [167] wewnętrzna część elementu wykonanego z materiału podatnego oddaje kształt ww. zewnętrznej części piasty.

Na podstawie rysunku 2.20 i to zarówno 2.20a jak i 2.20b oraz treści zastrzeżeń patentowych można zauważyć jednak, że: podobnie jak w patencie EP2899430 [154] (rys. 2.13) wysokość (tj. różnica pomiędzy promieniem okręgu, na którym został opisany zewnętrzny wielokąt foremny sztywnego łącznika kompozytowego a promieniem okręgu, do którego został wpisany wewnętrzny wielokąt foremny łącznika kompozytowego) sztywnej kompozytowej warstwy, w przypadku jej zniszczenia nie uniemożliwia wzajemnego obrotu piasty względem wieńca zębatego i oddziaływania kształtowego w przypadku zniszczenia kompozytowej sztywnej sieci tych elementów pomiędzy sobą. Ponadto w treści zastrzeżeń patentowych wynika, że Twórcy patentu NASA [167] zastrzegają, oddzielnie iż połączenie kształtowe występuje pomiędzy sztywnym łącznikiem kompozytowym a piastą (znane z patentu US820789 [165] – rys. 2.16) i oddzielnie iż połączenie kształtowe występuje pomiędzy sztywnym łącznikiem kompozytowym a wieńcem zębatym, natomiast nie zastrzegli, aby wymiary były tak dobrane, żeby przy całkowitym zniszczeniu sztywnego łącznika kompozytowego możliwe było chociażby w pewnym stopniu oddziaływanie piasty na wał i odwrotnie

tak, aby możliwe było przeniesienie momentu obrotowego poprzez połączenie kształtowe występujące pomiędzy piastą a wieńcem zębatym. Nie odnieśli również wysokości tej sztywnej kompozytowej warstwy do wysokości zęba. Te czynniki mogą zdecydowanie wykluczać zaproponowane rozwiązanie z wielu układów napędowych.



Rys. 2.20. Rozwiązanie konstrukcyjne zawierające dzielone koło zębate opisane w patencie US 9296157 (NASA): a) przekrój, b) widok elementów oraz zespołu elementów [167]

W rozwiązaniu konstrukcyjnym przedstawionym na rysunku 2.20 zastosowano również dwie tzw. „drugie” warstwy kompozytu (rys. 2.20, pozycja 18b i 18b’), gdyż Twórcy zapisali: „second layers of composite material”. Warstwy te przyklejane są za pomocą „warstwy adhezyjnej” do fragmentu powierzchni zewnętrznej piasty

(rys. 2.20b, pozycja 32) i do powierzchni bocznej wieńca zębatego (rys. 2.20a, pozycja 26). Ze względu na przywołanie w treści zgłoszenia patentowego powierzchni 19a, nie występującej na żadnym z rysunków zamieszczonych w omawianym zgłoszeniu patentowym, nie jest rozstrzygnięte czy dwie tzw. „drugie” warstwy kompozytu są przyklejane również do powierzchni bocznych łącznika kompozytowego oznaczonych numerem 19 (można się tego jedynie domyślać). Na podstawie analizy rysunku 2.20 autor niniejszej rozprawy zauważa, że w przypadku zastosowania tego samego kompozytu na łącznik (rys. 2.20, pozycja 18a) i na dwie tzw. „drugie” warstwy kompozytu (rys. 2.20, pozycja 18b i 18b') sztywność materiału kompozytowego musi być stosunkowo duża i to w swoim zgłoszeniu wyraźnie zapisali jego Twórcy, ponieważ w przypadku zastosowania materiału stosunkowo podatnego rozwiązanie to nie zapewniałoby co najmniej należytego osiowego ograniczenia wieńca koła zębatego.

Twórcy patentu US 9296157 (NASA) [167]:

- zastrzegli, aby tzw. „drugie” warstwy kompozytu (rys. 2.20, pozycja 18b i 18b') miały średnicę zewnętrzną mniejszą niż średnica stóp uzębienia wieńca zębatego, po to aby nie doszło do kontaktu głów koła współpracującego z tymi pierścieniami bocznym koła zębatego podatnego;
- nie zastrzegli, natomiast aby pomiędzy tzw. „drugimi” warstwami kompozytu (rys. 2.20, pozycja 18b i 18b') a wieńcem zębatym występował pewien luz osiowy umożliwiający w pewnym zakresie zmniejszenie sztywności tego połączenia oraz zmianę położenia wieńca względem piasty, w taki sposób aby pomiędzy osiami piasty i wieńca zębatego mógł występować pod wpływem obciążenia pewien niewielki niezerowy kąt pozwalający na skompensowanie różnicy np. odchyłek kierunku linii zębów współpracujących kół lub przekoszenia osi wałów.

Analizując rysunek 2.20 z patentu US 9296157 (NASA) [167] można zauważyć również pewne podobieństwo do rysunku 2.16b z pochodzącego patentu US820789 [165], gdyż w obu przypadkach zastosowano połączenie kształtowe pomiędzy piastą i wałem, a różnica polega na tym, że w pierwszym z przywołanych patentów wieńiec zębaty jest w całości, natomiast w drugim są zastosowane jedynie metalowe głowy zębów.

3. Cel i zakres pracy

Przedstawiony przegląd publikacji naukowych bez wątpienia wskazuje na celowość zastosowania modyfikacji pomiędzy strefą zazębienia a korpusem przekładni, które właśnie już w tym zakresie pozwolą na ograniczenie przenoszenia się drgań. Zagadnienie to nie jest szczegółowo zbadane. Zamieszczona w rozprawie analiza wybranych zgłoszeń patentowych o zasięgu krajowym, europejskim oraz światowym wykazała, że poszukiwanie rozwiązań konstrukcyjnych koła zębatego:

- umożliwiającego ograniczenie propagacji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni,
- pozwalającego, co najmniej w pewnym zakresie, na ograniczenie wpływu na drgania przekładni wybranych odchyłek: wykonania zarysu zazębienia, a także nierównoległości osi przekładni,

jest zagadnieniem aktualnym. Świadczą o tym między innymi omówione patenty: europejski patent EP2899430 [162] z roku 2017, europejski patent EP3379106 [166] z roku 2017, patent US 9296157 zgłoszony przez NASA [167] z roku 2016 oraz patent PL 321717 [160] starszy, bo z roku 1999, ale szczegółowo analizowany w ramach rozprawy doktorskiej [161] obronionej w roku 2018. Opisana w poprzednim rozdziale szczegółowa weryfikacja wymienionych rozwiązań konstrukcyjnych przedstawionych w różnych patentach wykazała ich wady lub ograniczenia dokładnie przedstawione w podsumowaniu każdego z przywołanych rozwiązań patentowych. Z tego powodu celowe jest ich wyeliminowanie poprzez poszukiwanie i opracowanie rozwiązania konstrukcyjnego koła zębatego umożliwiającego na podstawie przeprowadzonej analizy konstrukcyjno-ruchowej:

1. Ograniczenie transmisji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni przy zastosowaniu elementu, który nie będzie sztywnym łącznikiem kompozytowym.
2. Ograniczenie, co najmniej w pewnym zakresie, negatywnego wpływu odchyłek: nierównoległości oraz przekoszenia osi przekładni, a także kierunku linii zęba na kontakt zębów jej kół. Z tego powodu również sztywny kompozytowy łącznik nie powinien być stosowany.

3. Ograniczenie, w stosunku do konstrukcji przedstawionych w przywołanych zgłoszeniach patentowych, możliwości całkowitej utraty przeniesienia momentu obrotowego w sytuacji zużycia lub uszkodzenia podatnego elementu łączącego, powodujących brak ciągłości materiału pomiędzy częścią przylegającą do piasty i częścią przylegającą do wieńca zębatego.
4. Opcjonalnie ograniczenie, w stosunku do konstrukcji przedstawionych w przywołanych zgłoszeniach patentowych, możliwości wystąpienia przesunięcia osiowego wieńca zębatego względem piasty o wartości niekontrolowanej przez konstruktora. Dodatkowo zastosowane w tym celu rozwiązanie np. w postaci bocznych pierścieni ograniczających, o sztywności znacząco wyższej niż sztywność łącznika podatnego, w przypadku maksymalnego dopuszczalnego przesunięcia wieńca zębatego względem piasty oraz nieuszkodzonych i niezużytych elementów zabezpieczających nie może pozwalać na to, żeby dochodziło do przenoszenia drgań ze strefy zazębienia na wał poprzez metalowe elementy cechujące się współczynnikiem tłumienia niższym niż łącznik.

Z powyższych powodów szczegółowo przedstawionych rozdziale drugim dotyczącym analizy literatury naukowej i patentów celem pracy jest:

- opracowanie konstrukcji koła zębatego dzielonego, która:
 - ograniczy przenoszenie drgań na drodze strefa zazębienia - wał przekładni,
 - ograniczy możliwości całkowitej utraty przeniesienia momentu obrotowego w sytuacji uszkodzenia lub zużycia podatnego elementu tłumiącego, oraz
- zaproponowanie kolejnej modyfikacji typowej przekładni zębatej, która będzie umożliwiała ograniczanie przenoszenia drgań z wałów przekładni na jej korpus, a także
- praktyczne sprawdzenie, na podstawie badań doświadczalnych, możliwości ograniczenia aktywności drganiowej wybranych punktów przekładni zębatej poprzez jedno z powyżej zaproponowanych rozwiązań lub ich kombinację.

Teza pracy:

Możliwe jest zmniejszenie występujących podczas pracy przekładni zębatej wartości skutecznych i międzyszczytowych przyspieszeń drgań istotnych jej punktów, poprzez zastosowanie modyfikacji konstrukcji typowej walcowej przekładni zębatej, które to modyfikacje będą zorientowane na ograniczenie przenoszenia drgań na drodze strefa zazębienia – korpus przekładni.

Zakres pracy obejmuje:

- Przeprowadzenie wstępnych badań symulacyjnych poświęconych analizie wpływu wahliwego osadzenia koła zębatego na powierzchnię oraz kształt śladu styku współpracujących zębów.
- Przeprowadzenie wstępnych badań doświadczalnych poświęconych analizie wpływu wahliwego osadzenia koła zębatego na drgania wybranych punktów walcowej przekładni kinematycznej.
- Opracowanie konstrukcji dzielonego koła zębatego o innowacyjnej budowie wewnętrznej zawierającej przykładowo element wykonany z materiału podatnego (o sztywności znacząco mniejszej niż sztywność materiału piasty i wieńca) łączący piastę i wieniec zębaty, a także opracowanie i złożenie do Urzędu Patentowego RP zgłoszenia patentowego bazującego w szczególności na efektach prac wykonanych w ramach przygotowywania niniejszej rozprawy. Ponadto, zakres zrealizowanych działań powinien obejmować również wytworzenie prototypowych egzemplarzy kół zębatach wykorzystanych na potrzeby badań doświadczalnych wykonywanych w ramach niniejszej pracy.
- Opracowanie konstrukcji tulei wyposażonych w elementy podatne (o znacząco niższej sztywności niż sztywność materiału obudowy tulei) służących do osadzenia łożysk wałów przekładni w jej korpusie oraz wytworzenie prototypowych kompletów ww. tulei na potrzeby badań doświadczalnych realizowanych w ramach niniejszej pracy. Zastosowanie tulei wyposażonych w elementy podatne ma na celu dodatkowe ograniczenie propagacji drgań na drodze strefa zazębienia - korpus przekładni, a w szczególności na odcinku tej drogi obejmującym wały przekładni – korpus przekładni.

- Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia oraz postaci drgań własnych dzielonego koła zębatego o innowacyjnej budowie wewnętrznej i wyposażonego w wał poprzez pomiar przyspieszeń drgań w wybranych punktach koła istotnych ze względu na transmisję drgań na drodze strefa zazębienia – korpus przekładni oraz ocena wpływu zastosowania ww. dzielonego koła zębatego na drgania wału w obszarze jego osadzenia w łożyskowaniu przekładni.
- Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia pomiędzy wybranymi punktami elementów przekładni zębatej charakteryzującej się modyfikacjami w obszarze koła zębatego lub/i łożyskowania wału w korpusie przekładni, które to modyfikacje są zorientowane na ograniczenie przekazywania drgań z wieńca zębatego koła poprzez wał i łożyskowanie na korpus przekładni.
- Pomiar drgań wybranych elementów przekładni, w trakcie jej pracy podczas rozbiegu i zaproponowanie metody oceny wpływu zastosowania dzielonego koła zębatego o innowacyjnej budowie wewnętrznej i/lub tulejach łożysk zawierających elementy podatne, na aktywność drganiową badanej przekładni.
- Pomiar drgań wybranych elementów przekładni, w trakcie jej pracy w warunkach ustalonych przy różnych stałych prędkościach obrotowych i obciążeniach, a także analiza wpływu zastosowania dzielonego koła zębatego o innowacyjnej budowie wewnętrznej i/lub tulejach łożysk zawierających elementy podatne, na aktywność drganiową badanej przekładni.

4. Badania wstępne dotyczące analizy wybranych zjawisk i poszukiwanie propozycji rozwiązania konstrukcyjnego koła zębatego pozwalającego na ograniczenie drgań

W ramach zrealizowanych badań i analiz wstępnych w pierwszej kolejności podjęto próbę oceny rozważanej możliwości zastosowania przegubowego zamocowania koła zębatego względem wału, na którym jest zamontowane w przypadku typowej walcowej przekładni zębatej wyposażonej w koła zębate o zębach prostych. W przyjętych przed badaniami wstępnymi założeniach, idea przegubowego zamocowania koła zębatego na jego wale mogła skutkować ograniczeniem negatywnego wpływu: odchyłki nierównoległości osi przekładni, odchyłki przekoszenia osi przekładni i odchyłki kierunku linii zęba na pole powierzchni śladu styku zębów oraz jego kształt. Dzięki temu upatrywano również uzyskania korzystniejszego rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia, a także ograniczenia drgań pochodzących ze strefy zazębienia. Ideę podziału szerokiego koła zębatego na kilka węższych oraz ich przegubowego osadzenia przedstawiono w przywołanym w rozdziale 2 niniejszej pracy zgłoszeniu patentowym PL 321717 [160], lecz w zgłoszeniu tym przegubowe osadzenie dotyczyło kół satelitarnych przekładni obiegowej, a nie przekładni walcowej, gdzie pomiędzy wałem a kołem musi być przekazywany moment obrotowy. Ponadto badania poświęcone ocenie wpływu zastosowania rozwiązania konstrukcyjnego będącego tematem zgłoszenia patentowego PL 321717 [160] na m.in. rozkład obciążenia na szerokości zazębienia opisano w pracy [161], z tym że z przedstawionego w pracy [161] opisu stanowiska i obiektu badawczego wynika, że do osadzenia nowopowstałych węższych kół obiegowych nie zastosowano łożysk tocznych wahliwych, przez co badano jedynie wpływ podziału koła obiegowego, a nie możliwość kąтового wychylenia osi obrotu węższych kół obiegowych względem osi jarzma. Ten fakt uzasadnia również słuszność wykonania opisanych w niniejszym rozdziale pracy wstępnych badań doświadczalnych polegających na ocenie wpływu zastosowania przegubowego (zwanego dalej wahliwym) osadzenia koła zębatego na drgania wybranych punktów kinematycznej przekładni zębatej wykazującej odchyłki nierównoległości i przekoszenia osi.

W ramach badań wstępnych przeprowadzono:

- badania symulacyjne w środowisku Matlab polegające na wykorzystaniu modelu geometrycznego współpracujących powierzchni roboczych zębów w przypadku przekładni walcowej wykazującej odchyłki nierównoległości, a także przekoszenia osi, zorientowane na analizę i ocenę wpływu zastosowania wahliwego osadzenia koła zębatego na kształt oraz pole powierzchni chwilowego śladu styku współpracujących zębów (rozumianego podobnie jak w [71,73,134,168]),
- badania doświadczalne wykonane na zmodyfikowanym stanowisku służącym do testów walcowej przekładni zębatej pracującego w układzie mocy krążącej mechanicznie zorientowane na próbę oceny wpływu zastosowania wahliwego osadzenia koła zębatego na drgania jej wybranych elementów w przypadku wprowadzonych odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi.

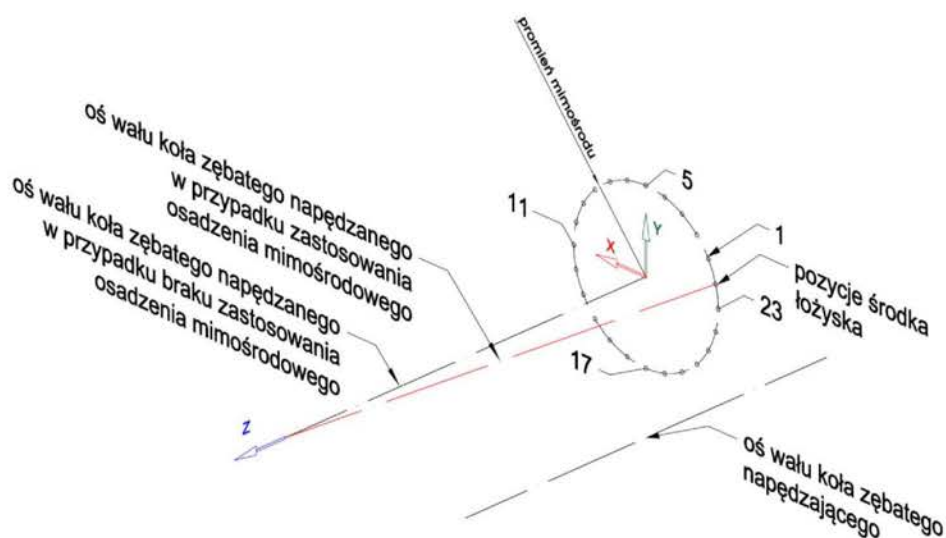
Zarówno w badaniach symulacyjnych związanych z utworzeniem modelu geometrycznego w środowisku Matlab jak i badaniach doświadczalnych, zastosowano parametry kół zębatach przedstawione w tabeli 4.1.

Tabela 4.1

Wybrane parametry przekładni zębatej

Parametr przekładni	Wartość parametru
Liczba zębów koła napędzanego z_1	16
Liczba zębów koła napędzającego z_2	24
Moduł normalny m_n	4,5 mm
Kąt pochylenia linii zęba β	0°
Szerokość zęba b	20 mm
Nominalna odległość osi a_w	91,5 mm
Współczynnik korekcji koła napędzanego x_1	0,864
Współczynnik korekcji koła napędzającego x_2	-0,5

W celu umożliwienia wprowadzania różnych wartości odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi wałów przekładni w obiekcie rzeczywistym można zastosować mechanizm mimośrodowy np. stosowany w pracach [58,59], który tam był używany w celu wyrównania rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia. Wartość promienia mimośrodu równa $250\ \mu\text{m}$ umożliwi przesunięcie zamocowanego w nim łożyska wału (rys. 4.1), a obrót ww. tulei mimośrodowej skutkuje jednoczesnym przemieszczeniem środka geometrycznego osadzonego w niej łożyska wału, w kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej o wartość Δx oraz w kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej o wartość Δy . W przypadku obiektu rzeczywistego, pełny obrót tulei został podzielony na 24 pozycje rozmieszczone w równych odstępach kątowych wynoszących 15 stopni, co poglądowo przedstawiono na rysunku 4.1, natomiast w tabeli 4.2 zestawiono wartości ww. przemieszczeń Δx i Δy dla każdej badanej względnej pozycji osi wałów przekładni. W badaniach symulacyjnych przyjęto analogiczne 24 pozycje względnego położenia osi wałów przekładni.



Rys. 4.1. Poglądowe przedstawienie analizowanych położenia osi wału zębniaka oraz osi obrotu koła – na niniejszym rysunku podano numery pozycji: 1, 5, 11, 17 i 23, a wszystkie 24 pozycje zaznaczono w formie punktów [opracowanie własne]

Tabela 4.2

Wartości przesunięć środka geometrycznego łożyska osi wału koła napędzanego w przypadku danej pozycji tulei mimośrodowej

Nr pozycji tulei mimośrodowej wywołującej określone położenie osi wałów	Δx [mm]	Δy [mm]	Nr pozycji tulei mimośrodowej wywołującej określone położenie osi wałów	Δx [mm]	Δy [mm]
1	-0,217	0,125	13	0,217	-0,125
2	-0,177	0,177	14	0,177	-0,177
3	-0,125	0,217	15	0,125	-0,217
4	-0,065	0,241	16	0,065	-0,241
5	0,000	0,250	17	0,000	-0,250
6	0,065	0,241	18	-0,065	-0,241
7	0,125	0,217	19	-0,125	-0,217
8	0,177	0,177	20	-0,177	-0,177
9	0,217	0,125	21	-0,217	-0,125
10	0,241	0,065	22	-0,241	-0,065
11	0,250	0,000	23	-0,250	0,000
12	0,241	-0,065	24	-0,241	0,065

4.1. Model geometryczny do analizy chwilowego śladu styku zębów kół oraz wyniki badań

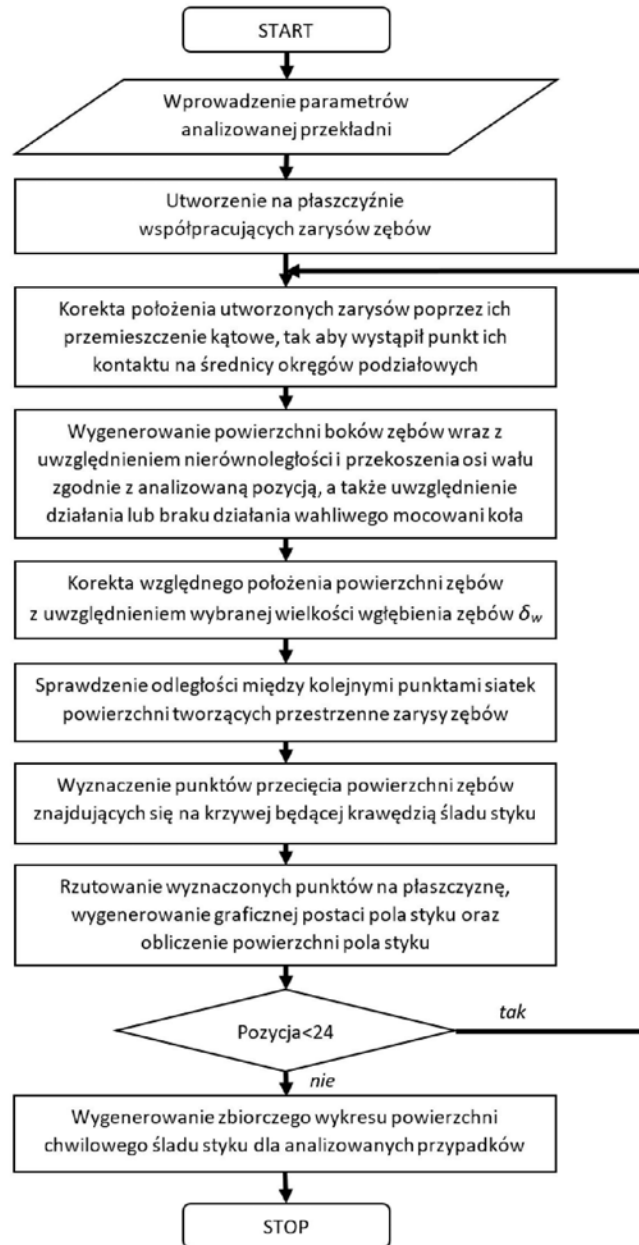
Dzięki rozwojowi oprogramowania komputerowego zmienia się sposób z jakim podchodzi się do projektowania oraz weryfikacji poprawności działania wielu maszyn i urządzeń. Coraz częściej odchodzi się od tworzenia, w trakcie procesu projektowania, wielu prototypów oraz przeprowadzania na nich licznych testów i badań. Metody bazujące na wykorzystaniu modeli bryłowych obiektów znajdują zastosowanie również w analizach śladu współpracy zębów kół wielu rodzajów przekładni zębatych [71,134]. W literaturze [71,73,134,168] podejmującej tematykę obszaru kontaktu współpracujących zębów kół przekładni zębatych można wyróżnić dwa główne pojęcia, do których należą chwilowy ślad styku, rozumiany jako obszar na powierzchni roboczej zęba, w którym dochodzi do kontaktu z powierzchnią roboczą współpracującego zęba w danej określonej chwili czasowej, oraz sumaryczny ślad styku rozumiany jako całkowity obszar na powierzchni roboczej zęba wynikający z kontaktu z powierzchnią roboczą

współpracującego zęba podczas ich kontaktu odbywającego się na całej długości odcinka przyporu. W celu przeanalizowania istoty występujących zjawisk oraz podjęcia próby ich przybliżonego odtworzenia przy wykorzystaniu modelu geometrycznego, przeprowadzono wstępne badania analityczne wzorując się na badaniach przedstawionych w [71,73,134,168]. Przedstawiona w publikacji [71] metoda określenia chwilowego śladu styku współpracujących zębów kół polega na wyznaczeniu w sposób geometryczny przestrzennej krzywej ograniczającej obszar śladu styku poprzez założenie wartości maksymalnego wgłębienia powierzchni roboczych współpracujących zębów δ_w odpowiadającej odkształceniu sprężystemu zębów przy określonej sile międzyzębnej.

W pracy [73] również podjęto tematykę określenia śladu styku współpracujących zębów dla analizowanego przypadku przekładni wklęsło-wypukłej Nowikowa. Przedstawiono w niej analizy styku zębów wykonane wybranymi metodami bazującymi na równaniach różniczkowych oraz dyskretną metodę wykorzystującą system CAD z wgłębieniem powierzchni roboczych współpracujących zębów. Oceniono wpływ wybranych parametrów zazębienia na obszar styku, jego kształt oraz położenie na powierzchniach roboczych zębów. Do analizowanych parametrów zazębienia należały między innymi: poskokowa liczba przyporu, stosunek promieni zarysów, stosunek promienia zarysu do promienia podziałowego zębnika, normalny kąt przyporu, przesunięcie zarysu zęba wypukłego oraz błędy rozstawienia osi kół przekładni.

W niniejszym podrozdziale przedstawiono analizę wpływu wahliwego osadzenia koła zębatego na wale walcowej przekładni zębatej wykazującej odchyłki nierównoległości i przekoszenia osi wałów na pole powierzchni oraz kształt chwilowego śladu styku współpracujących zębów kół. Analizę wykonano z wykorzystaniem modelu geometrycznego kół zębatych przygotowanego w ramach autorskiego oprogramowania bazującego na środowisku Matlab. Do przeprowadzenia niniejszych badań symulacyjnych rozważano również wykorzystanie oprogramowania Autodesk Inventor bazującego na środowisku CAD, lecz w przypadku tego oprogramowania oraz zawartego w nim kreatora kół zębatych tworzenie zarysu ewolwentowego poprzez interpolację dwudziestu pięciu punktów, zdaniem autora niniejszej pracy, w przypadku wyznaczania krzywych przestrzennych śladu styku może prowadzić do zbyt dużych uproszczeń. Z tego powodu wykonano autorskie oprogramowanie w środowisku Matlab działające według algorytmu

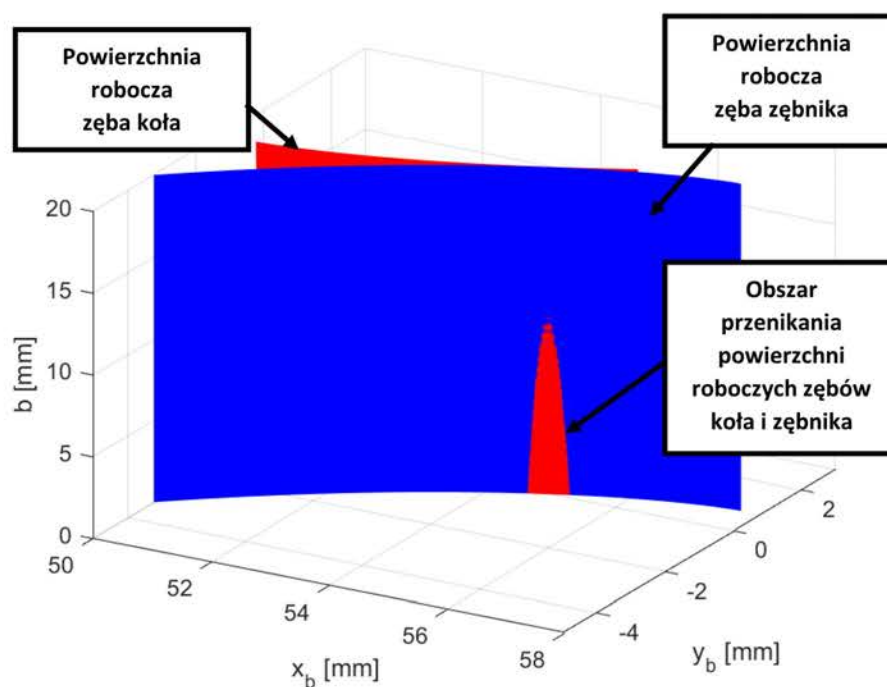
przedstawionego poglądowo na rysunku 4.2 zapewniające znacząco wyższą dokładność wyznaczenia ewolwenty bazującej na co najmniej 1500 punktach.



Rys. 4.2. Poglądowe przedstawienie algorytmu wyznaczania kształtu i pola śladu styku [opracowanie własne]

Utworzony w środowisku Matlab algorytm umożliwia również przestrzenną wizualizację wzajemnego położenia powierzchni roboczych zębów koła i zębniaka dla analizowanych

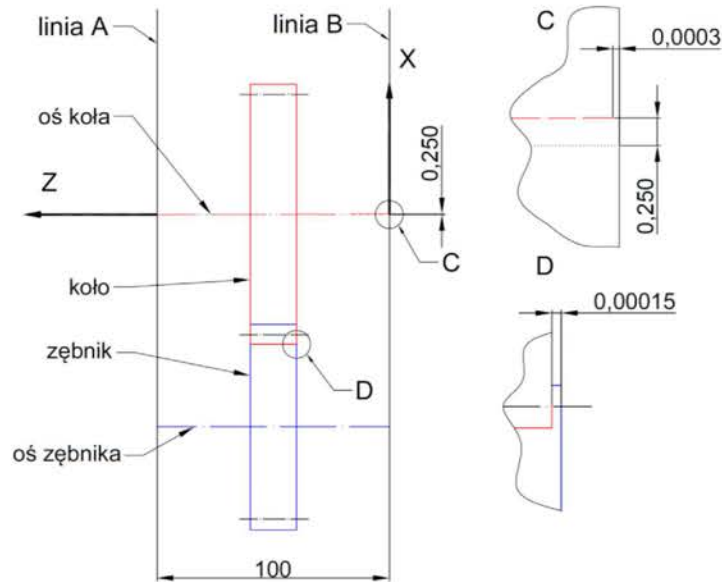
przypadków, związanych z pozycjami osi wałów. Na rysunku 4.3 przedstawiono ww. poglądową wizualizację przestrzenną dla wybranego położenia osi wałów. Kolorem czerwonym oznaczono powierzchnię roboczą zęba koła, natomiast kolorem niebieskim powierzchnię roboczą zęba zębniaka.



Rys. 4.3. Przykładowa wizualizacja powierzchni roboczych zębów koła i zębniaka [opracowanie własne]

Na rysunku 4.3 można zauważyć, że w wyniku wystąpienia przemieszczenia środka łożyska koła w kierunkach x i y (rys. 4.1) o wartość Δx i Δy (tabela 4.2) oraz zadawanego ugięcia sprężystego δ_w występuje znaczące przenikanie się powierzchni zębów w zakresie współrzędnych szerokości koła b od 0 do 1 mm, co będzie w rzeczywistości skutkowało znaczącym obciążeniem tej części zazębienia. W celu wyrównania obciążenia konieczne było uwzględnienie w przedstawionym algorytmie (rys. 4.2) wahliwego osadzenia koła na wale. W przypadku, gdy zgodnie z rysunkiem 4.4 w wyniku mimośrodowego odsadzenia łożyska wału koła montowanego na linii B (traktowanego jako podpora ruchoma) nastąpi przemieszczenie w kierunku x o wartość 0,25 mm

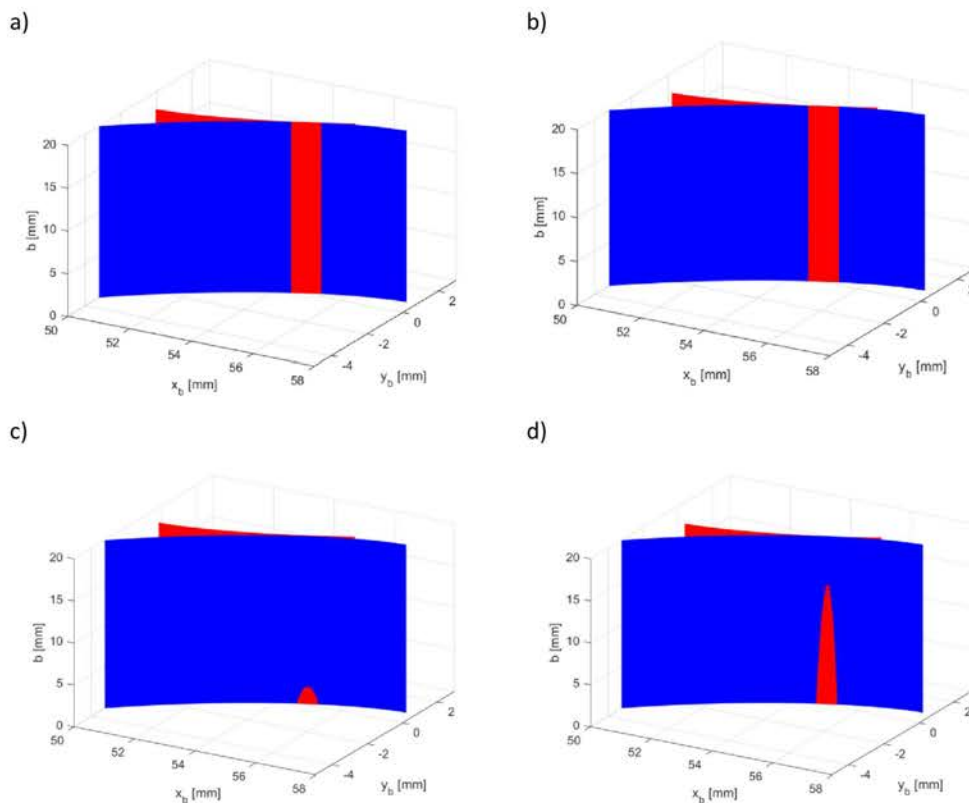
i w kierunku y o wartość 0 mm, to przy założeniu, że drugie z łożysk wału koła jest traktowane jako podpora stała (linia łożysk oznaczona na rysunku 4.4 literą A) i łożysko to posiada zerowy luz, skutkowałoby to również przemieszczeniem w środka geometrycznego pierścienia wewnętrznego łożyska koła (B) w kierunku osi z (rys. 4.4 wartość na szczególne C). Podobnie nastąpi przemieszczenie koła zębatego w kierunku z . W przypadku wahliwego mocowania koła na wale dodatkowo w wyniku wyrównania obciążenia na szerokości zazębienia nastąpi jego obrót i przemieszczenie w kierunku osi z w obszarze zaznaczonym na rysunku 4.4 literą D. Ze względu na występowanie tego przemieszczenia o wartości przedstawionej na rysunku 4.4 (0,00015 mm przy rozstawie łożysk wynoszącym 100 mm) i wyznaczonej przy wykorzystaniu oprogramowania CAD szerokość zazębienia zostanie pomniejszona o tę wartość. Jest to pewne niewielkie uproszczenie modelu, ale możliwe do przyjęcia w ramach badań wstępnych i również dlatego, że np. maksymalne przesunięcie osiowe koła jest znacząco mniejsze, bo o blisko dwa rzędy wartości, od dokładności wykonania stosowanych dla szerokości kół zębatach. W praktyce łatwo zaradzić takiej sytuacji zmniejszenia szerokości zazębienia poprzez wahliwe zamocowanie stosując szerokość uzębienia mniejszego koła (tj. zębniaka np. o 1 mm) większą niż oczekiwana szerokość zazębienia. Ze względu na to, że moment bezwładności koła zależy w drugiej potęgę od jego promienia, zwiększoną szerokość lepiej jest zastosować w przypadku mniejszego z pary kół.



Rys. 4.4. Poglądowe przedstawienie maksymalnego przesunięcia osiowego koła; wymiary podano w mm: A - linia łożysk traktowanych jako podpory stałe, B - linia łożysk traktowanych jako podpory ruchome [opracowanie własne]

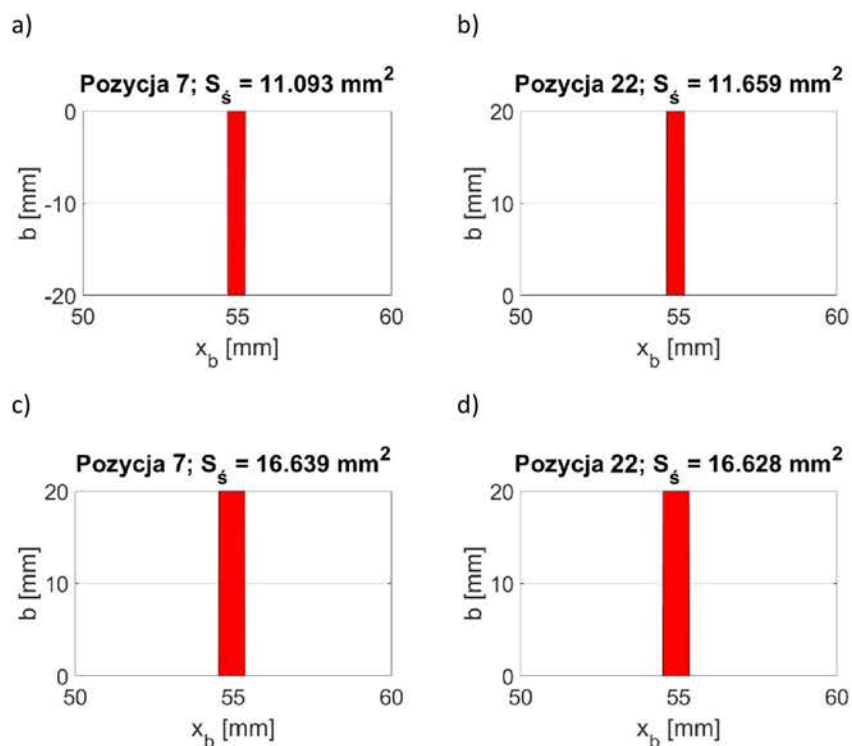
Na rysunku 4.5 przedstawiono wygenerowane wizualizacje powierzchni roboczych zębów koła i zębniaka dla wybranych przypadków (pozycja 7 i 22) spośród rozpatrywanych położen osi wałów oznaczonych zgodnie z rysunkiem 4.1. Wizualizacje przedstawiają dwa analizowane przypadki osadzenia koła zębatego na wale przekładni, czyli pierwszy charakteryzujący się równoległym położeniem osi koła do osi wału, na którym zostało ono osadzone oraz drugi charakteryzujący się możliwością kątownego wychylenia osi koła względem osi jego wału przy jednoczesnym równoległym położeniu osi koła do osi wału zębniaka. Na rysunku 4.5 przedstawiono układ powierzchni zębów w przypadku przyjęcia maksymalnej wartości zadawanego ugięcia sprężystego δ_w równej $5 \mu\text{m}$. W ten sposób możliwe jest zaobserwowanie w szczególności zmian jakościowych polegających na tym, że objętość przenikania zębów w przypadku mocowania wahliwego (rys. 4.5 a i b) posiada praktycznie równoległe krawędzie prostoliniowe, a w przypadku mocowania klasycznego koła na wale w wyniku nierównoległości i przekoszenia osi wałów krawędź/krawędzie nie są równoległymi odcinkami tylko są zbliżone kształtem do ramion paraboli (rys. 4.5 c i d). Na rysunkach 4.5 a i b można również zauważyć, że poprzez zastosowanie wahliwego

zamocowania koła możliwe jest uzyskanie równomierności rozkładu obciążenia na szerokości ząbienia także w przypadku nierównoległości i przekoszenia osi wałów. W tym przypadku korzystnie wpływa na uzyskane wyniki również jedna z zalet zarysu ewolwentowego jaką jest wg [50] to, że zmiana odległości osi kół nie wpływa na stałość przełożenia, a więc nie wywołuje przyspieszeń i nadwyżek dynamicznych. W przypadku kół o zarysach innych niż ewolwentowe np. Nowikowa rozwiązanie to polegające na wahliwym zamocowaniu koła względem wału nie przyniosłoby zadowalających efektów, gdyż występująca zmiana odległości osi nie jest już przez to rozwiązanie skompensowana



Rys. 4.5. Wizualizacja powierzchni roboczych zębów koła i zębniaka dla wybranych przypadków: a) pozycja nr 7 (rys. 4.1), mocowanie wahliwe koła na wale, b) pozycja nr 22 (rys. 4.1), mocowanie wahliwe koła na wale, c) pozycja nr 7 (rys. 4.1), mocowanie klasyczne koła na wale, d) pozycja nr 22 (rys. 4.1), mocowanie klasyczne koła na wale; we wszystkich przypadkach: a), b), c), d) wartości zadawanego maksymalnego ugięcia sprężystego δ_w równa $5 \mu\text{m}$ [opracowanie własne]

Na rysunku 4.6 przedstawiono, przykładowe chwilowe ślady styku w przypadku wahliwego mocowania wału względem koła dla wartości zadawanego ugięcia sprężystego δ_w równego 5 μm i 10 μm (pozycje 7 i 22) oraz wartości pola ich powierzchni.



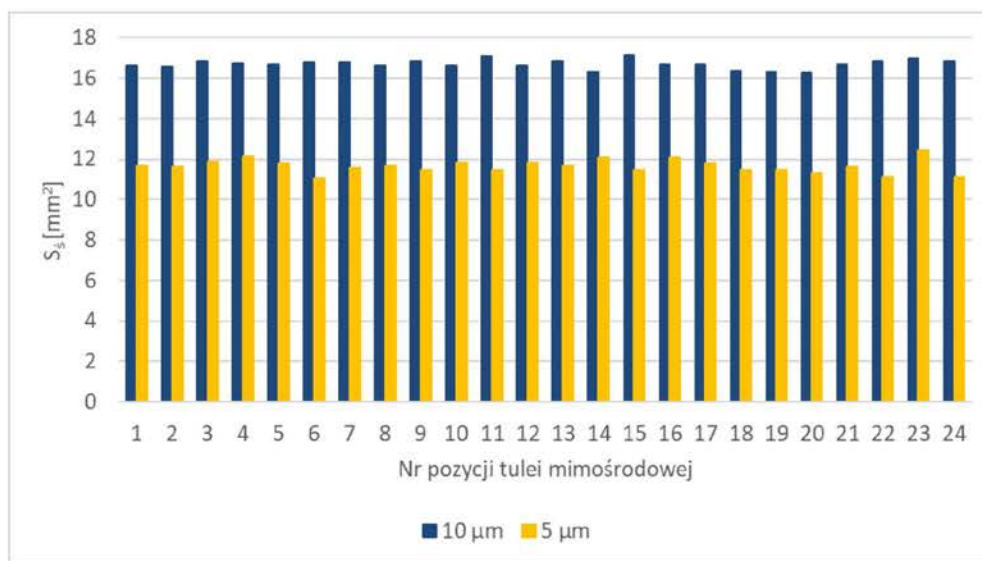
Rys. 4.6. Przykładowe chwilowe ślady styku w przypadku wahliwego mocowania wału względem koła dla: a) pozycji nr 7 (rys. 4.1) i wartości zadawanego ugięcia sprężystego δ_w równego 5 μm , b) pozycji nr 22 (rys. 4.1) i ugięcia sprężystego δ_w równego 5 μm , c) pozycji nr 7 (rys. 4.1) i ugięcia sprężystego δ_w równego 10 μm , d) pozycji nr 22 (rys. 4.1) i ugięcia sprężystego δ_w równego 10 μm [opracowanie własne]

Natomiast na rysunku 4.7 przedstawiono, wpływ wahliwego mocowania koła względem wału na wartości wyznaczonych, chwilowych śladów styku S_s w przypadku:

- zadanego ugięcia sprężystego δ_w wynoszącego 5 μm i stwierdzono, że wartości te różnią się względem wartości średniej wynoszącej 11,64 mm^2 o maksymalnie 4,5%,
- zadanego ugięcia sprężystego δ_w wynoszącego 10 μm i stwierdzono, że wartości te różnią się względem wartości średniej wynoszącej 16,93 mm^2 o maksymalnie 2,5%.

Zdaniem autora niniejszej pracy przywołane procentowe zmiany nie są znaczące i wynikają z kontaktu różnych fragmentów ewolwent stanowiących zarisy zębów zębownika

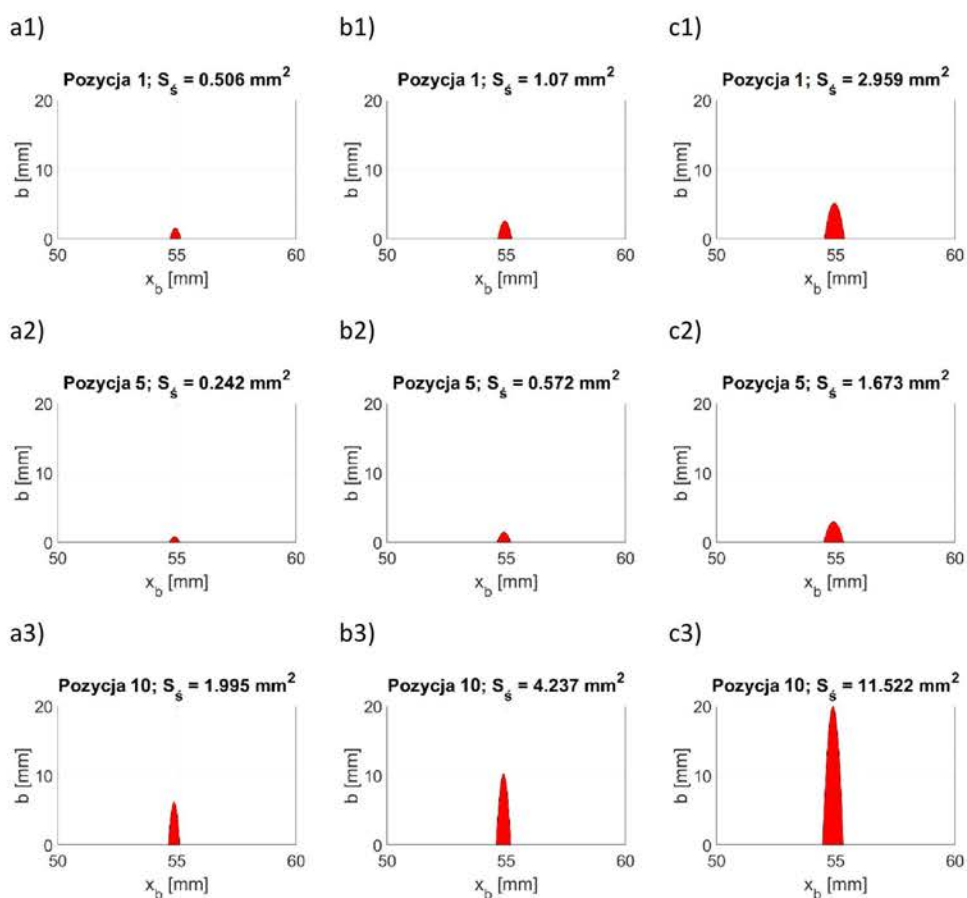
oraz koła, gdyż przy różnych wartościach przemieszczeń łożyska wału koła (o wartości Δx i Δy – tabela 4.2) wywoływane są również przemieszczenia środka geometrycznego koła zębatego. Uzyskane wartości chwilowych śladów styku S_s (rys. 4.7) potwierdzają to, że w przypadku zastosowania wahliwego mocowania koła względem wału istnieje możliwość oczekiwania, zwłaszcza w przypadku niskich prędkości obrotowych wału, wyrównania obciążenia na szerokości zazębienia pomimo występowania odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi wałów. W przypadku wyższych prędkości obrotowych mogą się pojawić dodatkowe drgania uniemożliwiające uzyskanie tego efektu.

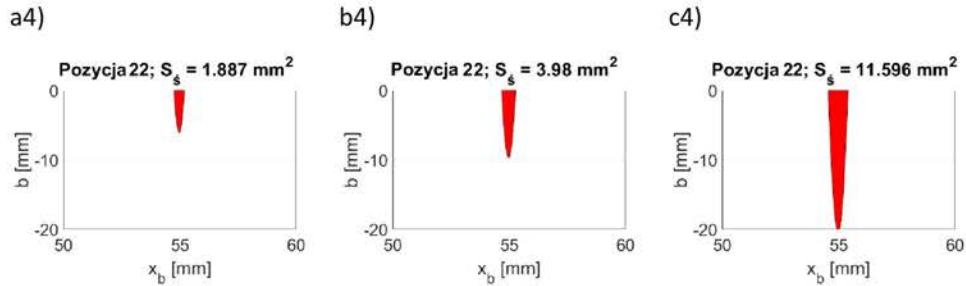


Rys. 4.7. Wartości pola powierzchni chwilowego śladu styku współpracujących zębów dla analizowanych pozycji łożyska wału koła – mocowanie wahliwe (przegubowe) koła na wale [opracowanie własne]

Opracowane autorskie oprogramowanie przygotowane w środowisku Matlab, umożliwia również analizę kształtu powierzchni chwilowego śladu styku i wartości jego pola powierzchni S_s w przypadku zadanej maksymalnej wartości ugięcia sprężystego δ_w (rys. 4.8). Porównując wartości śladu styku S_s przedstawione na rysunkach 4.8 a1), a2), a3), a4) uzyskane przy tej samej wartości ugięcia sprężystego $\delta_w = 2,5 \mu\text{m}$, ale w przypadku różnych pozycji wałów przekładni, można stwierdzić, że w skrajnym przypadku różnią się one blisko ośmiokrotnie. Wartości śladu styku S_s przedstawione na rysunkach 4.8 b1), b2), b3), b4) w skrajnym przypadku różnią się również blisko ośmiokrotnie, a wartości śladu styku S_s przedstawione na rysunkach 4.8 c1), c2), c3), c4) w skrajnym przypadku różnią się

ok. siedmiokrotnie. Z kolei wartości śladu styku S_s przedstawione na rysunku 4.7 w wyniku zastosowania wahlowego mocowania koła na wale różniły się znacząco mniej, co jak już wyżej zapisano wskazuje na pewien potencjał w zakresie możliwości wyrównania obciążenia na szerokości zazębienia, w szczególności w przypadku przekładni wolnoobrotowych. Natomiast porównując rysunki 4.8 a1), b1), c1) i odpowiednio rysunki 4.8 a2), b2), c2) można zauważyć, że w przypadku tej samej pozycji wałów przekładni lecz różnym wartościom ugięcia sprężystego δ_w również uzyskuje się inną wartość pola powierzchni S_s . W przypadku tej samej pozycji osi wałów wartości chwilowego śladu styku S_s widoczne na rysunku 4.8. w skrajnym przypadku różnią się niemal sześciokrotnie (pozycja nr 22).





Rys. 4.8. Wartość chwilowego śladu styku S_s oraz jego kształt w przypadku wybranych pozycji osi wałów przekładni oraz wartości ugięcia sprężystego δ_w – klasyczne mocowanie koła na wale: a1) $\delta_w = 2,5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 1, a2) $\delta_w = 2,5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 5, a3) $\delta_w = 2,5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 10, a4) $\delta_w = 2,5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 22; b1) $\delta_w = 5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 1, b2) $\delta_w = 5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 5, b3) $\delta_w = 5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 10, b4) $\delta_w = 5 \mu\text{m}$ i pozycja nr 22; c1) $\delta_w = 10 \mu\text{m}$ i pozycja nr 1, c2) $\delta_w = 10 \mu\text{m}$ i pozycja nr 5, c3) $\delta_w = 10 \mu\text{m}$ i pozycja nr 10, c4) $\delta_w = 10 \mu\text{m}$ i pozycja nr 22 [opracowanie własne]

Należy jednak podkreślić, iż zastosowana metoda analizy geometrycznej wykazuje uproszczenia akceptowalne w ramach badań wstępnych. Natomiast w celu oddania poprawnego śladu styku zębów w przypadku analizowanych odchyłek nierównoległości lub/i przekoszenia osi należałoby uwzględnić uginanie się zębów kół oraz odkształcenia sprężyste wynikające z nacisków powierzchniowych oraz zadanego obciążenia. Tematykę wyznaczenia śladu styku współpracujących zębów kół wykorzystującą MES i oprogramowanie Catia podjęto m.in. w pracy [169]. W podsumowaniu pracy Autorzy jasno podkreślili, iż sposoby wykorzystujące MES z powodzeniem nadają się do dokładnych analiz geometrii i warunków pracy zazębienia, w tym pola styku współpracujących zębów z zastrzeżeniem, że istotny wpływ na jakość i dokładność wykonanych analiz ma wiele czynników, do których zaliczyć można m.in. dokładność odwzorowania zarysu roboczego ewolwenty, czyli dokładność i sposób wykonania modeli 3D. Z tego powodu autor niniejszej pracy również dbał o możliwie dokładne wyznaczenie ewolwenty na podstawie co najmniej 1500 punktów, a nie jedynie 25 jak miało to miejsce w przypadku oprogramowania Autodesk Inventor. Badania, których celem było wyznaczenie rozkładu naprężeń kontaktowych wzdłuż linii styku pary zębów realizowano w ramach pracy [170] przy wykorzystaniu metody MES oraz dopasowania siatek (węzłów) współpracujących brył zębów. Według autorów pracy [170], przedstawiona metoda dopasowania siatek ma na celu znaczącą poprawę dokładności

uzyskiwanych wyników symulacji pola powierzchni oraz kształtu stref kontaktu współpracujących zębów. W pracy [170] podkreślono także, że modelowanie zjawiska rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia z uwzględnieniem uginania się zębów kół oraz ich sprężystych odkształceń nie można rozwiązać w stosunkowo prosty sposób np. poprzez klasyczne zagęszczenie siatki w MES, lecz koniecznym jest dopasowanie siatek MES za pomocą przesunięcia odpowiednich grup węzłów. Przedstawiona metoda [170,171] jest zagadnieniem złożonym i samo jej doskonalenie mogłoby stanowić przedmiot odrębnej pracy doktorskiej. Ponadto zastosowanie zaproponowanego statycznego podejścia mającego na celu oddanie poprawnego śladu styku zębów uwzględniające uginanie się zębów kół oraz odkształcenia sprężyste wynikające z nacisków powierzchniowych i tak nie gwarantuje bezpośrednio uzyskania redukcji przekazywania drgań pomiędzy strefą zazębienia a korpusem przekładni w trakcie dynamicznej współpracy zębów kół. Z tego powodu zdecydowano o wykonaniu kolejnego etapu badań wstępnych dotyczących wpływu zastosowania rozwiązania wahliwego osadzenia koła zębatego na wale przekładni w formie badań doświadczalnych.

Analiza rezultatów przeprowadzonych badań symulacyjnych i przedstawionych w niniejszym podrozdziale wykazała korzystny wpływ zastosowania wahliwego osadzenia koła zębatego na kształt oraz pole powierzchni chwilowego śladu styku walcowej przekładni zębatej obciążonej odchyłką nierównoległości osi oraz odchyłką przekoszenia osi. Na podstawie analizy uzyskanych wyników badań prowadzonych z wykorzystaniem modelu geometrycznego i autorskiego algorytmu przygotowanego w środowisku Matlab stwierdzono, że stosując wahliwe mocowanie koła względem elementu, na którym jest ono osadzone możliwe jest uzyskanie przy różnych analizowanych położeniach (pozycjach) osi współpracujących kół zębatych porównywalnych kształtów śladów styku współpracujących zębów i wartości ich pól powierzchni. Uzyskana kompensacja nierównoległości i przekoszenia osi przekładni wykazywała, że może to przyczynić się do wyrównania rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia będącego jednym z zjawisk wpływających na drgania powstałe w strefie zazębienia. Zatem na podstawie analizy wyników tak przeprowadzonych badań symulacyjnych dotyczących chwilowego śladu styku nie wykluczono, że wahliwe zamontowanie koła zębatego względem wału uniemożliwia wyrównanie śladu styku kół zębatych na szerokości zazębienia.

Można nawet stwierdzić, że przedstawione wyniki badań symulacyjnych potwierdzają słuszność kierunku modyfikacji sposobu osadzenia koła zębatego na wale przekładni umożliwiającego jego niewielkie kątowe wychylenie względem osi wału. Ze względu na korzystne wyniki badań symulacyjnych podjęto decyzję o przeprowadzeniu wstępnych badań doświadczalnych, których rezultaty przedstawiono w podrozdziale 4.2 niniejszej pracy.

4.2. Badania doświadczalne dotyczące analizy drgań przekładni kinematycznej w przypadku mocowania wahliwego koła zębatego i występowania odchyłek nierównoległości oraz przekoszenia osi

Wyniki badań i analiz przedstawione w poprzednim podrozdziale zostały ograniczone do jednego charakterystycznego punktu współpracy kół zębatach na odcinku przyporu, jakim jest punkt toczny (linia toczna), jednakże ze względu na możliwość występowania dodatkowych drgań podczas pracy wahliwego mocowania koła zębatego oraz posiadany potencjał badawczy zdecydowano się na przeprowadzenie badań doświadczalnych. Badania te przeprowadzono na zmodyfikowanym stanowisku służącym do testowania przekładni pracującej w układzie mocy krążącej mechanicznie pomiędzy przekładnią badaną a zamykającą. W przypadku przekładni zębatach, w pewnym zakresie małych i średnich obciążeń, można zaobserwować zjawisko wzrostu drgań, a także generowanego hałasu przy malejącym obciążeniu wałów kół lub braku obciążenia. Jest to często powodowane tym, że wzrasta stosunek odchyłek wykonania danego zęba koła zębatego do ugięcia statycznego zęba, gdyż odchyłki są na stałym poziomie natomiast ugięcie zębów maleje na skutek zmniejszania obciążenia. Zjawisko to również jest słyszalne w przypadku zmniejszania obciążenia przekładni samochodowych, zwłaszcza w przypadku ich zużycia (traktowanego w tym wywodzie jako szczególny przypadek odchyłki). Głównym celem wstępnych badań doświadczalnych była próba określenia wpływu wahliwego osadzenia koła zębatego na osi stałej na drgania emitowane podczas pracy przekładni nieobciążonej momentem obrotowym (przekładnia kinematyczna). Badania te prowadzono w przypadku przekładni walcowej wykazującej odchyłki nierównoległości i przekoszenia osi elementów, na których były mocowane koła zębate

(wał i oś stała). Z tego powodu konieczne było zmodyfikowanie stanowiska co zostanie przedstawione w podrozdziale 4.2.1.

Badania doświadczalne dotyczące nierównoległości osi walcowej przekładni zębatej prowadzono m.in. w pracach [58,59]. W celu wyrównania rozkładu obciążenia na szerokości zazębienia oraz zmniejszenia drgań pracującej przekładni zębatej stosowano mimośrodowe osadzenie łożysk wałów przekładni umożliwiające celowe przemieszczanie wybranego łożyska w kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej oraz w kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej uzyskując w ten sposób zmienne wartości odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi przekładni. Autorzy prac [58,59] wykazali w nich, że zmiana wzajemnego położenia osi wałów przekładni wpływa na drgania rejestrowane na korpusie przekładni oraz wyznaczyli położenia mimośrodu, czyli wartości odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi przekładni, przy którym wartość przyspieszeń drgań rejestrowanych na obudowie przekładni osiągała ekstrema. W ramach przywołanej pracy zrealizowano koncepcję doboru wartości ww. odchyłek osi przekładni w celu obniżenia jej drgań, natomiast w niniejszym rozdziale autor pracy dokonuje celowego wprowadzenia odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi przekładni o wielu różnych wartościach, zorientowanego na ocenę wpływu zastosowania wahliwego osadzenia koła zębatego na drgania wybranych punktów kinematycznej przekładni zębatej wykazującej ww. odchyłki nierównoległości oraz przekoszenia osi.

W ramach wstępnych badań doświadczalnych wykorzystując:

1. efekt wahliwego osadzenia koła względem osi zamocowanej w przekładni,
2. zaletę zarysu ewolwentowego polegającą na tym, że zmiana odległości osi nie powoduje zmiany kierunku sił międzyzębnych,

podjęto próbę sprawdzenia czy możliwe jest uzyskanie tych samych wartości skutecznych sygnałów drganiowych rejestrowanych w wybranych punktach korpusu przekładni i osi nieruchomej, przy różnych położeniach tulei mimośrodowej wymuszającej przemieszczenie środka jednego z łożysk wymienionej osi, na której wahliwie zamocowano koło zębate (MW), a tym samym sprawdzenie tego rozwiązania konstrukcyjnego przy różnych wartościach odchyłek nierównoległości osi oraz przekoszenia osi przekładni. W trakcie eksperymentu wykonanego w ramach

tej pracy zastosowano również klasyczne osadzenie koła zębatego uniemożliwiające kątowe wychylenie jego osi obrotu względem osi elementu, na którym zostało osadzone (oznaczonego w dalszej części pracy jako MS). W badaniach doświadczalnych wykorzystano koła zębate o tych samych parametrach geometrycznych, co użyte w badaniach symulacyjnych przedstawionych w rozdziale 4.1 (tab. 4.1). Ze względu na sformułowany powyżej cel niniejszych badań doświadczalnych, oraz aby zredukować koszty badań wstępnych zdecydowano o nie wykonywaniu pomiarów geometrycznych dotyczących: równoległości osi wału i osi nieruchomego elementu, na którym zamocowano napędzane koło zębate (oś stała), ani odchyłek kierunku linii zęba zębniaka i koła. Wynikało to również z faktu, że w ramach niniejszej pracy podejmuje się poszukiwania rozwiązania konstrukcyjnego koła zębatego umożliwiającego ograniczenie transmisji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni. Wtedy istotnym jest sprawdzenie w ramach niniejszych badań wstępnych, czy w przypadku wahliwego mocowania koła zębatego (MW), na osi stałej przy danej analizowanej pozycji łożyska (tj. danych wartościach odchyłek Δx i Δy - tabela 4.2), wartość skuteczna sygnałów drganiowych zarejestrowanych w wybranych punktach przekładni, jest zawsze mniejsza niż w przypadku mocowania klasycznego koła na osi (MS), niezależnie od „zastanych” odchyłek wykonania korpusu i kół zębatach.

4.2.1. Stanowisko badawcze oraz metodyka badań

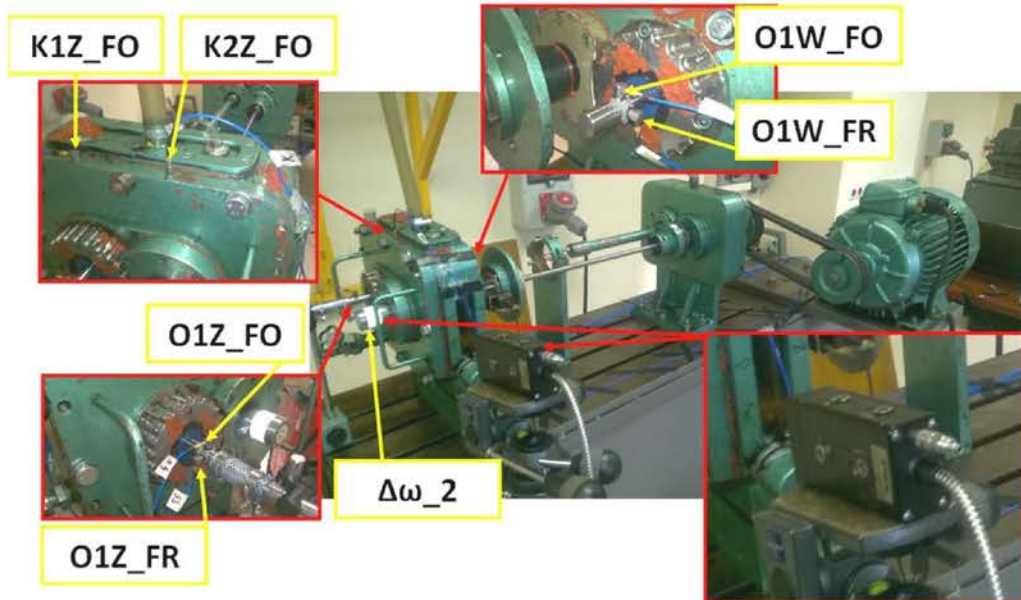
Do przeprowadzenia eksperymentu wykorzystano stanowisko do badania jednostopniowych przekładni walcowych pracujących w układzie mocy krążącej poprzez połączenia mechaniczne pomiędzy przekładniami badaną i zamykającą. Na potrzeby wspomnianego eksperymentu, w tym zbadania sygnału przyspieszeń drgań generowanego możliwie blisko strefy zazębienia, poddane zostało ono istotnym modyfikacjom obejmującym:

- Usunięcie kół, wału oraz łożysk przekładni zamykającej w celu wyeliminowania źródeł niepożądanych zakłóceń.
- Zastąpienie wału napędzanego badanej przekładni stałą osią, dzięki czemu możliwe było, umieszczenie przetworników przyspieszeń drgań bezpośrednio

na tej nieobrcającej się osi i pomiar drgań w dwóch prostopadłych względem siebie kierunkach: składowej obwodowej siły międzyzębnej oraz składowej promieniowej siły międzyzębnej. Taka celowa modyfikacja stanowiska pozwoliła na uzyskanie krótszej (niż w przypadku umieszczenia przetwornika na korpusie przekładni) drogi propagacji pomiędzy strefą zazębienia, będącą głównym źródłem drgań, a punktem pomiarowym zlokalizowanym na osi, czyli elemencie o masie mniejszej niż masa korpusu. To z kolei umożliwiało uzyskanie większego stosunku sygnału pochodzącego z pracy zazębienia do szumu pochodzącego z innych źródeł.

- Osadzenie łożyska nieruchomej osi w korpusie przekładni z wykorzystaniem tulei mimośrodowej przedstawionej na rysunku 4.9, w prostokącie opisanym odnośnikami O1Z_FR i O1Z_FO, o wartości równej 0,25 mm, umożliwiało podczas eksperymentu, poprzez obrót tulei, przemieszczanie środka geometrycznego mocowania osi z jednej strony przekładni (tab. 4.2), a przez to wprowadzanie różnych odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi. Natomiast po stronie przekładni oznaczonej literami „O1W” (rys. 4.9) zwiększono nominalną odległość łożysk o 215 μm . Zarówno klasyczne mocowanie koła jak i wahliwe były badane doświadczalnie przy tych samych odchyłkach nierównoległości i przekoszenia wału oraz elementu, na którym było mocowane koło wahliwe (osi stałej). Ze względu na cel niniejszych badań wstępnych i spodziewane efekty wyjaśnione w ostatnim akapicie na stronie 69, przywołana różnica w sposobie osadzenia tulei w stosunku do przypadku rozważanego w badaniach modelowych nie była znacząca.

Do rejestracji sygnałów drganiowych wykorzystano piezoelektryczne przetworniki przyspieszeń drgań firmy PCB model 352C65 (zał. 5), natomiast do pomiaru chwilowych zmian prędkości kątowej wału napędzającego użyto wibrometru laserowego RLV-5500. Rejestrowane w trakcie pracy przekładni sygnały drganiowe były synchronicznie próbkowane z częstotliwością $f_p = 51,2$ kHz. Zmodyfikowane stanowisko badawcze przedstawiono na rysunku 4.9, a szczegółowy opis rozmieszczenia punktów pomiarowych przedstawiono w tabeli 4.3.



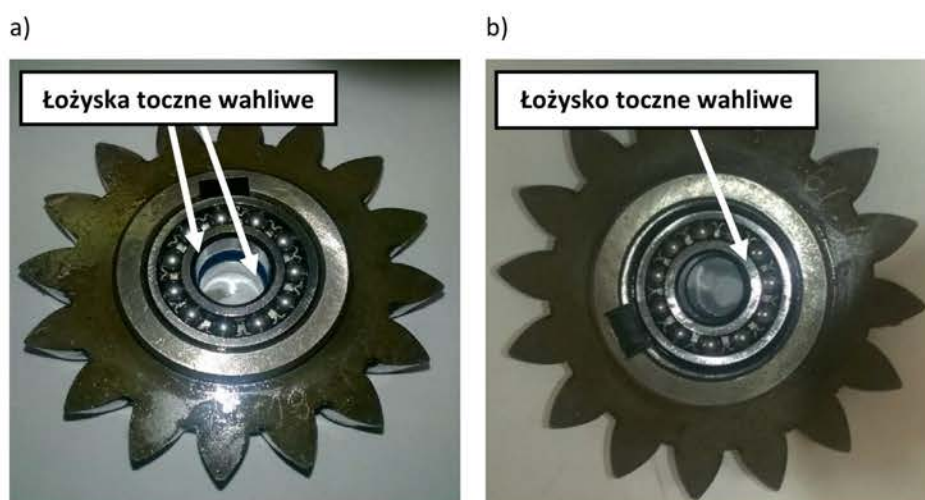
Rys. 4.9. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na badanej przekładni – dodatkowy opis zamieszczono w tab. 4.3 [opracowanie własne]

Tabela 4.3

Opis oznaczeń punktów pomiarowych w trakcie wstępnych badań doświadczalnych

Oznaczenie punktu pomiarowego	Mierzone zjawisko i punkt oraz kierunek
$\Delta\omega_2$	Chwilowe zmiany prędkości kątowej wału napędzającego
K1Z_FO	Przyspieszenia drgań korpusu przekładni w punkcie zlokalizowanym nad łożyskiem nieruchomej osi koła napędzanego, kierunek składowej obwodowej siły międzyzębnej
K2Z_FO	Przyspieszenia drgań korpusu przekładni w punkcie zlokalizowanym nad łożyskiem wału napędzającego, kierunek składowej obwodowej siły międzyzębnej
O1W_FO	Przyspieszenia drgań stałej (nieruchomej) osi w kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej od strony przyłączenia wału napędzającego
O1W_FR	Przyspieszenia drgań stałej (nieruchomej) osi w kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej od strony przyłączenia wału napędzającego
O1Z_FO	Przyspieszenia drgań stałej (nieruchomej) osi w kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej od strony przeciwnej do strony przyłączenia wału napędzającego
O1Z_FR	Przyspieszenia drgań stałej (nieruchomej) osi w kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej od strony przeciwnej do strony przyłączenia wału napędzającego

Podczas opisywanego eksperymentu wykorzystano dwa sposoby osadzenia napędzanego koła zębatego na osi stałej (nieruchomej). Pierwszy sposób wykorzystywał dwa wahliwe łożyska toczne, których zastosowanie uniemożliwiało kątowe wychylenie osi obrotu koła względem osi stałej (MS, rys. 4.10 a). Drugi sposób montażu polegał na zastosowaniu jednego wahlowego łożyska tocznego, w celu umożliwienia kątowego wychylenia osi obrotu koła względem osi stałej (MW, rys. 4.10 b). Ze względu na budowę stanowiska elementem napędzającym było koło zębate o większej liczbie zębów wynoszącej 24, a napędzane było koło o mniejszej liczbie zębów wynoszącej 16.



Rys. 4.10. Sposoby montażu koła zębatego napędzanego na nieruchomej osi:
a) mocowanie stałe MS, b) mocowanie wahlive MW [opracowanie własne]

Podobnie jak w badaniach modelowych przedstawionych w rozdziale 4.1 zastosowano 24 pozycje kątowe tulei, co przekładało się na względny obrót tulei o 15° między kolejnymi pozycjami. Każda pozycja tulei mimośrodowej przedstawionej na rysunku 4.9, w prostokącie opisanym odnośnikami O1Z_FR i O1Z_FO, skutkowałą przesunięciem środka osadzonego w niej łożyska, a w konsekwencji jednego końca osi stałej w kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej o wartość Δx (tabela 4.2) oraz w kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej o wartość Δy (tabela 4.2).

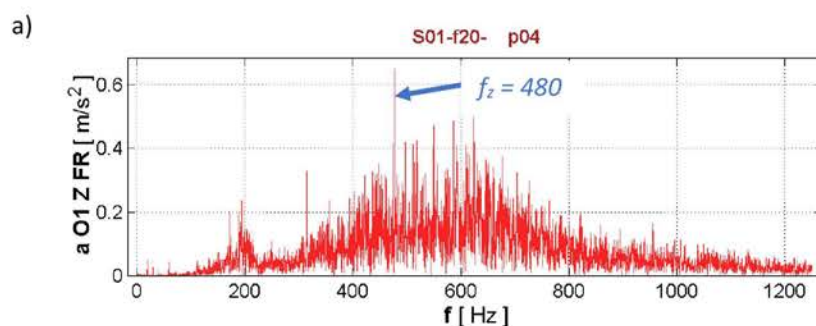
Po przygotowaniu stanowiska, a przed rozpoczęciem właściwych badań doświadczalnych, przekładnia przepracowała okres pięciu godzin. Podczas badań rejestrowano sygnały drganiowe, generowane przez pracującą przekładnię, w punktach

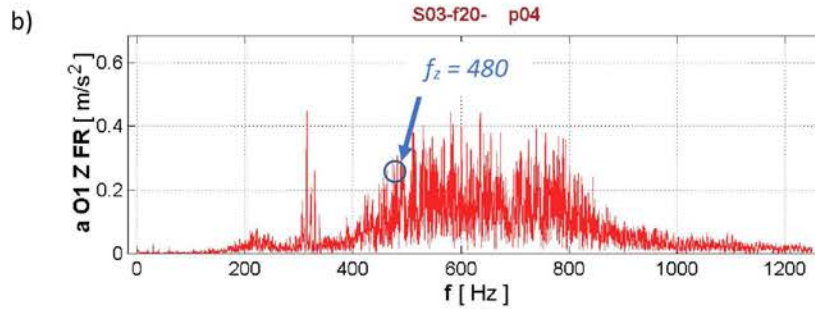
i kierunkach wskazanych na rysunku 4.9 oraz opisanych w tab. 4.3. W trakcie pomiarów dopilnowano, aby zachowywać stałe warunki pracy przekładni takie jak np. temperatura czynnika smarowego. Pomiary drgań wykonano kolejno dla dwóch następujących częstotliwości obrotowych koła napędzającego f_{o2} : 20 Hz i 40 Hz. Dla każdego przeprowadzonego pomiaru zachowano taki sam kierunek obrotu koła napędzanego i zawsze zapewniono współpracę tych samych par zębów zębniaka i koła, tymi samymi powierzchniami roboczymi zębów.

4.2.2. Wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych oraz ich analiza

W niniejszym podrozdziale przedstawiono wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych uzyskane po opracowaniu i analizie zarejestrowanych sygnałów drganiowych.

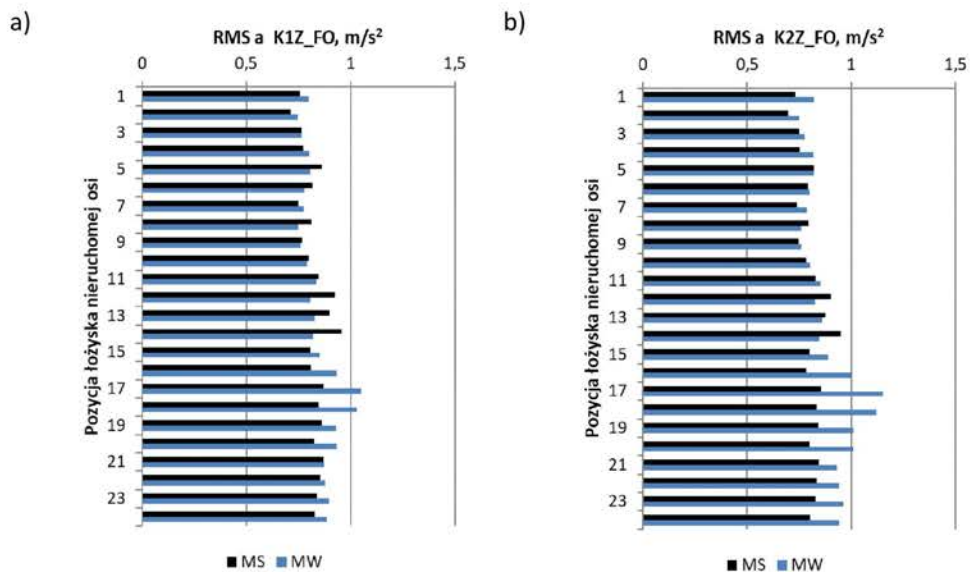
Na rysunku 4.12 przedstawiono widmo sygnału zarejestrowanego dla pozycji łożyska osi stałej nr 4 oraz częstotliwości obrotowej koła napędzającego równej $f_{o2} = 20$ Hz. Można zauważyć, że zastosowanie wahliwego mocowania koła na osi stałej przykładowo w punkcie pomiarowym O1Z_FR (rys. 4.9) skutkowało zmniejszeniem wartości amplitudy przyspieszeń drgań o 61% w paśmie częstotliwości zazębienia $f_z = 480$ Hz. To zjawisko było również zauważalne dla innych punktów pomiarowych oraz innych analizowanych przebiegów sygnałów drganiowych.

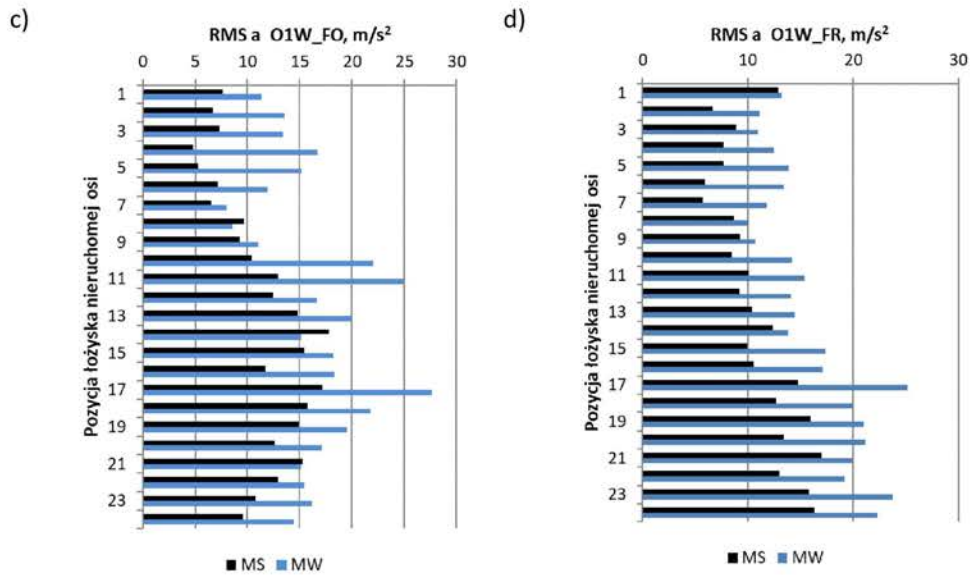




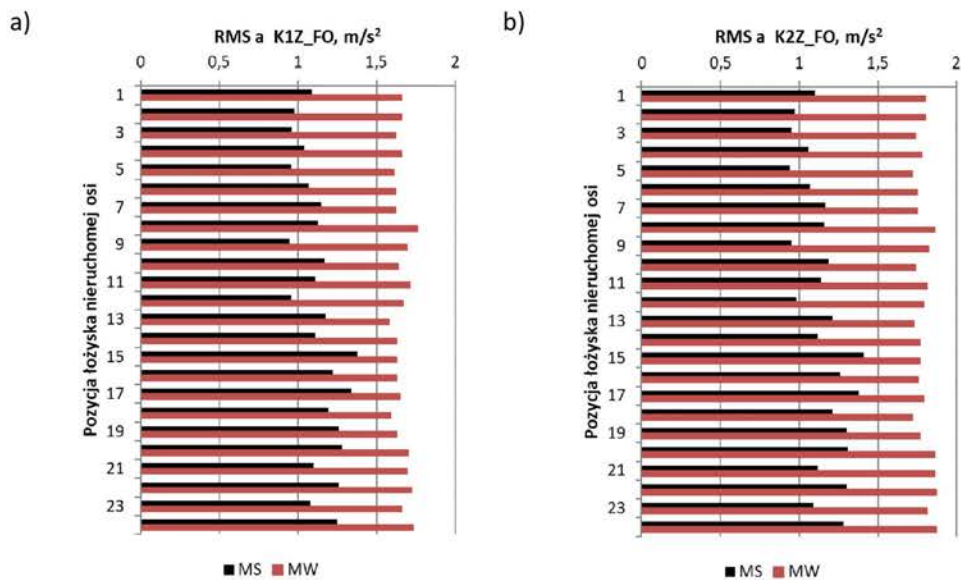
Rys. 4.12. Przykładowe widmo zarejestrowanego sygnału w punkcie pomiarowym O1Z_FR: a) widmo dla mocowania stałego MS, b) widmo dla mocowania wahliwego MW $f_{o2}=20$ Hz [opracowanie własne]

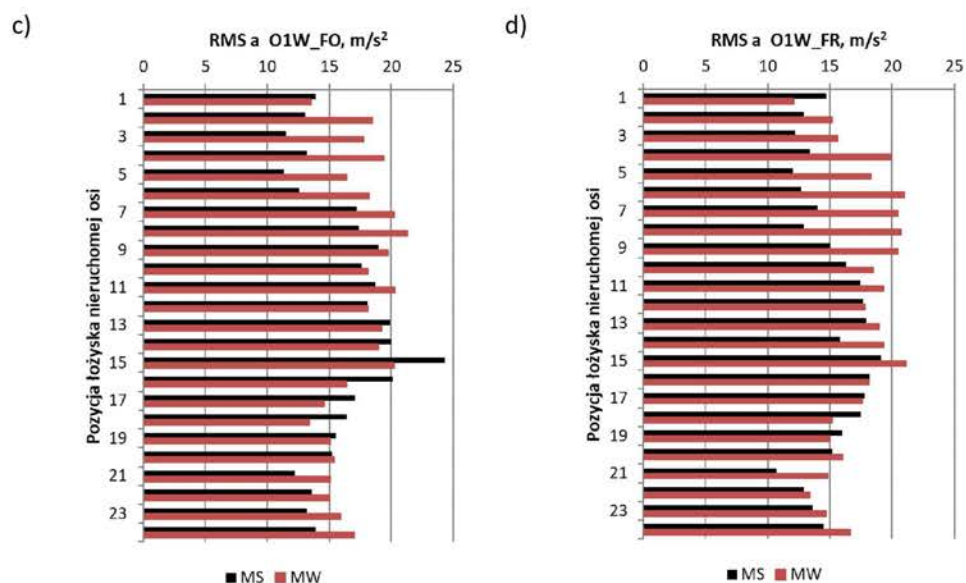
Na rysunkach 4.13 i 4.14 zaprezentowano wartości skuteczne RMS sygnałów drganiowych zarejestrowanych w wybranych opisanych punktach pomiarowych dla obu badanych rodzajów mocowania koła. Wartości RMS przedstawiono w funkcji pozycji łożyska nieruchomej osi. Na rysunkach 4.13 przedstawiono wyniki dla częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2}=20$ Hz. Natomiast rysunki 4.14 przedstawiają wyniki dla częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2}=40$ Hz.





Rys. 4.13. Wartości skuteczne RMS sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w przypadku $f_{02}=20$ Hz, w punktach umiejscowionych na korpusie przekładni oraz osi stałej i oznaczonych jako: a) K1Z_FO, b) K2Z_FO, c) O1W_FO d) O1W_FR [opracowanie własne]





Rys. 4.14. Wartości skuteczne RMS sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w przypadku $f_{o2}=40$ Hz, w punktach umiejscowionych na korpusie przekładni oraz osi stałej i oznaczonych jako: a) K1Z_FO, b) K2Z_FO, c) O1W_FO d) O1W_FR [opracowanie własne]

Jak już wspomniano w niniejszym podrozdziale podjęto także próbę zbadania rozwiązania konstrukcyjnego koła zębatego wstępnie rozważanego jako umożliwiające ograniczenie transmisji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni, zwłaszcza w przypadku różnych odchyłek położenia osi elementów, na których montowane są koła zębate. Z tego powodu istotnym było sprawdzenie czy w przypadku wahliwego (przegubowego) mocowania napędzanego koła zębatego na osi stałej (MW) wartość skuteczna sygnałów drganiowych zarejestrowanych w wybranych punktach przekładni, jest przy każdej pozycji osi mniejsza niż w przypadku mocowania klasycznego koła napędzanego na osi stałej (MS). Dlatego wyznaczono procentowe różnice pomiędzy wartościami skutecznymi sygnałów drganiowych ΔRMS wyrażone zależnością:

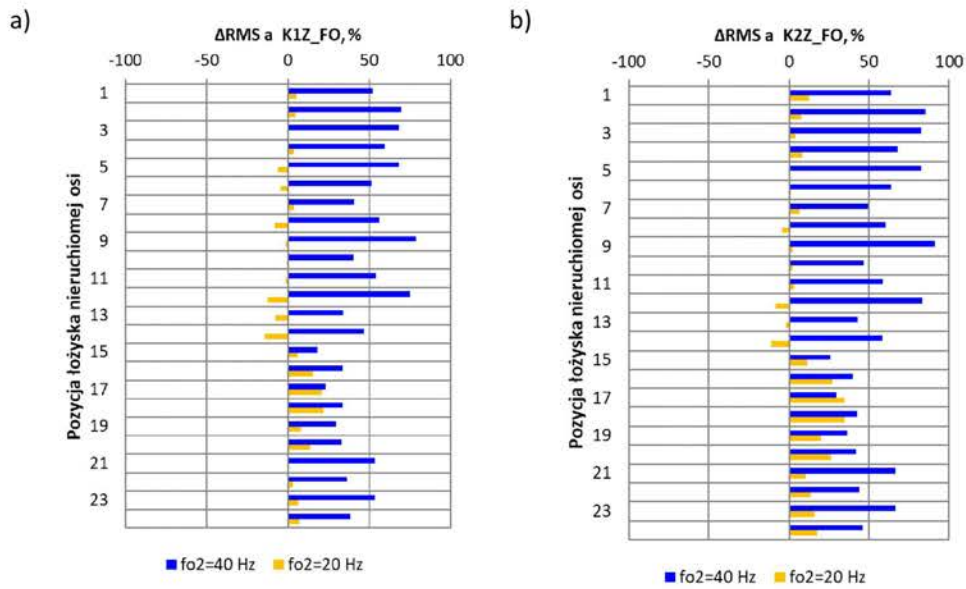
$$\Delta RMS = 100 \cdot \frac{RMS(s_{MW}) - RMS(s_{MS})}{RMS(s_{MS})} [\%], \quad (4.1)$$

gdzie:

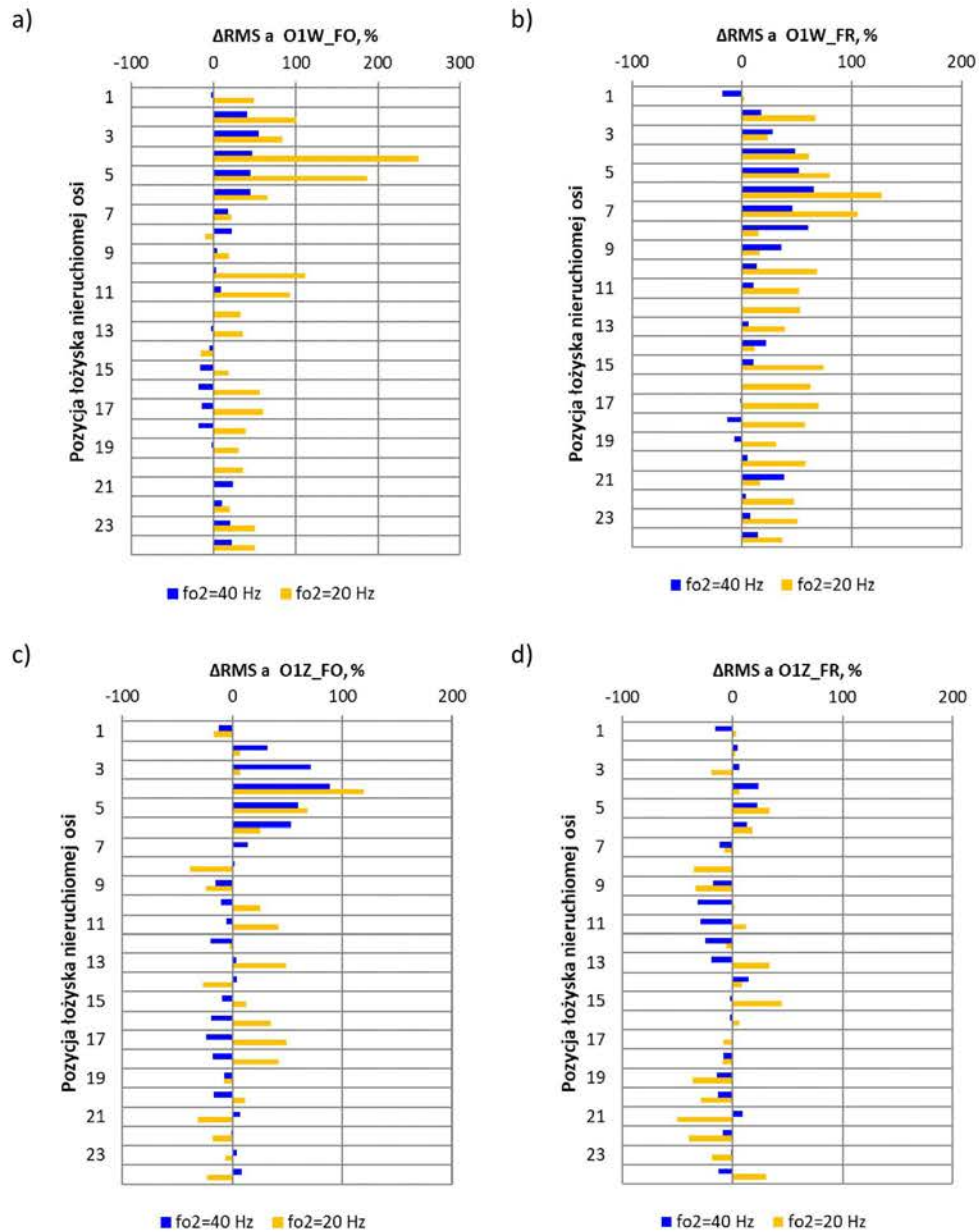
$RMS(s_{MW})$ – wartość skuteczna sygnału zarejestrowana w przypadku zastosowania mocowania wahliwego (przegubowego),

$RMS(s_{MS})$ – wartość skuteczna sygnału zarejestrowana w przypadku zastosowania mocowania klasycznego (niewahliwego i nie przegubowego).

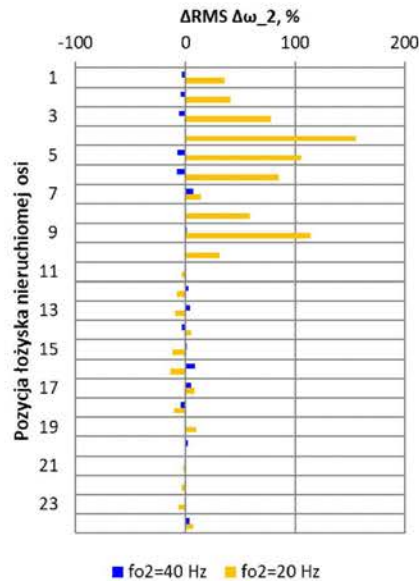
Wyznaczone procentowe różnice ΔRMS pomiędzy wartościami skutecznymi wszystkich siedmiu analizowanych sygnałów drganiowych przedstawiono na rysunkach 4.15-4.17.



Rys. 4.15. Różnica procentowa wartości skutecznych ΔRMS sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w punktach umiejscowionych na korpusie przekładni i oznaczonych jako: a) K1Z_FO, b) K2Z_FO, w przypadku $f_{o2}=20\text{Hz}$ i $f_{o2}=40\text{Hz}$ [opracowanie własne]



Rys. 4.16. Różnica procentowa wartości skutecznych ΔRMS sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w punktach umiejscowionych na osi przekładni i kierunkach pomiarowych oznaczonych jako: a) O1W_FO, b) O1W_FR, c) O1Z_FO, d) O1Z_FR, w przypadku $f_{o2}=20\text{ Hz}$ i $f_{o2}=40\text{ Hz}$ [opracowanie własne]



Rys. 4.17. Różnica procentowa ΔRMS [%] sygnałów chwilowych zmian prędkości kątowej wału napędzającego w przypadku: $f_{o2}=20\text{Hz}$ i $f_{o2}=40\text{Hz}$ [opracowanie własne]

Na podstawie analiz wyliczonych różnic procentowych ΔRMS można stwierdzić, że:

1. W wyniku analizy sygnałów zarejestrowanych w punktach pomiarowych zlokalizowanych na korpusie badanej przekładni, w znacznej większości analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi, odnotowano znaczące wzrosty wartości skutecznych RMS (rys. 4.15) w przypadku mocowania wahliwego koła na osi, (MW) w stosunku do mocowania klasycznego koła na osi, (MS). Jest to zjawiskiem niekorzystnym.
 - 1.1. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 20\text{Hz}$ odnotowano ujemne wartości ΔRMS jedynie w kilku analizowanych pozycjach łożyska nieruchomej osi (5, 6, 8, 9 i 11-14) wynoszące do -14% (rys. 4.15a), natomiast w przypadku pozostałych analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi odnotowano dodatnie wartości ΔRMS wynoszące maksymalnie 35% (pozycja 17 - rys. 4.15b).
 - 1.2. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 40\text{Hz}$ odnotowano dodatnie wartości ΔRMS dla wszystkich analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi wynoszące maksymalnie 91% (pozycja 9 - rys. 4.15b).

2. W wyniku analizy sygnałów zarejestrowanych w punktach pomiarowych O1W_FO i O1W_FR zlokalizowanych na osi stałej badanej przekładni (czyli punktu bliższego strefy zazębienia niż korpus przekładni) w znacznej większości analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi, również odnotowano znaczące wzrosty wartości skutecznych RMS (rys. 4.16 a-b) spowodowane wahliwym zamocowaniem koła zębatego na osi.
 - 2.1. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 20\text{Hz}$ odnotowano ujemne wartości ΔRMS jedynie w przypadku pozycji łożyska nieruchomej osi nr 8 i 14 wynoszące do -15% (rys. 4.16a), natomiast w przypadku pozostałych analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi odnotowano dodatnie wartości RMS wynoszące maksymalnie 249% (pozycja 4 - rys. 4.16a).
 - 2.2. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 40\text{Hz}$ odnotowano ujemne wartości ΔRMS w przypadku kilku pozycji łożyska nieruchomej osi wynoszące do -18% (pozycja 16 i 18 - rys. 4.16a oraz pozycja 1 – rys. 4.16b), natomiast w przypadku pozostałych analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi odnotowano dodatnie wartości ΔRMS wynoszące maksymalnie 65% (pozycja 6 - 4.16b).
3. W wyniku analizy sygnałów zarejestrowanych w punktach pomiarowych O1Z_FO i O1Z_FR zlokalizowanych na osi stałej badanej przekładni (czyli drugiego z punktów bliższych strefy zazębienia niż korpus przekładni) w wielu analizowanych pozycjach łożyska nieruchomej osi, również odnotowano wzrosty wartości skutecznych RMS (rys. 4.16 c-d) spowodowane wahliwym zamocowaniem koła zębatego na osi.
 - 3.1. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 20\text{Hz}$ odnotowano ujemne wartości ΔRMS w przypadku kilku pozycji łożyska nieruchomej osi wynoszące do -51% (pozycja 21 - rys. 4.16d), natomiast w przypadku pozostałych analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi odnotowano dodatnie wartości RMS wynoszące maksymalnie 120% (pozycja 4 - rys. 4.16c).
 - 3.2. W przypadku częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 40\text{Hz}$ odnotowano ujemne wartości ΔRMS w przypadku kilku pozycji łożyska nieruchomej osi wynoszące do -31% (pozycja 10 – rys. 4.16d), natomiast w przypadku pozostałych analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi

odnotowano dodatnie wartości ΔRMS wynoszące maksymalnie 89% (pozycja 4 - 4.16c).

4. W wyniku analizy sygnału chwilowych zmian prędkości kątowej wału napędzającego badanej przekładni, również odnotowano znaczące wzrosty wartości skutecznych RMS (rys. 4.17) spowodowane wahliwym zamocowaniem koła zębatego na osi.

4.1. W przypadku sygnału chwilowych zmian prędkości kątowej wału napędzającego oraz częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 20\text{Hz}$ i zakresu analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi od 1 do 10 odnotowano znaczące wzrosty wartości ΔRMS wynoszące do 155% (pozycja 4 - rys. 4.17).

4.2. W przypadku sygnału chwilowych zmian prędkości kątowej wału napędzającego oraz częstotliwości obrotowej koła napędzającego $f_{o2} = 40\text{Hz}$ dla całego zakresu analizowanych pozycji łożyska nieruchomej osi odnotowano zarówno stosunkowo niewielkie zmiany wartości ΔRMS dodatnie jak i ujemne wynoszące do 9% (pozycja 16 – rys. 4.17).

Na podstawie powyższych czterech punktów podsumowujących wyniki badań można stwierdzić, że w przypadku przedstawionego w niniejszej pracy wahliwego mocowania napędzanego koła zębatego na osi stałej (MW) przy danej analizowanej pozycji łożyska (tj. danych wartościach odchyłek Δx i Δy) wartość skuteczna siedmiu sygnałów drganiowych zarejestrowanych:

- w wybranych punktach pomiarowych przekładni,
- w wybranych kierunkach pomiarowych,
- podczas pracy przekładni z różnymi prędkościami obrotowymi,

nie jest zawsze mniejsza niż w przypadku przedstawionego w niniejszej pracy klasycznego mocowania napędzanego koła zębatego na osi (MS). Ponadto w znaczącej liczbie przypadków wartości skuteczne były większe, gdy stosowano wahliwie mocowanie koła napędzanego (MW). Różnice te sięgały nawet kilkuset procent w stosunku do mocowania klasycznego (MS), co jest zjawiskiem niekorzystnym.

Na podstawie analizy danych przedstawionych na rysunkach 4.13 i 4.14 można stwierdzić, że przy różnych położeniach tulei mimośrodowej wymuszającej przemieszczenie środka jednego z łożysk osi stałej, na której wahliwie zamocowano koło

zębate (MW), a tym samym przy różnych wartościach odchyłek Δx i Δy nie uzyskano w przypadku mocowania wahliwego (MW) tych samych wartości skutecznych przyspieszeń drgań:

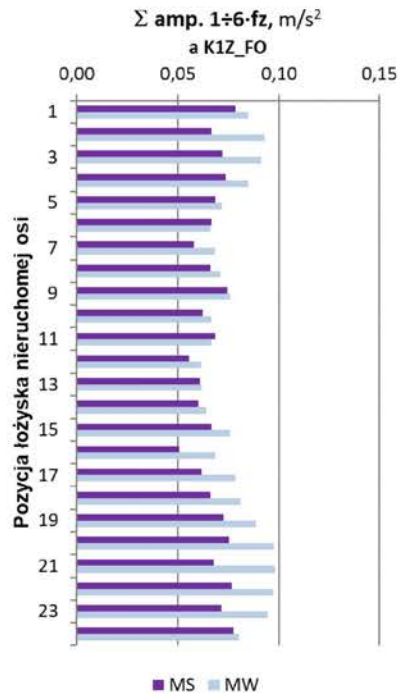
- w wybranych punktach pomiarowych przekładni,
- w wybranych kierunkach pomiarowych,
- podczas pracy przekładni z różnymi prędkościami obrotowymi.

Na podstawie dwóch powyższych akapitów można stwierdzić, że prawdopodobna jest konieczność poszukiwania innego rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego redukcję drgań na drodze strefa zazębienia korpus przekładni. Jednakże, zanim stwierdzono ten fakt jednoznacznie, dokonano dodatkowej analizy innego zagadnienia.

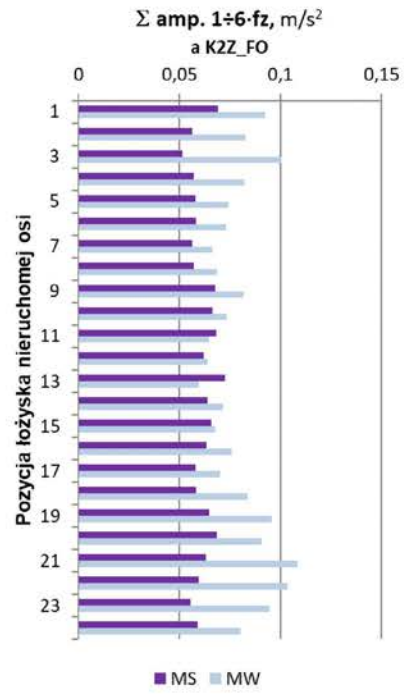
W przypadku sygnałów drganiowych generowanych przez nieuszkodzone przekładnie zębate o zębach prostych największą amplitudę najczęściej posiadają składowe widma częstotliwości związane z częstotliwością zazębienia f_z i jej harmonicznymi. Z tego powodu w celu szerszego zbadania efektów pochodzących od pracy zazębienia przekładni i rozważanych sposobów mocowania koła zębatego na osi oraz towarzyszących im zjawisk przeprowadzono również analizę częstotliwościową zarejestrowanych sygnałów drganiowych z szczególnym uwzględnieniem amplitud harmonicznymi częstotliwości zazębienia. Na rysunkach 4.18 i 4.19 przedstawiono analizę efektów związanych z wymienioną częstotliwością i jej harmonicznymi, a jako wskaźnik przyjęto sumę amplitud sześciu pierwszych harmonicznymi częstotliwości zazębienia f_{z1-6} .

Wpływ wybranych modyfikacji zastosowanych na drodze...

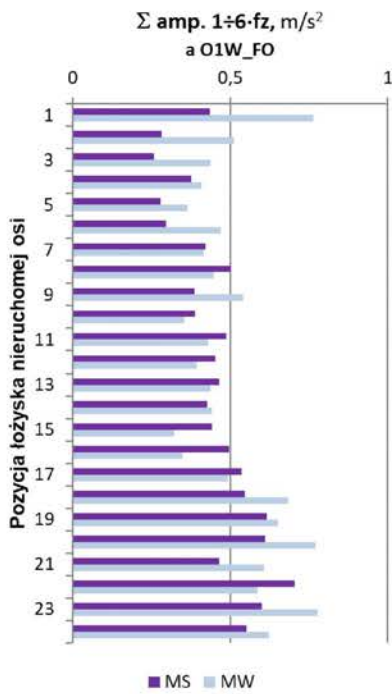
a)



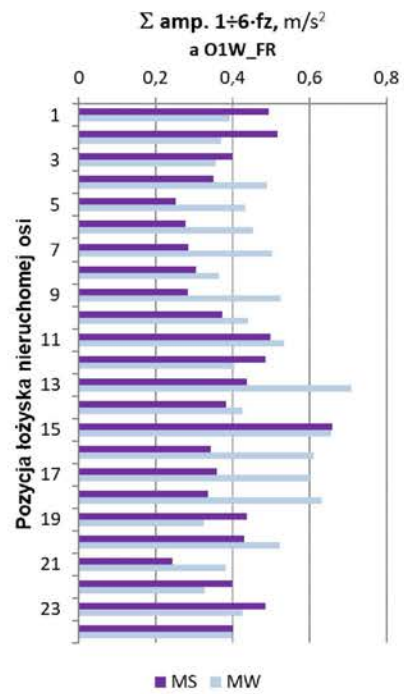
b)

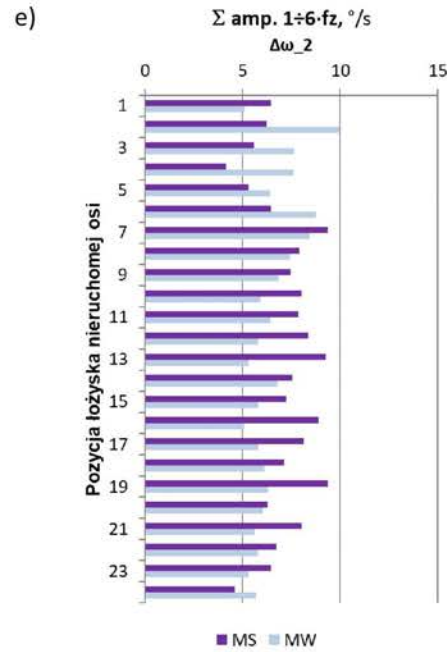


c)

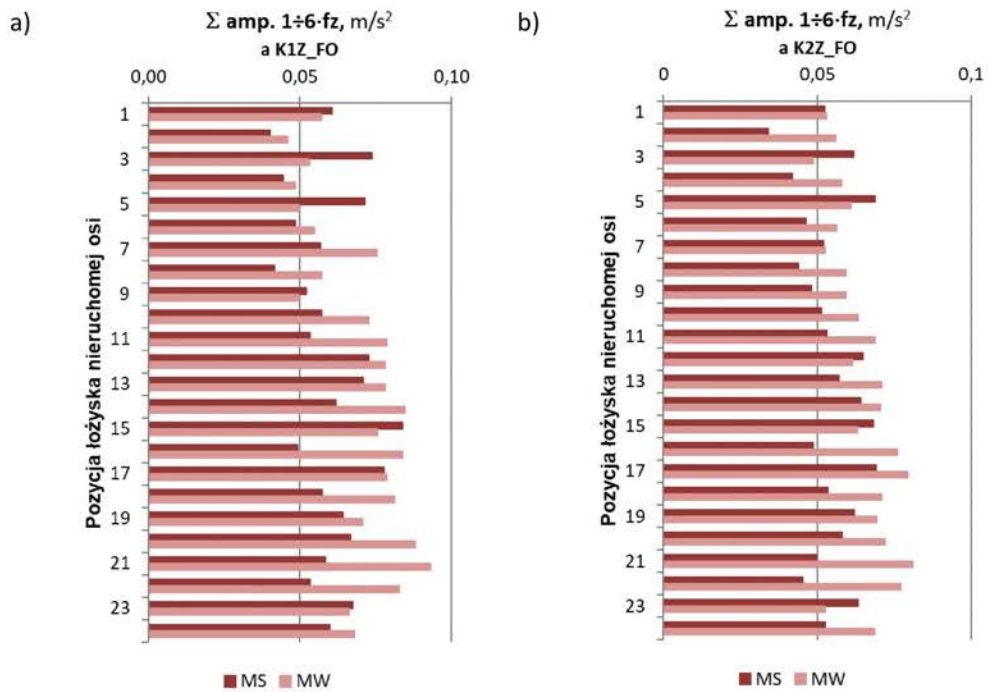


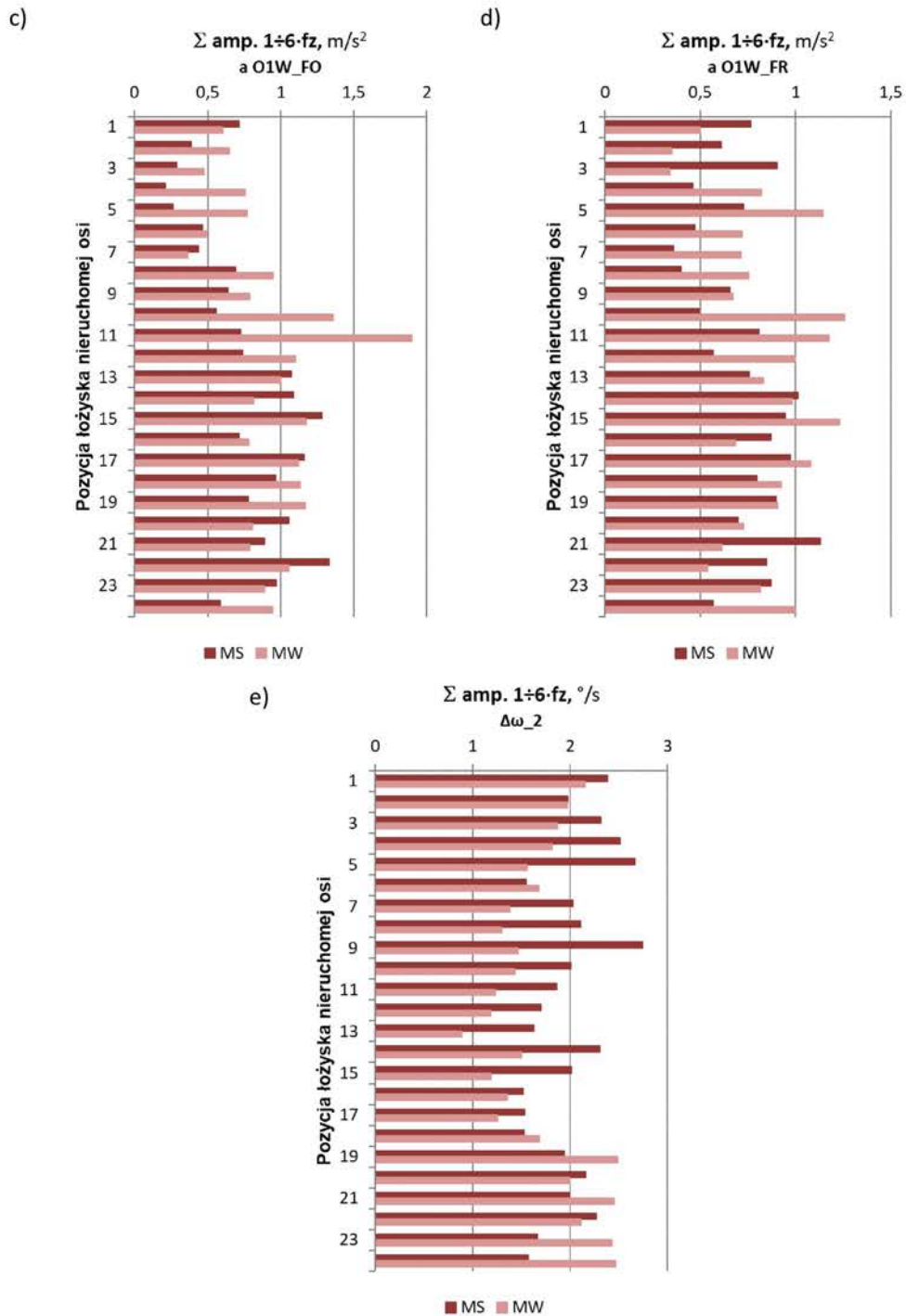
d)





Rys. 4.18. Suma amplitud sześciu pierwszych harmonicznych częstotliwości zazębienia $\Sigma \text{ amp. } 1\div 6\cdot f_z$ sygnałów zarejestrowanych w przypadku $f_{o2}=20 \text{ Hz}$, w punktach umiejscowionych na korpusie przekładni oraz osi stałej i oznaczonych jako: a) K1Z_FO, b) K2Z_FO, c) O1W_FO d) O1W_FR, e) $\Delta\omega_2$ [opracowanie własne]





Rys. 4.19. Suma amplitud sześciu pierwszych harmonicznych częstotliwości zazębienia $\Sigma \text{ amp. } 1\div 6\cdot f_z$ sygnałów zarejestrowanych w przypadku $f_{o2}=40 \text{ Hz}$, w punktach umiejscowionych na korpusie przekładni oraz osi stałej i oznaczonych jako: a) K1Z_FO, b) K2Z_FO, c) O1W_FO d) O1W_FR, e) $\Delta\omega_2$ [opracowanie własne]

W przypadku przedstawionych na rysunkach 4.18 i 4.19 sum amplitud sześciu pierwszych harmonicznycy częstotliwości zazębienia ($\Sigma \text{ amp. } 1\div 6\cdot f_z$) zaprezentowanych w funkcji pozycji łożyska stałej (nieruchomej) osi uzyskanych dla częstotliwości obrotowych koła napędzającego f_{o2} wynoszących 20 Hz i 40 Hz, wyliczenie wartości zmian procentowych ww. sum amplitud w przypadku zastosowania mocowania wahliwego (przegubowego) koła napędzanego (MW) względem mocowania klasycznego (MS), uznano za niecelowe. Na podstawie obserwacji wykresów przedstawionych na rysunkach 4.18 i 4.19 stwierdzono, że także w przypadku składowych sygnału będących bezpośrednio związanych z pracą zazębienia tj. zmian sum amplitud sześciu pierwszych harmonicznycy częstotliwości zazębienia f_{z1-6} w funkcji położenia łożyska osi stałej i mocowania wahliwego (przegubowego) napędzanego koła zębatego (MW) różnice pomiędzy uzyskanymi wynikami dla analizowanych dwudziestu czterech położeń łożyska osi stałej są zbyt znaczące. Ponadto zastosowanie mocowania wahliwego (przegubowego) napędzanego koła zębatego (MW) w znacznej większości analizowanych dwudziestu czterech położeń łożyska osi stałej nie skutkowało wyraźną redukcją wartości przyjętej miary $\Sigma \text{ amp. } 1\div 6\cdot f_z$ w stosunku do mocowania klasycznego (MS). Z powyższych powodów stwierdzono, że należy poszukiwać innego rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego zredukowanie drgań na drodze strefa zazębienia - korpus przekładni. W związku z wyżej przedstawionymi zjawiskami w dalszej części rozprawy zdecydowano się na wprowadzenie w rozwiązaniu konstrukcyjnym będącym przedmiotem zgłoszenia patentowego elementu pozwalającego na skompensowanie w pewnym stopniu odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi przekładni. Element ten najprawdopodobniej zostanie wykonany z materiału cechującego się współczynnikiem tłumienia o większej wartości niż stal, którego zastosowanie będzie skutkowało znacznym ograniczeniem przenoszenia się drgań ze strefy zazębienia na wał niż w przypadku rozwiązania konstrukcyjnego wykorzystującego w całości lub w zdecydowanej większości mało podatne elementy metalowe charakteryzujące się niską wartością współczynnika tłumienia drgań.

5. Opis zgłoszenia patentowego P.435585 przedstawiającego konstrukcję koła zębatego przygotowanego na potrzeby badań doświadczalnych

Na podstawie analizy literatury naukowej, aktualnego stanu techniki oraz istniejących zgłoszeń patentowych dotyczących niestandardowych konstrukcji koła zębatego z wielu światowych baz, jak również analizy wyników własnych badań doświadczalnych i symulacyjnych przedstawionych w rozdziale 4, zaproponowano rozwiązanie konstrukcyjne, stanowiące przedmiot zgłoszenia patentowego do Urzędu Patentowego Rzeczypospolitej Polskiej (UPRP) o numerze P.435585 [172] złożone dnia 06.10.2020 r. Celem wynalazku jest nowa, innowacyjna konstrukcja koła zębatego, znanymi tym, iż możliwe jest ograniczenie transmisji drgań ze strefy zazębienia do pozostałych elementów przekładni, zwłaszcza do jej węzłów łożyskowych oraz korpusu. Redukcja ww. drgań związana z zmniejszeniem sił dynamicznych oddziaływujących na łożyskowanie przekładni przyczyni się również do zwiększenia jej niezawodności. Ponadto, co szczególnie istotne w przypadku przekładni stosowanych w układach napędowych różnych środków transportu, ograniczenie propagacji drgań na drodze strefa zazębienia – korpus przekładni ma na celu zwiększenie komfortu ich użytkowników i pasażerów.

Przedstawiona w zgłoszeniu patentowym P.435585 [172] konstrukcja koła zębatego (rys. 5.1) cechuje się rozdzieleniem części wewnętrznej osadzonej na wale przekładni tzw. piasty (rys. 5.1, pozycja 1) od części zewnętrznej tzw. wieńca zębatego (rys. 5.1, pozycja 2) poprzez rowek (rys. 5.1, pozycja 3) o kształcie zbliżonym do krzywej sinusoidalnej, której oś odciętych jest okręgiem. Wypełnienie rowka rozdzielającego stanowi materiał podatny charakteryzujący się niższym modułem Younga niż materiał koła oraz wyższym współczynnikiem tłumienia, niż materiał piasty i wieńca zębatego. Ponadto istnieje możliwość doboru optymalnej charakterystyki sztywności i tłumienia materiału podatnego uwzględniając docelowe warunki pracy oraz przenoszone obciążenia przekładni. Przedstawiona konstrukcja dzielonego koła zębatego umożliwi również zastosowanie niecałkowitego wypełnienia rowka rozdzielającego np. w postaci przerw/pustych przestrzeni w obszarze zewnętrznych wierzchołków krzywej stanowiącej

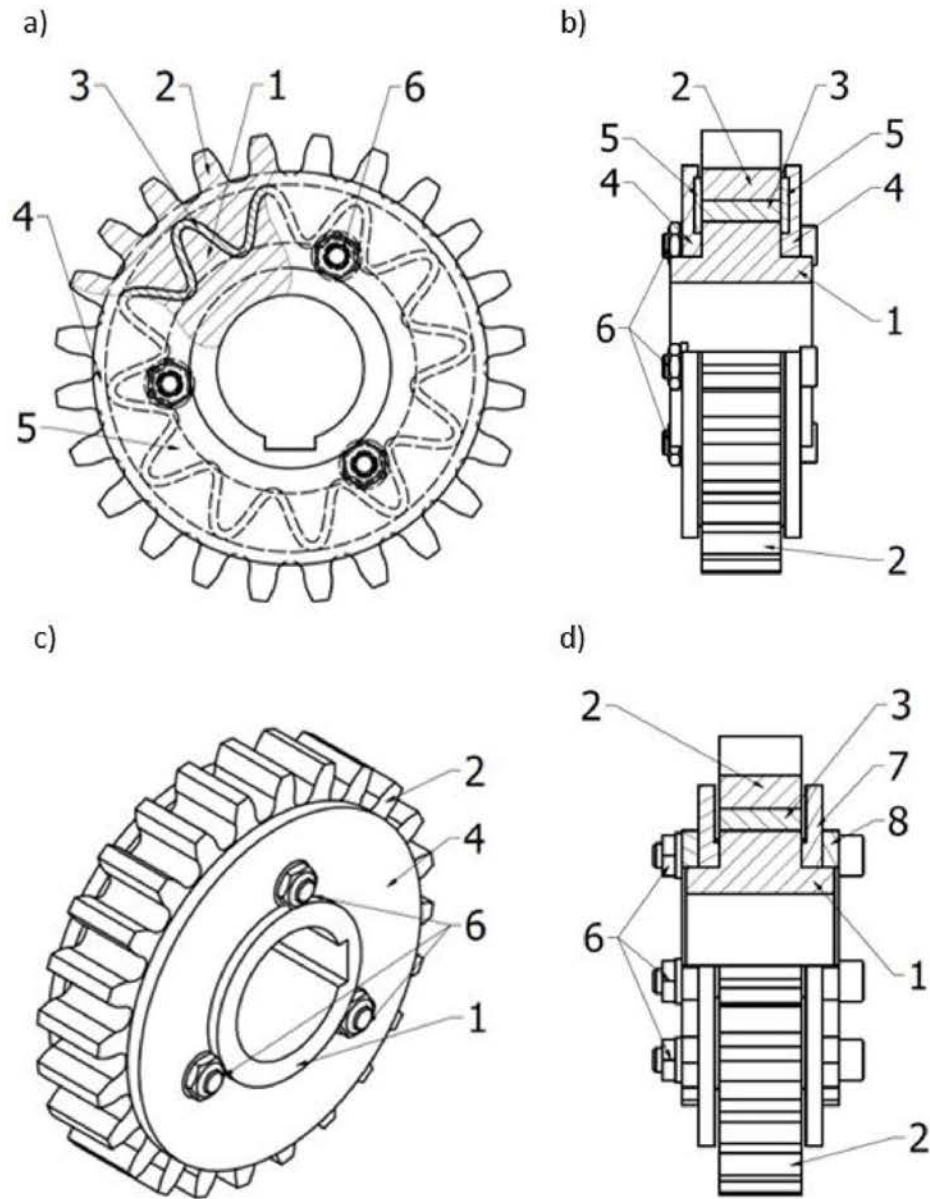
zarys powierzchni podziału wieńca i piasty, dzięki czemu możliwy jest dobór sztywności konstrukcji nie tylko poprzez wybór właściwości materiału podatnego, ale także zdefiniowanie kształtu materiału podatnego. Wymiary rozdzielającego rowka zostały tak dobrane, aby w przypadku całkowitego usunięcia materiału tłumiącego wypełniającego rowek, możliwe było przekazanie ruchu obrotowego z wału na piastę lub odwrotnie poprzez połączenie kształtowe występujące między piastą a wieńcem zębatym koła. Jest to nowy i nieformułowany element konstrukcji niewystępujący w przedstawionych w pracy wybranych rozwiązaniach konstrukcyjnych i patentowych dzielonych kół zębatych. Dodatkową istotną zaletą przedstawionej konstrukcji koła jest możliwość względnego wychylenia kąтового i przesunięcia osiowego wieńca zębatego względem piasty koła o ustaloną przez konstruktora dopuszczalną wartość (kontrolowaną), co ogranicza negatywny wpływ:

- odchyłek kierunku linii zęba na kontakt zębów kół przekładni,
- nierównoległości oraz przekoszenia osi przekładni na kontakt zębów kół przekładni,
- zjawiska nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości zazębienia na kontakt zębów kół przekładni,

w szczególności przy niskich prędkościach obrotowych koła zębatego.

W celu opcjonalnego zabezpieczenia i ograniczenia wartości przemieszczeń poosiowych (wzdłużnych) wieńca zębatego względem piasty o wartości niekontrolowane, do bocznych płaszczyzn piasty zamocowano za pomocą połączeń śrubowych (rys. 5.1, pozycja 6) co najmniej dwa pierścienie ograniczające (rys. 5.1, pozycja 4). Pomędzy pierścieniami ograniczającymi, a wieńcem zębatym zastosowano pierścienie tłumiące (rys. 5.1, pozycja 5) wykonane z materiału charakteryzującego się większym współczynnikiem tłumienia drgań, niż materiał wieńca zębatego i piasty. Zastosowanie pierścieni tłumiących w przypadku maksymalnego dopuszczalnego przesunięcia wieńca zębatego względem piasty oraz nieuszkodzonych i nieużytych elementów zabezpieczających uniemożliwia przenoszenie drgań ze strefy zazębienia na wał poprzez metalowe elementy cechujące się współczynnikiem tłumienia niższym niż łącznie. Pierścienie ograniczające

są tak ukształtowane, aby w przypadku działania siły odśrodkowej osadzone w nich pierścienie tłumiące nie mogły się przemieścić w kierunku promieniowym.



Rys. 5.1. Poglądowy schemat budowy koła zębatego według konstrukcji przedstawionej w zgłoszeniu patentowym P.435585: 1 – piasta koła, 2 - wieniec zębaty, 3 – rowek rozdzielający, 4 – pierścień ograniczający, 5 – pierścień tłumiący, 6 – połączenie śrubowe, 7 – pierścień ograniczający podatny, 8 – podkładka mocująca [opracowanie własne na potrzeby [172]]

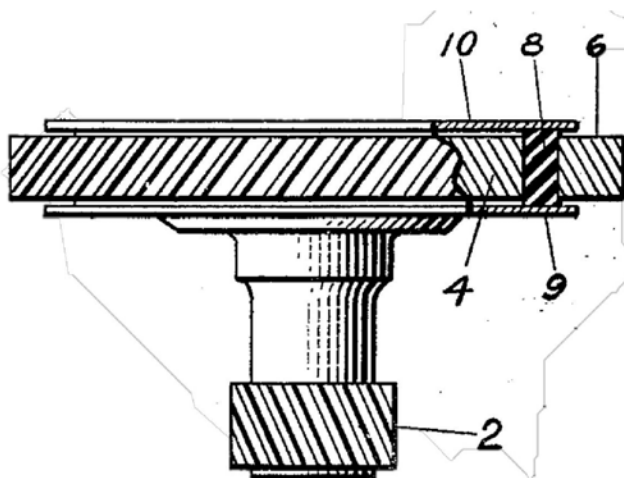
Opcjonalnie, pierścienie ograniczające wraz z pierścieniami tłumiącymi mogą zostać zastąpione jednolitymi pierścieniami ograniczającymi podatnymi (rys. 5.1d, pozycja 7) wykonanymi z materiału o sztywności niższej, niż materiał wieńca zębatego i piasty. Dzięki mniejszej grubości jednolitych pierścieni ograniczających w obszarze współpracującym z wieńcem zębatym nie przylegają one do powierzchni bocznych wieńca zębatego umożliwiając w ten sposób dodatkowe ustalenie wartości dopuszczalnego przesunięcia osiowego i kąтового wieńca zębatego względem piasty. Oba rodzaje pierścieni ograniczających mocowane są do bocznych powierzchni piasty za pomocą połączeń śrubowych (rys. 5.1, pozycja 6).

Opracowana w ramach zgłoszenia patentowego P.435585 [172] konstrukcja koła zębatego cechuje się wyeliminowaniem lub ograniczeniem głównych słabych stron rozwiązań konstrukcyjnych przedstawionych w rozdziale nr 2 niniejszej pracy. W porównaniu z rozwiązaniem patentowym nr EP2899430 [162] przedstawionym na rysunku 2.13 wyeliminowana zostaje bardzo duża wysokość warstwy podatnej przekraczająca wg rysunku 2.13 wielokrotnie wartość modułu zęba, co mogło skutkować dużym przemieszczeniem promieniowym wieńca zębatego względem piasty, a to z kolei znacząco wpływałoby na skrócenie długości odcinka przyporu. W przypadku rozwiązania konstrukcyjnego przedstawionego w patencie US 9296157 zgłoszonym przez NASA [167] również zastosowano łącznik o dużej wysokości, lecz do jego wykonania zaproponowano sztywne materiały kompozytowe w odróżnieniu od propozycji autora niniejszej pracy, który proponuje zastosowanie elementu podatnego (rys. 5.1 pozycja 3) charakteryzującego się niższym (lub nawet znacząco niższym) modułem Younga niż materiał koła oraz wyższym współczynnikiem tłumienia, niż materiał piasty i wieńca zębatego. Wysoka sztywność łącznika przy znacznej jego wysokości jest istotna, ponieważ sztywny materiał kompozytowy nie będzie ulegał podczas pracy koła, porównywalnym co do wartości odkształceniom jak podobnej grubości łącznik podatny proponowany w rozwiązaniu patentowym nr EP2899430 [162], a to z kolei nie będzie skutkowało znaczącymi przemieszczeniami wieńca zębatego w kierunku promieniowym oraz skróceniem odcinka przyporu. Jednak w przypadku patentu NASA [167], w sytuacji zużycia lub/i uszkodzenia łącznika kompozytowego istnieje możliwość całkowitej utraty przeniesienia momentu obrotowego, ponieważ w opisanej konstrukcji koła dzielonego

zapewniono kształtowe połączenia jedynie między piastą koła a łącznikiem oraz między łącznikiem a wieńcem zębatym. Konstrukcja dzielonego koła zębatego przedstawiona w zgłoszeniu patentowym P.435585 jest pozbawiona tej wady, gdyż w przypadku zużycia lub uszkodzenia podatnego elementu łączącego, powodujących brak ciągłości materiału pomiędzy częścią przylegającą do piasty i częścią przylegającą do wieńca zębatego zostaje zachowana zdolność do przekazywania momentu obrotowego pomiędzy piastą a wieńcem poprzez zastosowane połączenie kształtowe.

W rozwiązaniu zgłoszonym przez autora niniejszej pracy zastosowano pierścienie ograniczające (rys. 5.1, pozycja 4) które, w przypadku wystąpienia znacznego przemieszczenia osiowego wieńca, mogą zabezpieczyć układ przed zniszczeniem elementu podatnego oraz zniszczeniem koła. Wykazują one pewne podobieństwo do pierścieni bocznych zastosowanych w przypadku patentu US 9296157 zgłoszonym przez NASA [167] oraz patentu nr US2307129 [163]. W zgłoszeniu patentowym zaproponowanym przez autora niniejszej pracy wyraźnie zapisano, że oba warianty konstrukcji pierścienia ograniczającego (rys. 5.1, pozycja 4 i 7) muszą zapewniać występowanie pewnego luzu, w kierunku osiowym koła, pomiędzy wieńcem zębatym a pierścieniem ograniczającym lub jego korpusem. Ponadto w przypadku zastosowania pierścieni ograniczających wykonanych w całości z materiału podatnego ich grubość nie jest stała. W rozwiązaniu przedstawionym w patencie US 9296157 zgłoszonym przez NASA [167] tego nie zastrzegano, a z przedstawionych rysunków opisanej konstrukcji wynika, że zastosowane tam boczne pierścienie kompozytowe w całości przylegają do bocznych powierzchni wieńca zębatego i nie zapewniają luzu pomiędzy wieńcem zębatym a kompozytowymi pierścieniami bocznymi. W patencie nr US2307129 [163] co prawda zapewniono luz w kierunku osiowym koła pomiędzy powierzchnią boczną pierścienia bocznego a powierzchnią boczną wieńca zębatego i przedstawiono na rysunku 5.2, lecz w tym przypadku konstrukcja pierścieni bocznych (rys. 5.2, pozycja 9, 10) zabezpiecza przed nadmiernym przemieszczeniem w kierunku osiowym wieńca zębatego (rys. 5.2, pozycja 6) ale jego ograniczanie poprzez oddziaływanie wieńca na piastę odbywa się nie tylko przez pierścienie boczne, ale dodatkowo poprzez podatność elementu tłumiącego (rys. 5.2, pozycja 8), gdyż pierścienie boczne przylegają do elementu tłumiącego, a nie do piasty. W rozwiązaniu wg zgłoszenia patentowego P.435585 [172]

to oddziaływanie pośrednie zostało wyeliminowane. W sytuacji wystąpienia stosunkowo dużej składowej siły promieniowej w zazębieniu oraz w wyniku nierównoległości lub/i przekoszenia osi przekładni oraz odchyłek kierunku linii zęba może dojść do kontaktu metalowego wieńca z metalowymi pierścieniami bocznymi co z kolei spowoduje utratę zakładanej możliwości tłumienia drgań w wyniku propagacji drgań nie jedynie poprzez wieńiec - pierścień podatny (rys. 5.2, pozycja 8) – piastę ale także poprzez metalowe pierścienie boczne (rys. 5.2, pozycja 9, 10) cechujące się współczynnikiem tłumienia niższym niż łącznik (rys. 5.2, pozycja 8). W rozwiązaniu przedstawionym przez autora niniejszej pracy tę słabą stronę również wyeliminowano. Ponadto, w rozwiązaniu nr US2307129 [163] element podatny miał kształt pierścienia, co również odróżnia je od zgłoszenia patentowego autora niniejszej pracy, a znaczącą wadę wynikającą zastosowania braku połączenia kształtowego dokładnie omówiono już wcześniej.



Rys. 5.2. Rysunek złożeniowy konstrukcji dzielonego koła zębatego przedstawiony w patencie nr US2307129 [163]

Ponadto, na rysunku 5.2 przedstawionym w treści patentu nr US2307129 [163], zastosowanie pierścieni bocznych o opisanej powyżej konstrukcji zaproponowano w przypadku koła zębatego o zębach skośnych. Jest to podstawą do uzasadnionych obaw o wystąpienie niepożądanego kontaktu wieńca (rys 5.2, pozycja 6) z pierścieniami bocznymi (rys 5.2, pozycja 9, 10) i przekazywania drgań pomiędzy metalowymi elementami nawet w przypadku pracy koła z zakładanymi warunkami obciążeń w wyniku

wystąpienia składowej siły międzyzębnej w kierunku osiowym koła. Dodatkowo wg rysunku 5.2 pierścienie boczne przylegają do łącznika podatnego np. poprzez zwulkanizowanie ich z elementem podatnym, a to nie jest tak trwałe połączenie jak połączenie śrubowe zastosowane w zgłoszeniu patentowym P.435585 [172], co jest szczególnie ważne w przypadku kół o zębach skośnych.

Podsumowując, w porównaniu do kół o klasycznej budowie, przedstawiona w zgłoszeniu patentowym P.435585 [172] konstrukcja koła zębatego umożliwia w ustalonym konstrukcyjnie zakresie:

- obrót wieńca zębatego względem piasty koła wokół jej osi obrotu, co ma na celu umożliwienie tłumienia drgań skrętnych oraz ograniczenie ich propagacji ze strefy zazębienia na wał przekładni,
- kątowe wychylenie osi wieńca zębatego względem osi piasty koła, co ma na celu ograniczenie negatywnego wpływu nierównoległości lub/i przekoszenia osi przekładni oraz odchytek kierunku linii zęba na kontakt zębów kół przekładni, a wydaje się być szczególnie korzystne podczas pracy z stosunkowo niskimi prędkościami obrotowymi koła zębatego,
- przemieszczenie osiowe wieńca zębatego względem piasty koła, co ma na celu umożliwienie tłumienia drgań osiowych i ograniczenie ich propagacji ze strefy zazębienia na wał przekładni, co jest szczególnie ważne w przypadku kół o zębach daszkowych,
- przemieszczenie promieniowe wieńca zębatego względem piasty koła, co ma na celu umożliwienie tłumienia drgań promieniowych i ograniczenie ich propagacji ze strefy zazębienia na wał przekładni.

6. Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – piasta koła – wał przekładni

W celu określenia wpływu modyfikacji konstrukcji koła zębatego na transmisję drgań na drodze wieniec zębaty – piasta koła – wał przekładni przeprowadzono badania doświadczalne na przygotowanym stanowisku badawczym wyposażonym w wzbudnik drgań. Badania te polegały na wyznaczeniu widmowych funkcji przejścia w wybranych punktach pomiarowych znajdujących się na powierzchni bocznej badanych kół zębatach oraz punktach pomiarowych znajdujących się na końcach wału. Metoda polegająca na wyznaczaniu widmowych funkcji przejścia jest stosowana w diagnostyce drganiowej wielu obiektów technicznych, w tym przekładni zębatach różnego rodzaju [173–175]. Analizie poddano dwa koła zębate, koło o klasycznej budowie wewnętrznej (koło niedzielone – rys. 6.2 a) oraz koło o zmodyfikowanej budowie wewnętrznej przygotowanego według opisu przedstawionego w zgłoszeniu patentowym o oznaczeniu P.435585 [172] (rozdział 5) z elementem pozwalającym na ograniczenie przenoszenia drgań wykonanym w tym przypadku z mieszanki gumy olejoodpornej o twardości 65 ShA (koło dzielone – rys. 6.2 b). Zgodnie z treścią zgłoszenia możliwe jest również zastosowanie jako warstwy tłumiącej drgania różnych materiałów także metali cechujących się wyższą niż stal wartością współczynnika tłumienia drgań. Moduł zębów koła wynosił 4,5 mm, więc zastosowano szerokość rowka dzielącego koło równą 2 mm (44,4% modułu). Wyznaczenie oraz porównanie widmowych funkcji przejścia umożliwiło określenie pasm częstotliwości drgań, w których badane koła zębate wykazują podwyższoną aktywność drganiową. Ponadto możliwe było porównanie amplitud lokalnych maksimów widmowych funkcji przejścia w wybranych punktach pomiarowych umiejscowionych na:

- powierzchni bocznej koła w celu oceny wpływu zastosowania dzielonego koła zębatego na transmisję drgań na drodze głowa zęba koła – pierścien podatny – piasta koła,
- powierzchniach końcowych wału w celu oceny wpływu zastosowania dzielonego koła zębatego na transmisję drgań przenoszonych z wieńca zębatego koła do miejsca montażu bieżni wewnętrznych łożysk wału.

Przeprowadzone badania doświadczalne umożliwiły także wizualizację postaci drgań badanych kół w wybranych pasmach częstotliwości.

6.1. Obiekt badań i stanowisko badawcze

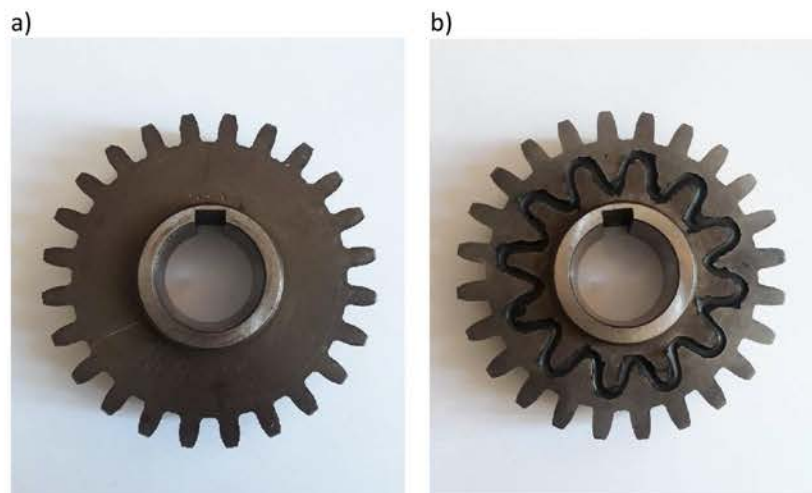
W celu przeprowadzenia badań doświadczalnych koniecznym było wykonanie modyfikacji niedzielonego, klasycznego koła zębatego zgodnie z opisem przedstawionym w zgłoszeniu patentowym P.435585 [172] (rozdział 5). Proces modyfikacji koła wykonany na potrzeby realizacji badań doświadczalnych opisanych w niniejszym rozdziale został podzielony na dwa etapy:

- Etap pierwszy polegał na przecięciu koła w celu uzyskania dwóch rozdzielonych części koła: części wewnętrznej (piasty) oraz części zewnętrznej (wieńca zębatego).
- Etap drugi polegał na wypełnieniu powstałego w wyniku przecięcia koła rowka materiałem podatnym (w tym przypadku guma olejoodporna o twardości 65 ShA) oraz ponownym połączeniu piasty i wieńca zębatego koła przeprowadzonym w specjalnie zaprojektowanym narzędziu zapewniającym współśrodkowe umiejscowienie względem siebie obu części koła.

Ze względu na właściwości materiału, z którego wykonane było badane koło (stal 15 HGA), stosunkowo znaczną grubość koła wynoszącą 20 mm oraz skomplikowany dla klasycznych metod obróbki kształt rowka rozdzielającego części koła, pierwszy etap procesu został wykonany z wykorzystaniem urządzenia sterowanego numerycznie służącego do cięcia z użyciem mieszanki wody i ścierniwa podawanych pod ciśnieniem w postaci strugi (rys. 6.1). Pozwoliło to na uniknięcie znaczącego wpływu ciepła występującego przykładowo podczas przecinania laserowego. W celu ponownego połączenia wieńca zębatego i piasty koła zapewniającego ich dokładne współosiowe umiejscowienie zastosowano specjalnie zaprojektowane narzędzie służące do wyeliminowania przesunięcia osi ww. elementów koła.



Rys. 6.1. Proces cięcia koła z wykorzystaniem mieszanki wody i ścierniwa pod ciśnieniem [opracowanie własne]

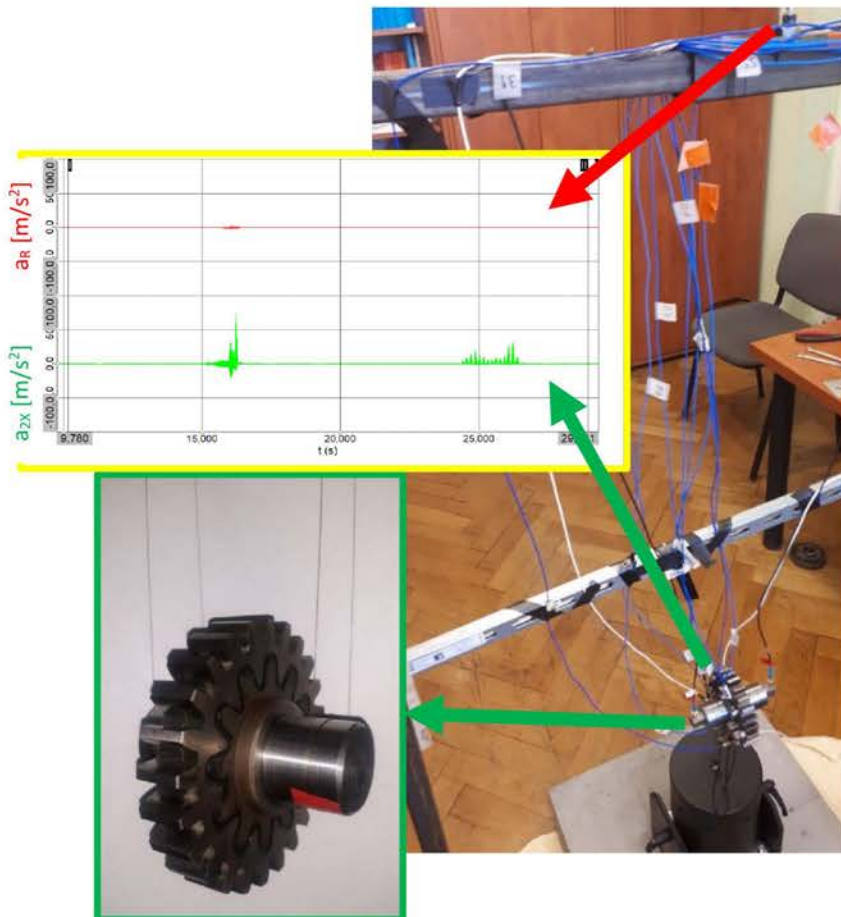


Rys. 6.2. Badane koła zębate: a) koło klasyczne (niedzielone), b) koło modyfikowane (dzielone) [opracowanie własne]

Na potrzeby przeprowadzenia eksperymentu przygotowano stanowisko umożliwiające wykonanie badań kół zębatach osadzonych na wale, o długości wynoszącej 99 mm, z wykorzystaniem pasowania ciasnego pomiędzy wałem a otworem w kole. Zdecydowano się na taką długość wału, gdyż umożliwiała ona montaż przetworników i pomiar przyspieszeń drgań na powierzchniach końcowych wału, które w przypadku kompletnej badanej przekładni stanowią teoretyczne płaszczyzny zawierające geometryczne środki łożysk wału oraz są umiejscowione prostopadle do osi obrotu ww. wału. Rozważano również możliwość wykorzystania wału o długości odpowiadającej wałom zastosowanym w przekładni wynoszącej 282 mm i wykonaniu na końcach tego wału wydrążeń w kierunku osiowym o głębokości co najmniej 91,5 mm, aby możliwe było umieszczenie przetworników przyspieszeń drgań wewnątrz wydrążonego kanału oraz uzyskaniu analogicznego ich umiejscowienia jak w przypadku zastosowania krótkiego wału (o długości wynoszącej 99 mm). Analizowano również możliwość zastosowania kanałów poprzecznych pozwalających na umieszczenie przetworników przyspieszeń drgań w wyżej przedstawionych miejscach. Jednakże, ze względu na wymiary zewnętrzne przetworników wymuszające stosunkowo dużą średnicę wydrążonych kanałów w porównaniu do średnicy zewnętrznej wału ($\varnothing 35$ mm) oraz wiążącą się z tym istotną zmianę sztywności wału zdecydowano się jednak na prostsze rozwiązanie tj. zastosowanie wału o długości wynoszącej 99 mm. Wał wykorzystany w trakcie pomiarów umożliwił osadzenie koła, w sposób analogiczny jak w przypadku montażu w przekładni, z wykorzystaniem wpustu pryzmatycznego. Podczas eksperymentu masa koła niedzielonego wraz z wałem wynosiła 1,951 kg, natomiast masa koła dzielonego wraz z wałem wynosiła 1,822 kg, co stanowi 93,4% masy elementów niemodyfikowanych.

W celu odizolowania od wpływu drgań z otoczenia obiektu badań stanowiącego koło zębate osadzone na wale, do jego zamocowania na stanowisku badawczym (rys. 6.3) wykorzystano linki wykonane z tworzywa sztucznego o średnicy wynoszącej 0,018 mm, które cechowały się niską masą i stosunkowo wysoką wytrzymałością. Koło było swobodnie podwieszane do górnej belki stanowiska przedstawianej na rysunku 6.3, natomiast część przewodów przetworników przyspieszeń drgań była mocowana do belki dolnej w taki sposób, aby obciążenie wynikające z masy koła zębatego było przenoszone wyłącznie przez linki. Zastosowanie tej belki miało na celu wyeliminowanie drgań długich

przewodów i ich oddziaływanie na koło zębate. Pozostała część przewodów była mocowana do podłoża. Taki sposób mocowania umożliwił znaczące ograniczenie przenoszenia drgań na drodze badany obiekt – rama stanowiska pomiarowego (rys. 6.3). Jest to niezwykle istotne, gdyż prawidłowe odizolowanie badanego obiektu od drgań otoczenia w znaczący sposób zmniejsza zakłócenia pomiaru oraz znacznie zwiększa dokładność wykonanego eksperymentu.



Rys. 6.3. Sposób montażu obiektu na stanowisku badawczym: a_R – przyśpieszenia drgań rejestrowane w punkcie pomiarowym umieszczonym na ramie stanowiska badawczego, a_{2X} – przyśpieszenia drgań badanego koła zębatego (w tym przypadku w punkcie pomiarowym 2 i kierunku pomiarowym X szczegółowo przedstawionym na rys. 6.7) [opracowanie własne]

W celu wzbudzenia wibracji badanego obiektu w trakcie pomiarów wykorzystano wzbudnik drgań DS-MS-440 (zał. 1) (rys. 6.4). Wzbudnik ten umożliwił wymuszenie drgań

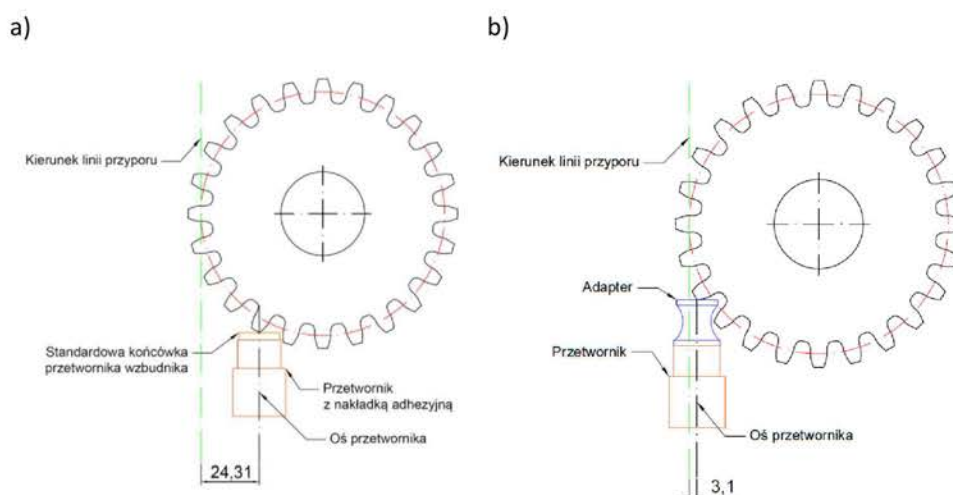
badanego obiektu w sposób ciągły. Wzbudnik drgań zamontowano do betonowego bloku o masie 84 kg, czyli ok. 42 razy większej niż masa koła zębatego z wałem.



Rys. 6.4. Wzbudnik drgań DS-MS-440 wraz z przygotowanym osadzeniem [opracowanie własne]

Do przeniesienia siły wytwarzanej przez wzbudnik drgań na badany obiekt wykorzystano dostarczony przez producenta pręt (tzw. stinger). Na jego zakończeniu znajdował się piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań oraz przetwornik siły. Piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań umożliwiał sterowanie pracą wzbudnika w pętli sprzężenia zwrotnego z wykorzystaniem zewnętrznego sterownika oraz wykonywanie ewentualnych korekt parametrów jego pracy podczas testu. Natomiast przetwornik siły umożliwiał rejestrowanie chwilowej wartości siły działającej na wzbudzany obiekt. Przyjęto, że podczas tych badań kierunek działania siły międzyzębnej będzie pionowy. W przypadku zastosowania dostarczonej przez producenta wzbudnika standardowej metalowej końcówki mocującej przeznaczonej do montażu adhezyjnego (rys. 6.5 a) przetworników siły i przyspieszenia do badanego obiektu, ze względu na wymiary tego przetwornika okazało się, że odległość pomiędzy jego pionową osią symetrii a kierunkiem działania siły międzyzębnej ze względu na jego rozmiary zewnętrzne (a w szczególności średnicę zewnętrzną) wynosi aż 24,31 mm. Z tego powodu końcówka

ta została zastąpiona zaprojektowanym przez autora pracy adapterem (rys. 6.5 b) umożliwiającym oddziaływanie na ząb koła w kierunku pionowym, czyli kierunku linii przyporu, ale jednocześnie adapter ten zapewniał znaczącą 7,8 razy mniejszą odległość między linią przyporu, a osią oddziaływania wzbudnika na ząb. Dalsze zmniejszanie przywołanej odległości ze względu na zmniejszanie przekroju poprzecznego adaptera oraz wzrost jego długości uznano za niezasadne. Adapter ten wykonano ze stopu aluminium cechującego się ok. 2,9 razy mniejszą gęstością niż stal.



Rys. 6.5. Przedstawienie umiejscowienia przetwornika wzbudnika względem badanego koła zębatego: a) z zastosowaniem końcówki adhezyjnej dostarczonej przez producenta urządzenia, b) zastosowaniem przygotowanego adaptera [opracowanie własne]

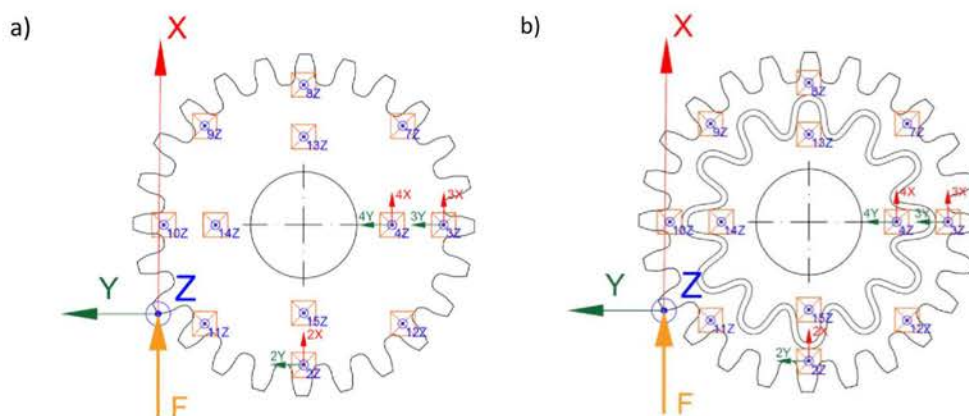
Współpraca między metalową częścią układu przenoszącego siłę ze wzbudnika na koło zębate odbywała się przede wszystkim pomiędzy ww. metalowymi elementami, a dwuskładnikowy klej epoksydowy (rys. 6.6), charakteryzujący się znacznie większą podatnością niż elementy metalowe, zastosowano po obu stronach linii kontaktu metalowych elementów i jego zadaniem było zapobieganie przesunięciu się w kierunku poziomym współpracujących elementów. Brak zastosowania połączenia doprowadziłby podczas badań do przesunięcia osi elementu wymuszającego drgania względem zęba badanego koła oraz nierównomiernego obciążenia zęba na szerokości uzębienia koła. Taka sytuacja skutkowałaby nieprawidłowymi wynikami pomiaru, zwłaszcza dla sygnału korekty w pętli sprzężenia zwrotnego.



Rys. 6.6. Przygotowany autorski adapter zamontowany na końcu przetwornika wzbudnika oraz przyklejony zgodnie z rys. 6.5 b do zęba badanego koła podwieszono na linkach i przygotowany do badań [opracowanie własne]

W celu szczegółowego pomiaru przyspieszeń drgań, na powierzchniach bocznych badanych kół w wybranych punktach umieszczono dwanaście piezoelektrycznych przetworników przyspieszeń drgań, w tym trzy trójosiowe oraz dziewięć jednoosiowych (zał. 3-7). Zastosowanie jednoosiowych przetworników przyspieszeń drgań umożliwiło dokładniejszą analizę wpływu modyfikacji koła na deformację jego wieńca w kierunku osi Z (rys. 6.7) przyjętego układu współrzędnych (tj. kierunku wyznaczanego przez oś obrotu koła). Trójosiowe przetworniki zostały umieszczone w taki sposób, aby ich osie pomiarowe były równoległe względem przyjętych kierunków lokalnego układu. Jednoosiowe przetworniki zostały umieszczone w taki sposób, aby ich osie pomiarowe były równoległe względem kierunku Z (wyznaczanego przez oś obrotu koła). Przetworniki zostały rozmieszczone na dwóch okręgach, z których średnica zewnętrznego odpowiadała średnicy okręgu podstaw zębów i wynosiła 88 mm,

natomiast średnica wewnętrznego okręgu wynosiła 58 mm i wynikała z konieczności oddalenia się od kołnierza piasty (rys. 6.3). Na zewnętrznym okręgu umieszczono osiem przetworników, w tym dwa trójosiowe, natomiast na wewnętrznym okręgu rozmieszczono cztery przetworniki, w tym jeden trójosiowy. Schemat rozmieszczenia przetworników przyspieszeń drgań wraz z kierunkami osi przyjętego układu współrzędnych przedstawiono na rysunku 6.7. Zastosowana na rysunku numeracja osi odpowiada numerowi przetwornika pomiarowego. Realizację fizyczną układu przedstawionego na rysunku 6.7 zaprezentowano na rysunku 6.8. Przetworniki mocowano przy wykorzystaniu wosku dostarczonego przez ich producenta.



Rys 6.7. Schemat rozmieszczenia przetworników przyspieszeń drgań wraz z kierunkami osi przyjętego układu współrzędnych: a) koło niedzielone (klasyczne), b) koło dzielone (zmodyfikowane), F – kierunek działania siły wzbudzającej układ, punkty nr 2-4 – model przetwornika Endevco 65-10 (zał. 3), punkty nr 7-10 i 14 – model przetwornika PCB Piezotronics M320C15 (zał. 4), punkt nr 11 i 13 – model przetwornika PCB Piezotronics M352C65 (zał. 5), punkt nr 12 – model przetwornika PCB Piezotronics M352C66 (zał. 6), punkt nr 15 – model przetwornika PCB Piezotronics M353B16 (zał. 7)
[opracowanie własne]



Rys. 6.8. Obiekt badań wraz z zamocowanymi przetwornikami przyspieszeń drgań [opracowanie własne]

Do generowania sygnału sterującego pracą wzbudnika oraz rejestracji sygnału kontrolnego (sygnał przyspieszenia z przetwornika wzbudnika) wykorzystano sterownik RULA RL-21. Dzięki zastosowaniu ww. sterownika, możliwe było podczas pomiaru, generowanie przez wzbudnik wymuszenia w paśmie częstotliwości od 5 Hz i amplitudzie 0,05 mm do częstotliwości 5 kHz i amplitudzie 0,01 μm . Wzbudzenie odbywało się w sposób ciągły w formie sygnału sinusoidalnego o zmiennej w czasie częstotliwości i amplitudzie. W trakcie pomiaru zastosowano synchronicznie próbkującą kartę akwizycji danych Sirius firmy Dewesoft (zał. 2) i częstotliwość próbkowania sygnałów pochodzących z przetworników przyspieszeń drgań wynoszącą 20 kHz.

6.2. Wyniki badań prowadzonych przy wykorzystaniu wzbudnika drgań i widmowe funkcje przejścia FRF

Szczegółowej analizie poddano sygnały drganiowe rejestrowane przy wykorzystaniu trójosiowych przetworników przyspieszeń drgań umiejscowionych w wybranych istotnych

punktach pomiarowych oznaczonych jako 2, 3 i 4 (rys. 6.7). Oznaczenie punktów pomiarowych było zgodne z modelem geometrycznym badanego obiektu przygotowanym w oprogramowaniu pomiarowym Dewesoft.

Na podstawie przebiegów sygnałów rejestrowanych przy wykorzystaniu trójosiowych przetworników przyspieszeń drgań oraz przetwornika umiejscowionego na końcu pręta wzbudnika rejestrującego przebieg wartości siły wymuszenia wyznaczono widmową funkcję przejścia dla każdego kierunku pomiarowego. Widmowa funkcja przejścia (*ang. Frequency response function - FRF*) stanowi transformatę Laplace'a sygnału wyjściowego zarejestrowanego przy wykorzystaniu przetwornika umieszczonego w wybranym punkcie pomiarowym do transformaty Laplace'a sygnału wejściowego układu zarejestrowanego przy wykorzystaniu przetwornika umieszczonego na pręcie wzbudnika. Widmowa funkcja przejścia jest przedstawiona w dziedzinie częstotliwości. Jej lokalne maksima wskazują na pasma częstotliwości, w których możliwe jest wzbudzenie badanego obiektu w wyniku oddziałujących na niego wymuszeń o danej częstotliwości. Dodatkowo dla rejestrowanych sygnałów zostały wyznaczone funkcje koherencji, które stanowią iloczyn wzajemnego widma gęstości mocy oraz widm własnych gęstości mocy. Funkcja koherencji wyznaczana jest w dziedzinie częstotliwości i informuje o poprawności odwzorowania sygnału wymuszenia w punkcie pomiarowym. W przypadku, gdy funkcja koherencji przyjmuje wartość 1, rejestrowany sygnał wyjściowy jest całkowicie generowany przez sygnał wymuszający, natomiast gdy wartość funkcji koherencji ma wartość mniejszą od 1, świadczy to o dodatkowym wzbudzeniu układu nie pochodzącym od zadanego wymuszenia. Funkcja koherencji ma istotne znaczenie przy analizie funkcji przejścia, gdyż wskazuje pasma częstotliwości, w których można prowadzić poprawną analizę widmowej funkcji przejścia.

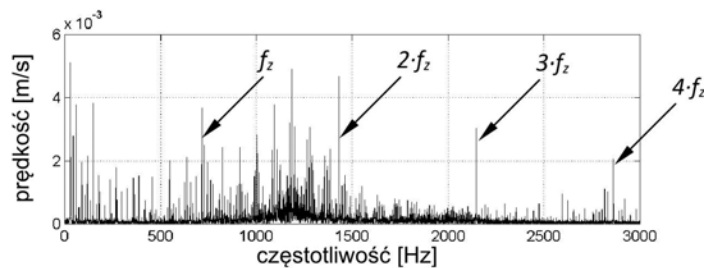
$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{AB}(f)|^2}{G_{AA}(f) \cdot G_{BB}(f)} \quad (6.1)$$

gdzie:

G_{AB} – wzajemne widmo gęstości mocy (*ang. cross-spectrum*),

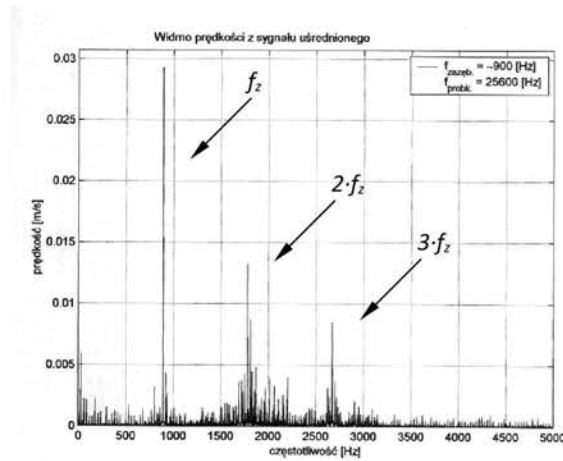
G_{AA} , G_{BB} – widmo własne gęstości mocy (*ang. auto-spectrum*).

W przypadku pracy przekładni zębatych energia drgań koncentruje się głównie w pasmach częstotliwości zazębienia lub/i najczęściej jej pierwszych trzech harmonicznym [43,58,176]. W monografii [176] przedstawiono m.in. wyniki badań drgań poprzecznych wału koła w przypadku przekładni wyposażonej w koła o zębach prostych z uszkodzeniem lokalnym bieżni zewnętrznej łożyska. Wykorzystana do badań opisanych w [176] przekładnia pracująca w układzie mocy krążącej mechanicznie, czyli składającej się z dwóch przekładni badanej, zamykającej i sprzęgła napinającego, wyposażona była w tę samą obudowę, którą zastosowano podczas badań doświadczalnych realizowanych w ramach niniejszej pracy oraz analogiczną liczbę zębów zębniaka (16) i koła (24). W przedstawionym widmie prędkości drgań poprzecznych wału koła (rys. 6.9) energia sygnału koncentruje się w pasmach częstotliwości zazębienia f_z i jej kolejnych harmonicznym, przy czym wyraźnie zauważalny jest efekt zmniejszania się wartości amplitud kolejnych harmonicznym nawet już powyżej 1500 Hz. W przedstawionym widmie obserwowane są również efekty generowane przez lokalne uszkodzenia bieżni zewnętrznej łożyska.



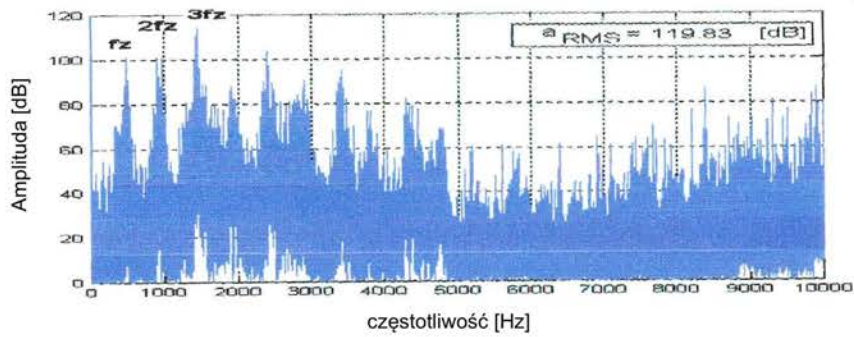
Rys. 6.9. Widmo prędkości drgań poprzecznych wału koła dla badanej przekładni [176]

Zjawisko koncentracji energii drgań w pasmach częstotliwości zazębienia f_z jest również zauważalne w przypadku przekładni wyposażonych w koła o zębach skośnych co przedstawiono w pracy [43], gdzie obiekt badań stanowiła przekładnia wyposażona w zębniak o liczbie zębów równej 19 i koło o liczbie zębów równej 30 oraz kącie pochylenia linii zębów wynoszącym 15 stopni. Przedstawione na rysunku 6.10 widmo drgań poprzecznych wału koła potwierdza zmniejszanie się wartości amplitud w pasmach częstotliwości odpowiadających kolejnym harmonicznym częstotliwości zazębienia f_z .



Rys. 6.10. Widmo uśrednionego sygnału prędkości drgań wału [43]

Również w przypadku przyspieszeń drgań korpusu przekładni analizowanych w pracy [58] można zauważyć, że wysoką wartość amplitudy osiągają pierwsze trzy harmoniczne, z czego najwyższą trzecia harmoniczna ($3 \cdot f_z \approx 1500$ Hz), natomiast najwyższa wartość z kolejnych częstotliwości harmonicznych zazębienia ma amplitudę niższą o ok. 15 dB, co przedstawiono na rysunku 6.11.



Rys. 6.11. Widmo przyspieszeń drgań obudowy łożysk [58]

W związku z powyższym oraz:

- uwzględniając możliwości wykorzystanego podczas badań wzbudnika,
- uwzględniając pasma częstotliwości, w których wartości funkcji koherencji były bliskie jedności, co wskazuje na to, że rejestrowany sygnał wyjściowy jest całkowicie generowany przez sygnał wymuszający,

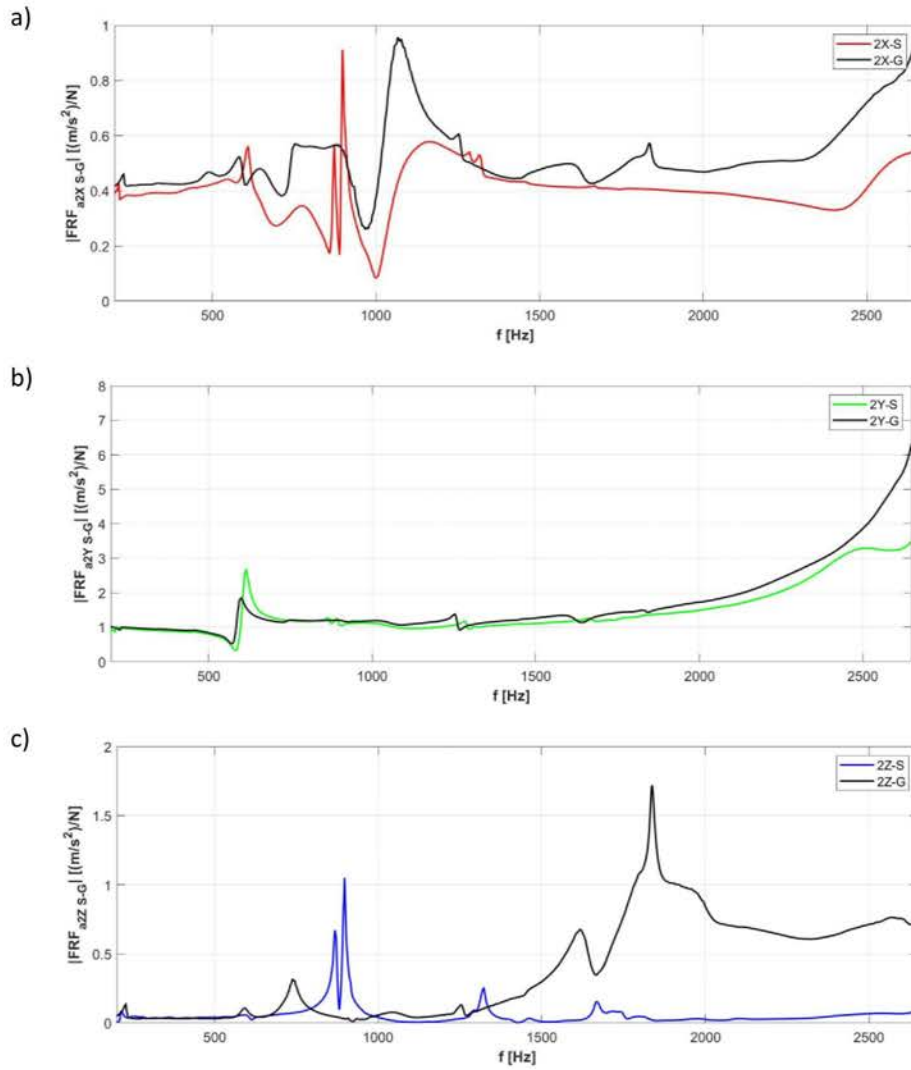
zawężono zakres częstotliwości, w którym przeprowadzono analizę do 2650 Hz.

6.2.1. Zmiany modułu widmowej funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – wybrane punkty zlokalizowane na kole zębatym

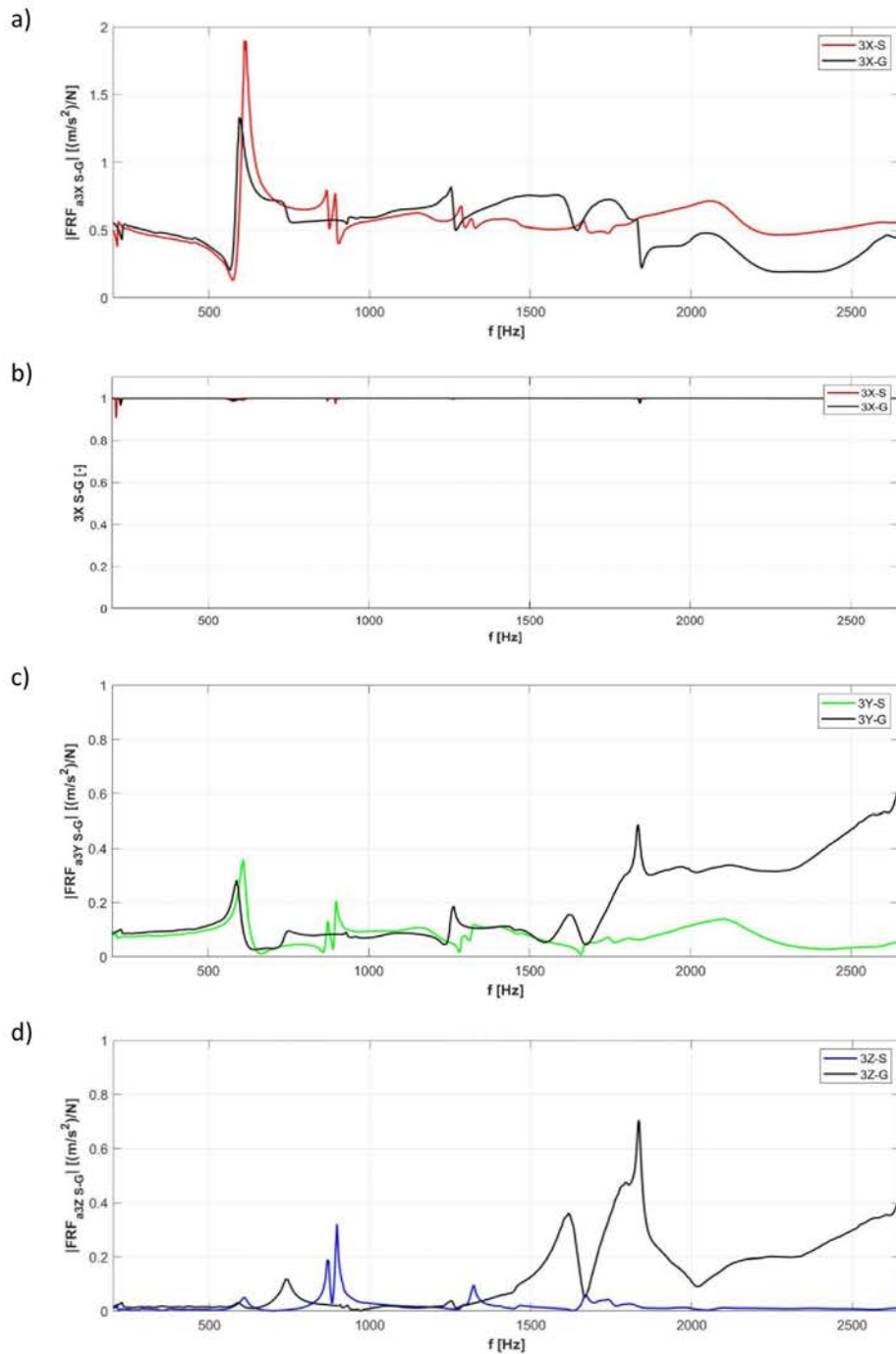
Na podstawie zarejestrowanych przebiegów sygnałów drganiowych uzyskanych w wybranych punktach pomiarowych oraz przebiegu sygnału siły wymuszającej wyznaczono zmiany modułu funkcji FRF w analizowanym zakresie częstotliwości. Na rysunkach 6.12 – 6.14 przedstawiono zmiany modułów funkcji FRF dla analizowanych kierunków pomiarowych w przypadku koła niedzielonego, które oznaczono kolorami kolejno:

- **czzerwonym** – zmiany modułu funkcji FRF wyznaczone w kierunku X przyjętego układu współrzędnych (rys. 6.7),
- **zielonym** – zmiany modułu funkcji FRF wyznaczone w kierunku Y przyjętego układu współrzędnych,
- **niebieskim** – zmiany modułu funkcji FRF wyznaczone kierunku Z przyjętego układu współrzędnych.

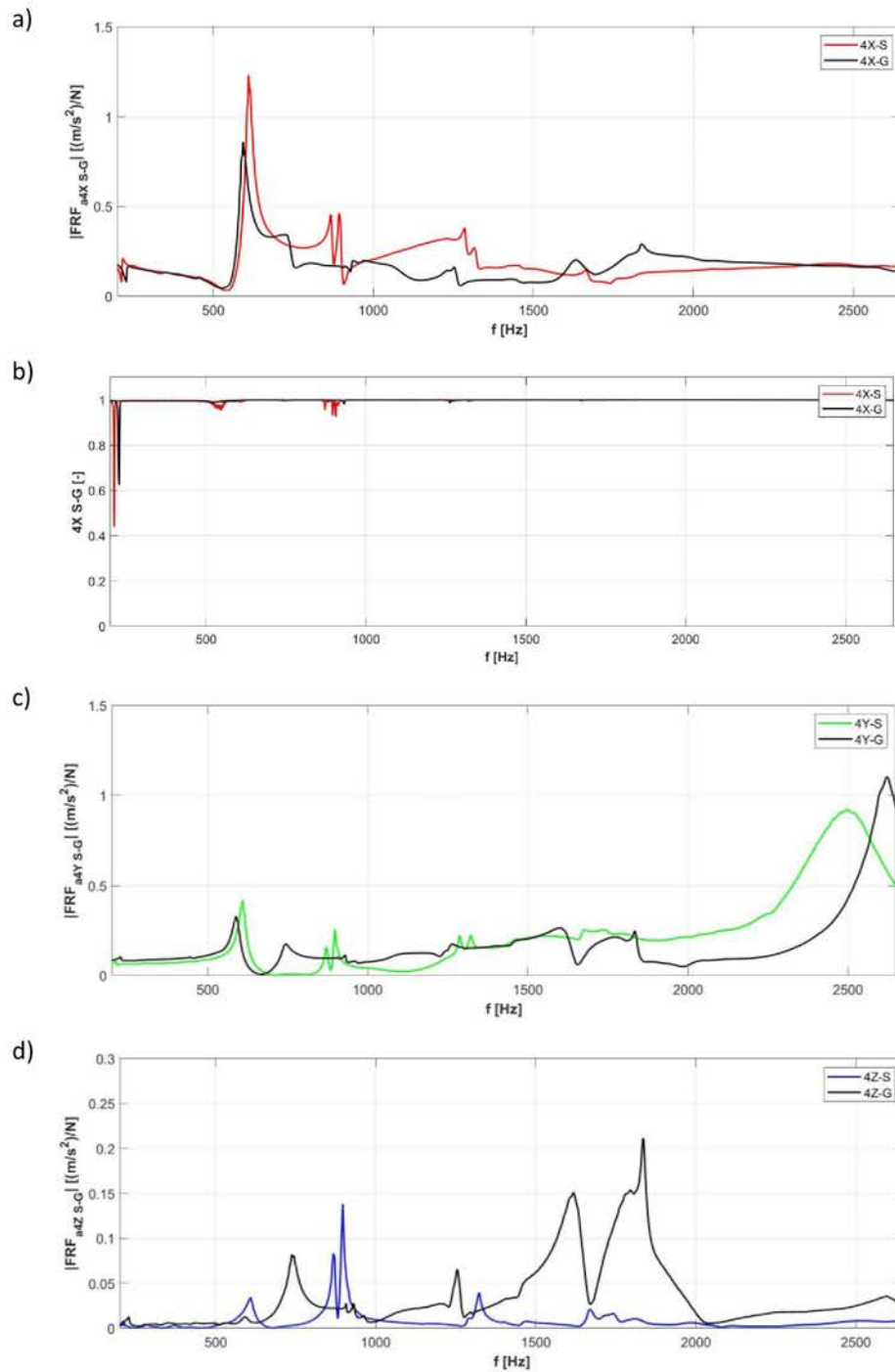
Ponadto, w każdym przypadku przedstawiając w formie wykresu zmiany modułu funkcji FRF dotyczące koła niedzielonego zestawiono je na tym wykresie z odpowiadającymi im pod względem punktu pomiarowego i kierunku pomiarowego wartościami modułu funkcji FRF uzyskanymi w przypadku badania koła dzielonego. Zmiany modułu funkcji FRF uzyskane w przypadku koła dzielonego przedstawiono na rysunkach 6.12 – 6.14 kolorem czarnym.



Rys. 6.12. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowy nr 2 w kierunku pomiarowym: a) X, b) Y, c) Z; wyniki dla koła niedzielonego (stalowego) oznaczone w legendzie wykresu literą S, koła dzielonego (wyposażonego w element gumowy) oznaczone w legendzie wykresu literą G [opracowanie własne]



Rys. 6.13. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowy 3 w kierunku pomiarowym: a) X, c) Y, d) Z; oraz b) zmiany funkcji koherencji w punkcie pomiarowym nr 3 i kierunku pomiarowym X; wyniki dla koła niedzielonego (stalowego) oznaczone w legendzie wykresu literą S, koła dzielonego (wyposażonego w element gumowy) oznaczone w legendzie wykresu literą G [opracowanie własne]



Rys. 6.14. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowy nr 4 w kierunku pomiarowym: a) X, c) Y, d) Z; oraz b) zmiany funkcji koherencji w punkcie pomiarowym 4 i kierunku pomiarowym X; wyniki dla koła niedzielonego (stalowego) oznaczone w legendzie wykresu literą S, koła dzielonego (wyposażonego w element gumowy) oznaczone w legendzie wykresu literą G [opracowanie własne]

W przypadku zmian modułu funkcji FRF oraz kierunków pomiarowych 2X, 2Y i 3Y, czyli punktów umieszczonych na wieńcu koła zębatego, odnotowano większą aktywność drganiową gdy koło było podzielone. W szczególności występowała ona w zakresie częstotliwości powyżej 1300 Hz. Zjawisko to najprawdopodobniej wynikało z rozdzielenia wieńca zębatego przez co charakteryzował się on mniejszą masą niż koło zębate pełne oraz zastosowania warstwy podatnej do jego połączenia z piastą koła.

Należy zauważyć, że jeżeli zmienia się prędkość obrotowa wałów przekładni to zmienia się wartość częstotliwości zazębienia, a wraz z nią zmieniają się wartości harmonicznym częstotliwości zazębienia. Zatem w takim przypadku zawsze wartość częstotliwości zazębienia lub wartość którejś z harmonicznym częstotliwości zazębienia będzie bliska lub równa wartości częstotliwości, przy której występuje lokalne maksimum modułu funkcji FRF. Z tego powodu w celu porównywania aktywności drganiowej w wybranych punktach pomiarowych badanych kół zębatych (dzielonego i niedzielonego) jako miarę wprowadzono wartość maksymalną modułu funkcji FRF w analizowanym przedziale częstotliwości.

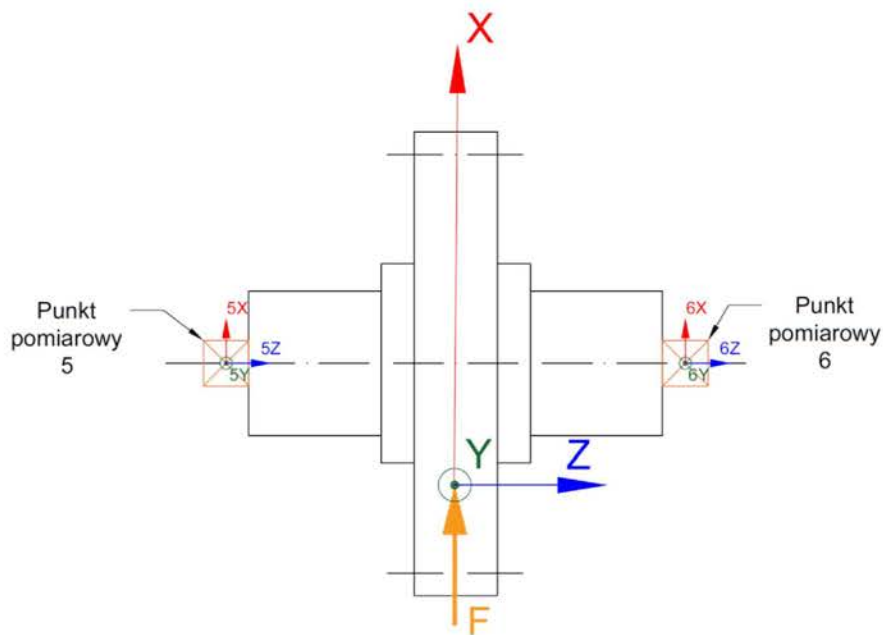
W przypadku punktu pomiarowego nr 4 z punktu widzenia pracy przekładni zębatej szczególnie interesujące są drgania w kierunku osi X (rys. 6.7), gdyż jest to kierunek działania składowej obwodowej siły międzyzębnej wymuszającej drgania. W przypadku tego istotnego kierunku (X) stwierdzono, że wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości wynosiła $1,23 \text{ (m/s}^2\text{)/N}$, gdy koło było niedzielone, a w przypadku gdy koło było dzielone wartość ta była o 30% mniejsza i wynosiła $0,86 \text{ (m/s}^2\text{)/N}$ (rys. 6.14 a). Oznacza to znaczącą redukcję przenoszenia siły dynamicznej z głowy zęba koła na jego piastę. Podobnie w przypadku punktu pomiarowego nr 3 i kierunku działania składowej obwodowej siły międzyzębnej wymuszającej drgania. Również w przypadku tego punktu i istotnego kierunku (X) stwierdzono, że wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości była mniejsza o 30% w przypadku koła dzielonego niż w przypadku koła niedzielonego (rys. 6.13 a). Z kolei w przypadku punktu 4 i kierunku promieniowego Y (rys. 6.14 c) odnotowano szesnastoprocentowy wzrost wartości maksymalnej modułu funkcji FRF, ale w przypadku koła niedzielonego wartość maksymalna modułu funkcji FRF w tym punkcie i kierunku była o ok. 25% mniejsza niż w przypadku szczególnie interesującego nas kierunku stycznego

(X), dlatego trzydziestoprocentowa redukcja w przypadku kierunku X jest tak istotna. Natomiast w przypadku punktu 4 i kierunku Z również uzyskano wzrost wartości maksymalnej modułu funkcji FRF, ale gdy koło było niedzielone wartość maksymalna modułu funkcji FRF w tym kierunku była o ok. 89% mniejsza niż w przypadku szczególnie interesującego nas kierunku stycznego (X). Zatem uzyskany efekt redukcji przenoszenia sił dynamicznych ze strefy zazębienia na piastę koła zębatego należy uznać za bardzo satysfakcjonujący, gdyż w głównym kierunku stycznym (w punkcie pomiarowym 4 był to kierunek X) uzyskano wysoką bo trzydziestoprocentową redukcję wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości.

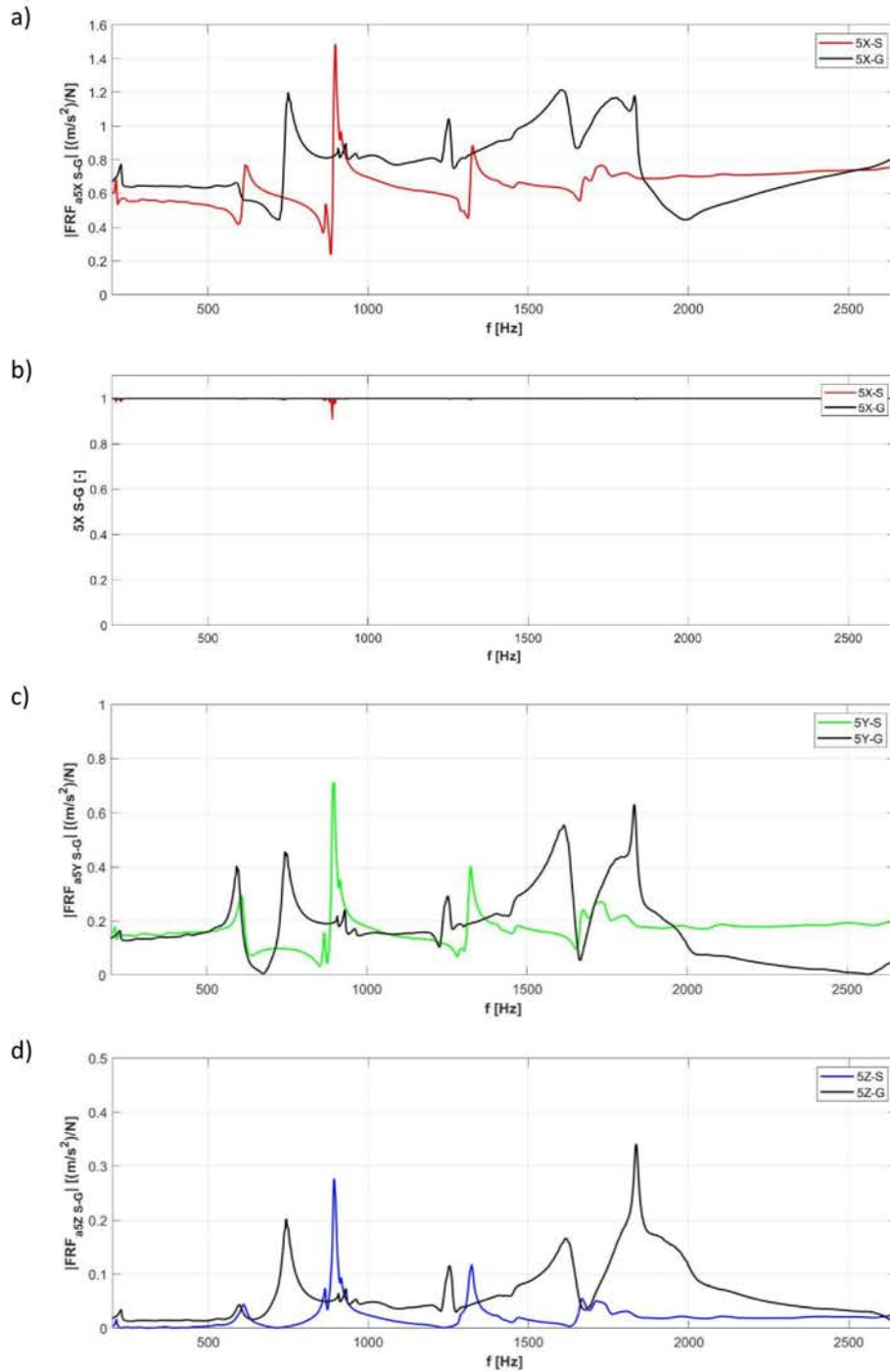
6.2.2. Zmiany modułu widmowej funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – wał przekładni

Autor pracy dysponował urządzeniem umożliwiającym synchroniczną rejestrację sygnałów szybkozmiennych aż na dwudziestu dwóch synchronicznie próbkowanych kanałach. Jednakże i ta liczba kanałów pomiarowych okazała się niewystarczająca, gdyż rejestracja przyspieszeń drgań w dodatkowych dwóch punktach pomiarowych zlokalizowanych na końcach wału (rys. 6.15), wiązała się z wykorzystaniem dodatkowych sześciu kanałów pomiarowych (dwa końce i trzy kierunki pomiarowe: X, Y, Z) i dlatego wymagało to powtórzenia eksperymentu dotyczącego wymuszenia drgań badanych kół zębatych przy pomocy wzbudnika i rezygnacji z pomiaru przyspieszeń drgań w wybranych punktach koła. Eksperyment ten został jednak tak zaplanowany, że masa przetworników przyspieszeń drgań montowanych na końcach wału w każdym z eksperymentów obciążała badany układ, ale w drugiej serii badań rezygnując z pomiaru przyspieszeń drgań koła rejestrowanych przy wykorzystaniu wszystkich przedstawionych na rysunku 6.7 przetworników jednoosiowych zdemonstrowano je. Uzyskano w ten sposób jednocześnie zaplanowaną możliwość zaobserwowania efektów spowodowanych redukcją masy przetworników obciążających badane koło zębate, która to dodatkowa masa w przypadku wiotkich układów mogłaby wpływać na znaczące zmiany funkcji FRF, a w ten sposób na zakłamanie wyników badań. Zostanie to szczegółowo przedstawione w podrozdziale 6.2.4.

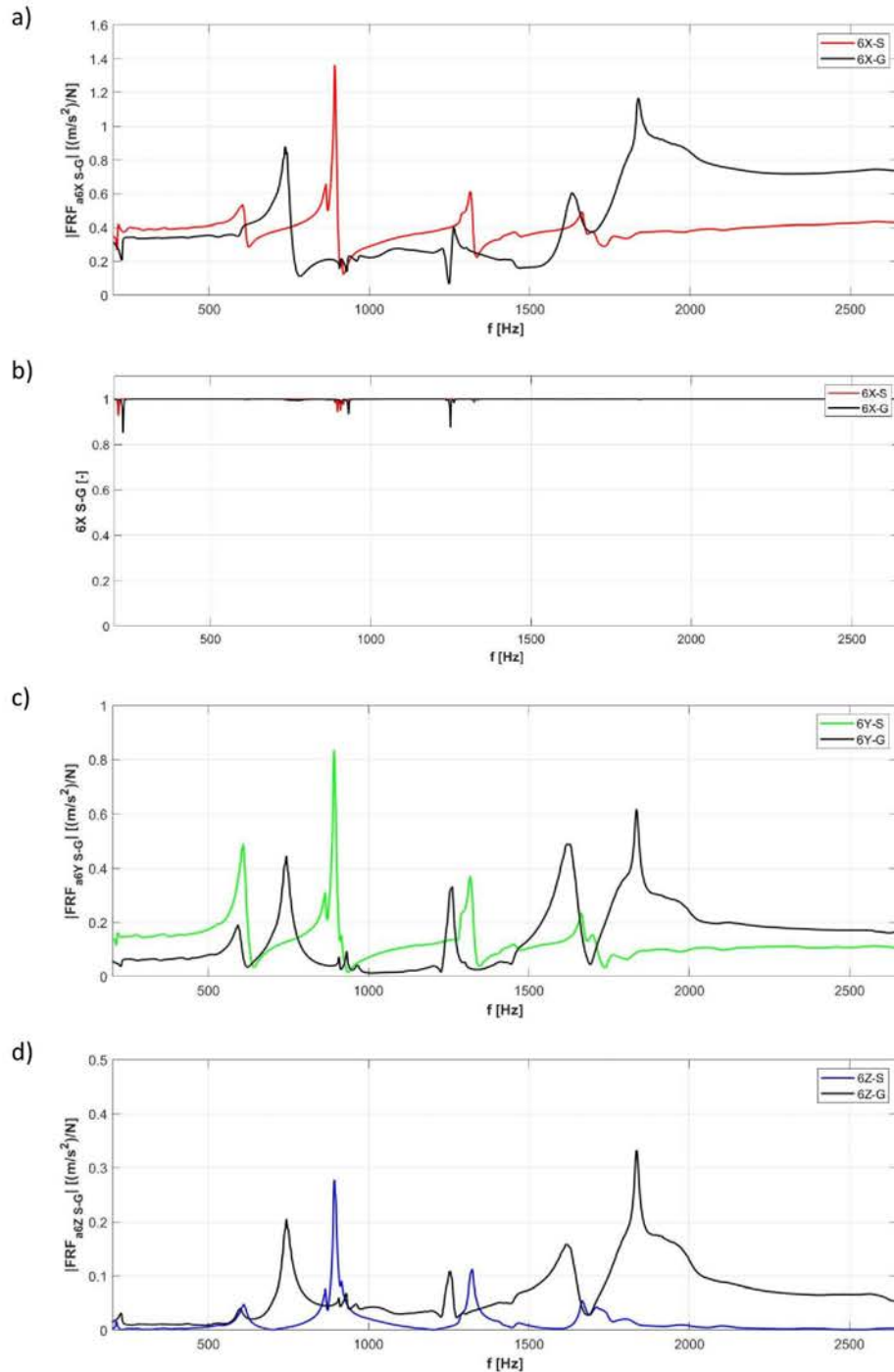
Analiza uzyskanych zmian modułu funkcji FRF w przypadku punktów pomiarowych umieszczonych na końcach badanego wału (rys. 6.15) umożliwia porównanie pasm częstotliwości, w których występują lokalne maksima tej funkcji oraz wartości maksymalnych funkcji FRF dla obu badanych kół zębatach (rys. 6.16 i 6.17). Dzięki temu możliwe było określenie jak zmiana konstrukcji koła zębatego wpływa na transmisję drgań z punktu, w którym siła międzyzębna oddziałuje na koło do punktów, w którym wał współpracuje z łożyskami umieszczonymi w korpusie przekładni.



Rys. 6.15. Schemat umiejscowienia punktów pomiarowych na końcach wału punkty nr 5 i 6 – model przetwornika Dytran 3093D5 (zał. 8) [opracowanie własne]



Rys. 6.16. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowy 5 w kierunku pomiarowym: a) X, c) Y, d) Z; oraz b) zmiany funkcji koherencji w punkcie pomiarowym 5 i kierunku pomiarowym X; wyniki dla koła niedzielonego (stalowego) oznaczone w legendzie wykresu literą S, koła dzielonego (wyposażonego w element gumowy) oznaczone w legendzie wykresu literą G [opracowanie własne]



Rys. 6.17. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowy 6 w kierunku pomiarowym: a) X, c) Y, d) Z; oraz b) zmiany funkcji koherencji w punkcie pomiarowym 6 i kierunku pomiarowym; wyniki dla koła niedzielonego (stalowego) oznaczone w legendzie wykresu literą S, koła dzielonego (wyposażonego w element gumowy) oznaczone w legendzie wykresu literą G [opracowanie własne]

Z identycznych powodów jak w przypadku porównywania aktywności drganiowej w wybranych punktach pomiarowych badanych kół zębatych (dzielonego oraz niedzielonego), także w przypadku analiz funkcji FRF na końcach wału porównano wartości maksymalne modułów funkcji FRF w analizowanym, paśmie częstotliwości i jako miarę przyjęto względną zmianę maksymalnych wartości modułów funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości obliczaną z zależności:

$$\Delta A_w FRF = 100 \cdot \frac{A_{FRF}(d) - A_{FRF}(n)}{A_{FRF}(n)} [\%], \quad (6.2)$$

gdzie:

$A_{FRF}(d)$ – wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości w przypadku analizy koła dzielonego,

$A_{FRF}(n)$ – wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości w przypadku analizy koła niedzielonego.

W tabeli 6.1 przedstawiono wartości uzyskane podczas eksperymentów przeprowadzonych z wykorzystaniem obu konstrukcji koła oraz wyliczono względne zmniejszenie (znak minus) lub zwiększenie (znak plus) maksymalnej amplitudy wyznaczonych zmian modułu funkcji FRF w przypadku każdego kierunku pomiarowego. Wzrost wartości lub zmniejszenie obliczano w odniesieniu do wartości uzyskanych w przypadku badania koła o budowie klasycznej czyli niedzielonej.

Tabela 6.1

Zestawienie wartości maksymalnych amplitud funkcji FRF dla kierunków pomiarowych X, Y, Z

Punkt pomiarowy	Wyliczony parametr i rodzaj zastosowanego koła	Kierunek pomiarowy		
		X	Y	Z
5	Wartości maksymalne amplitud funkcji FRF [(m/s ²)/N] - koło niedzielone	1,49	0,71	0,28
	Wartości maksymalne amplitud funkcji FRF [(m/s ²)/N] - koło dzielone	1,22	0,63	0,34
Względna zmiana maksymalnych wartości modułów funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości $\Delta A_w FRF$ [%]		-18	-11	+21
6	Wartości maksymalne amplitud funkcji FRF [(m/s ²)/N] - koło niedzielone	1,36	0,83	0,28
	Wartości maksymalne amplitud funkcji FRF [(m/s ²)/N] - koło dzielone	1,17	0,62	0,33
Względna zmiana maksymalnych wartości modułów funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości $\Delta A_w FRF$ [%]		-14	-25	+18

Na podstawie danych przedstawionych w tabeli 6.1 stwierdzono, że w przypadku zastosowania dzielonego koła zębatego oraz punktów i kierunków pomiarowych:

- 5X, 6X związanych z kierunkiem działania składowej obwodowej siły międzyzębnej,
- 5Y, 6Y związanych z kierunkiem działania składowej promieniowej siły międzyzębnej,

osiągnięto co najmniej kilkunastoprocentowe zmniejszenie maksymalnej amplitudy modułu funkcji FRF. W przypadku kierunku działania składowej obwodowej siły międzyzębnej (5X i 6X) zastosowanie koła dzielonego względem koła niedzielonego skutkowało zmniejszeniem wartości modułu maksymalnej amplitudy funkcji FRF odpowiednio o 18% i 14%. Natomiast w przypadku kierunku działania składowej promieniowej siły międzyzębnej (5Y i 6Y) zastosowanie koła dzielonego względem koła niedzielonego skutkowało zmniejszeniem wartości modułu maksymalnej amplitudy funkcji FRF odpowiednio o 11% i 25%. Dla kierunków pomiarowych 5Z i 6Z, w przypadku obu wybranych punktów pomiarowych, zarejestrowano wzrost wartości modułu maksymalnej amplitudy funkcji FRF, jednakże należy zauważyć, że w przypadku tych

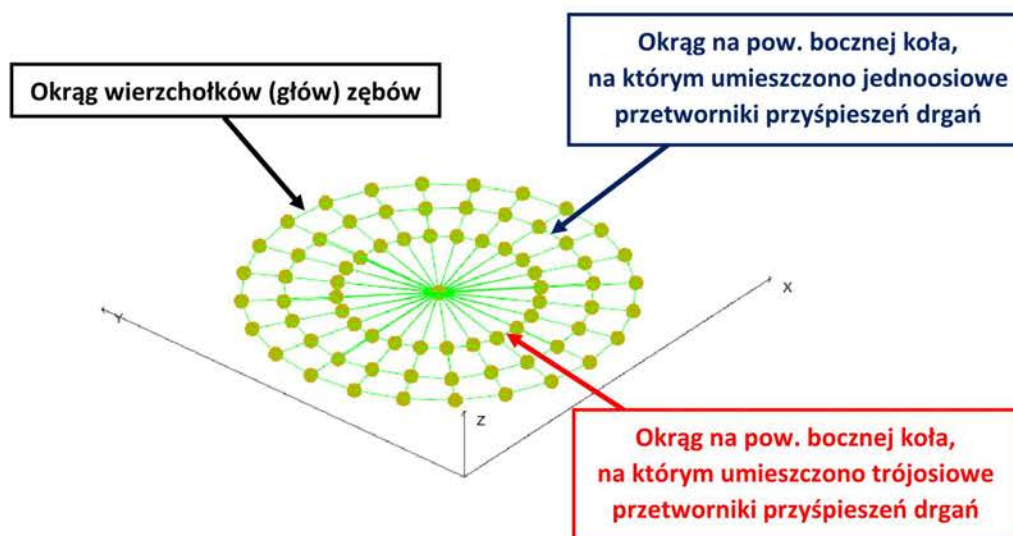
kierunków wartość funkcji FRF jest ok. czterokrotnie mniejsza niż w przypadku kierunku X, dlatego redukcja wartości modułu funkcji FRF w kierunku X jest tak istotna.

6.2.3. Postacie drgań własnych badanych kół zębatach

Dzięki zastosowaniu jednoosiowych przetworników przyspieszeń drgań rozmieszczonych w punktach pomiarowych wskazanych na rysunku 6.7 możliwe było przedstawienie w formie graficznej postaci drgań własnych badanych kół zębatach w wyznaczonych pasmach częstotliwości w szczególności z uwzględnieniem zarejestrowanych sygnałów drganiowych w kierunku wyznaczonym przez oś obrotu koła (kierunek pomiarowy Z). W celu oceny wpływu modyfikacji budowy wewnętrznej koła na jego postacie drgań własnych w przypadku wybranych pasm częstotliwości wykorzystano uproszczony model geometryczny koła zębatego oddający jego powierzchnię boczną i składający się z trzech rozmieszczonych współśrodkowo okręgów znajdujących się na płaszczyźnie XY (rys. 6.18). Zewnętrzny z ww. okręgów (wskazany na rys. 6.18 czarną strzałką) jest stały, niezmienny i średnicą odpowiada średnicy okręgu wierzchołków (głów) zębów. W modelu stanowi jedynie nieruchomy, stały element odniesienia dla dwóch mniejszych okręgów. Wewnątrz ww. okręgu wierzchołków znajdują się:

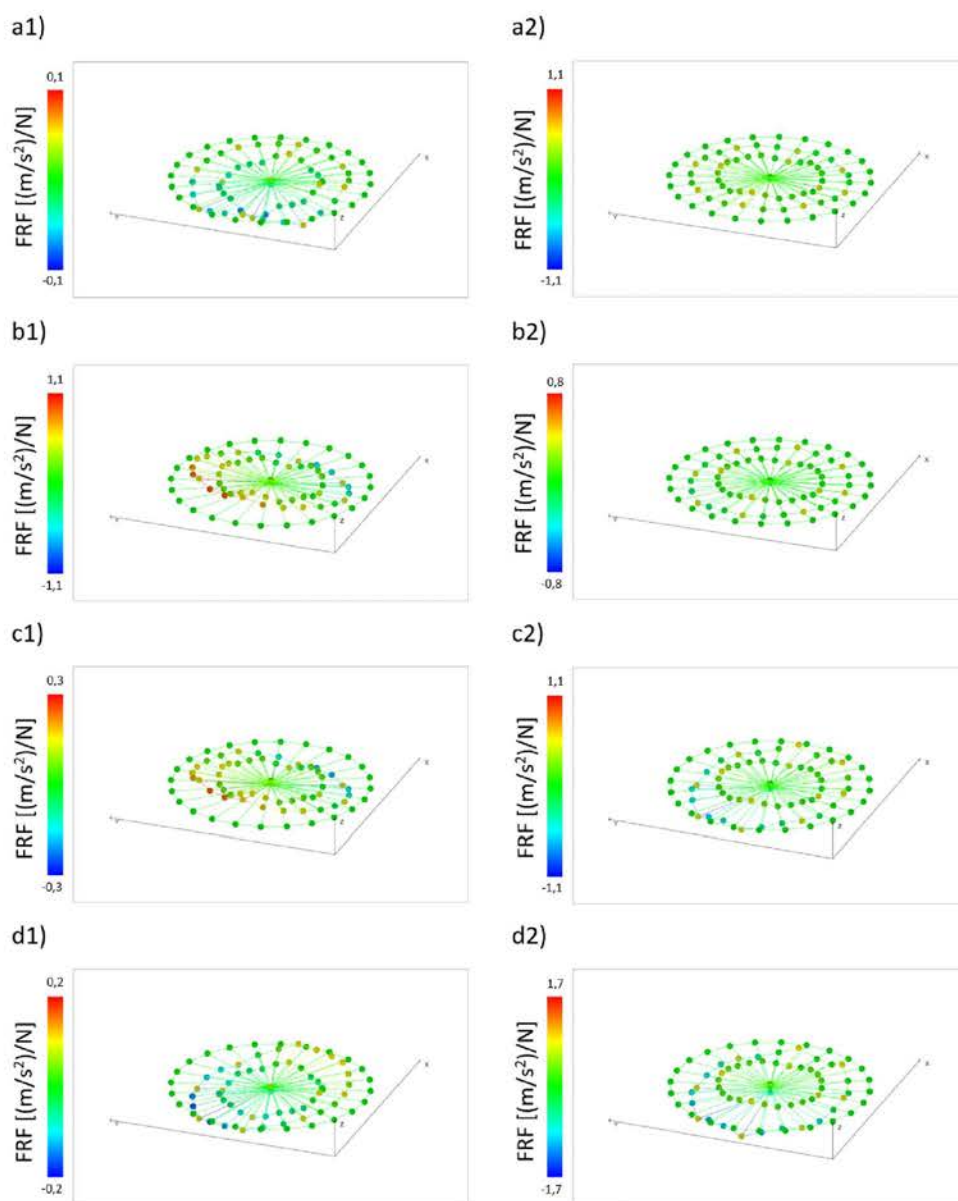
- okrąg o średnicy 88 mm związany z wieńcem zębatym oraz odpowiadający średnicy stóp badanych kół (rys. 6.7) i na rysunku 6.18 wskazano go niebieską strzałką,
- okrąg o średnicy 58 mm związany z piastą koła (rys. 6.7) i na rysunku 6.18 wskazano go **czerwoną strzałką**,

Obydwa ww. mniejsze okręgi nie są stałe, dzięki czemu przemieszczenie opisanych na nich punktów w kierunku osi Z przedstawia w sposób graficzny deformacje powierzchni bocznej badanych kół zębatach.



Rys. 6.18. Model geometryczny powierzchni bocznej badanego koła zębatego wykorzystany w celu zwizualizowania postaci drgań badanych kół [opracowanie własne]

W przypadku koła niedzielonego przedstawiono postacie drgań własnych badanego koła dla wybranych pasm, w których zaobserwowano wystąpienie lokalnego maksimum widmowej funkcji przejścia w kierunku pomiarowym Z, o częstotliwościach środkowych wynoszących: 609 Hz (rys. 6.19 a1), 897 Hz (rys. 6.19 b1), 1322 Hz (rys. 6.19 c1) oraz 1667 Hz (rys. 6.19 d1). Podobnie w przypadku koła dzielonego przedstawiono postacie drgań własnych badanego koła dla wybranych pasm, w których zaobserwowano wystąpienie lokalnego maksimum widmowej funkcji przejścia w kierunku pomiarowym Z, o częstotliwościach środkowych wynoszących: 743 Hz (rys. 6.19 a2), 1259 Hz (rys. 6.19 b2), 1617 Hz (rys. 6.19 c2) oraz 1835 Hz (rys. 6.19 d2).

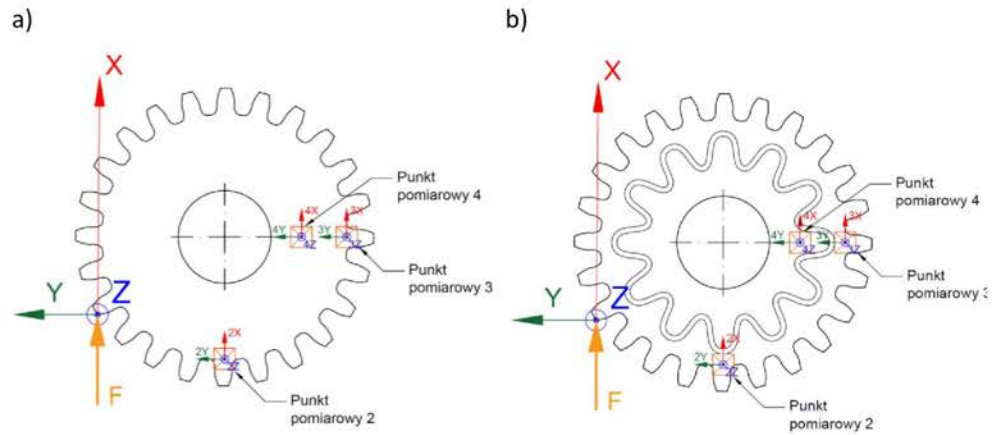


Rys. 6.19. Postacie drgań własnych badanego koła w przypadku wybranych pasm częstotliwości, w których zaobserwowano wystąpienie lokalnego maksimum funkcji FRF w kierunku pomiarowym Z: w przypadku koła niedzielnego o częstotliwościach środkowych pasma wynoszących: 609 Hz (rys. 6.19 a1), 897 Hz (rys. 6.19 b1), 1322 Hz (rys. 6.19 c1) oraz 1667 Hz (rys. 6.19 d1); w przypadku koła dzielnego o częstotliwościach środkowych pasma wynoszących: 743 Hz (rys. 6.19 a2), 1259 Hz (rys. 6.19 b2), 1617 Hz (rys. 6.19 c2) oraz 1835 Hz (rys. 6.19 d2) [opracowanie własne]

Na podstawie animacji związanych z postaciami drgań własnych wykonanymi w środowisku DeWesoft można stwierdzić, że w przypadku okręgów o średnicach 88 mm i 58 mm zlokalizowanych na powierzchni bocznej koła niedzielonego oraz pasm o częstotliwościach środkowych wynoszących: 897 Hz, 1322 Hz oraz 1667 Hz, dokonują one obrotów o pewną wartość kątową względem teoretycznej osi obrotu pokrywającej się z dwusieczną kąta prostego znajdującego się pomiędzy osiami układu współrzędnych X i Y. Ponadto okręgi w przypadku koła niedzielonego oscylują w tej samej fazie. Natomiast na podstawie animacji związanych z postaciami drgań własnych koła dzielonego można zauważyć, że ww. okręgi w przypadku pasma o częstotliwości środkowej wynoszącej 743 Hz, również dokonują obrotów o pewną wartość kątową w tej samej fazie względem teoretycznej osi obrotu pokrywającej się z dwusieczną kąta prostego znajdującego się pomiędzy osiami układu współrzędnych X i Y. Z kolei w przypadku pasma o częstotliwości środkowej wynoszącej 1259 Hz, także występuje zjawisko obrotów o pewną wartość kątową ww. okręgów względem opisanej teoretycznej osi obrotu, z tym że okręgi te, wychylają się w przeciwnej fazie. Opisane zjawisko polegające na zmianie fazy oscylacji okręgów, zdaniem autora niniejszej rozprawy, wynika z podziału koła na wieniec i piastę oraz obniżenia sztywności i masy wieńca zębatego na skutek podziału koła, a także jego połączenia z piastą koła za pomocą elementu wykonanego z materiału podatnego umożliwiającego znaczne, w porównaniu do koła niedzielonego, przemieszczenia wieńca zębatego względem piasty koła w kierunku wyznaczanym przez oś Z.

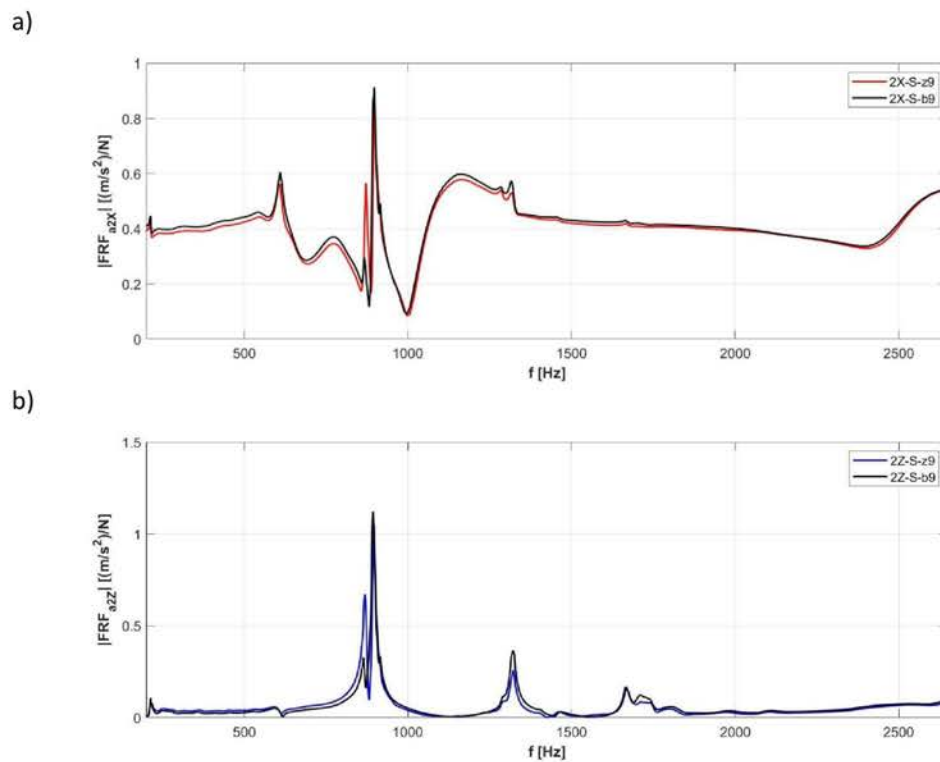
6.2.4. Sprawdzenie wpływu masy czujników jednoosiowych na wartości modułów widmowych funkcji przejścia FRF

Jak już wspomniano w niniejszym rozdziale w celu zbadania ewentualnego wpływu masy przetworników przyspieszeń drgań na uzyskiwane wartości modułów funkcji FRF oraz częstotliwości charakterystyczne dla badanego koła zębatego, przeprowadzono również pomiary po zdemontowaniu dziewięciu jednoosiowych przetworników przyspieszeń drgań, z których masa każdego wynosiła 2 gramy. Razem redukcja masy związanej z przetwornikami wyniosła ok. 18 g. Na rysunku 6.20 przedstawiono rozmieszczenie punktów pomiarowych na powierzchni bocznej badanych kół po zdemontowaniu przetworników jednoosiowych.

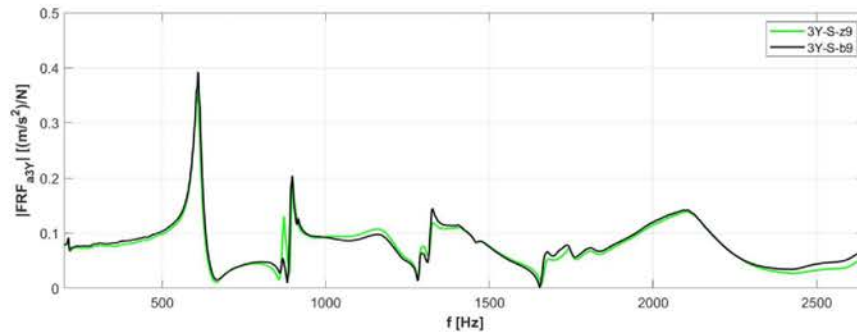


Rys. 6.20. Umieszczenie wybranych punktów pomiarowych w przypadku:
 a) koła niedzielonego, b) koła dzielonego [opracowanie własne]

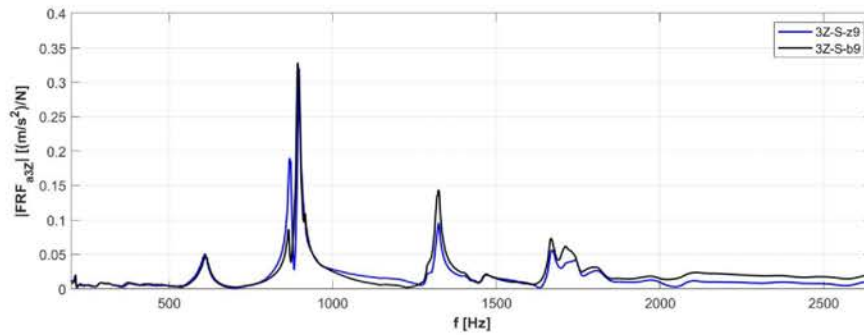
Na rysunku 6.21 przedstawiono wybrane przykłady zmian modułów funkcji FRF w przypadku zastosowania na kole trzech (rys. 6.20) i dwunastu przetworników przyspieszeń drgań (rys. 6.7).



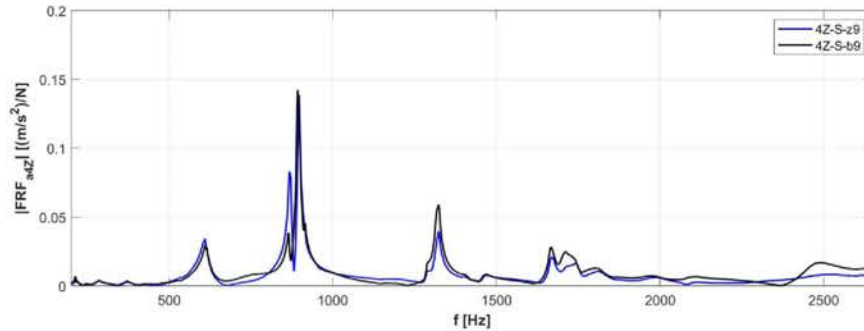
c)



d)



e)



Rys. 6.21. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w wybranych punktach i kierunkach pomiarowy w przypadku koła niedzielonego wyposażonego w 12 przetworników przyspieszeń drgań (kolor: czerwony, zielony oraz niebieski i w legendzie wykresu oznaczenie z9) oraz koła niedzielonego pozbawionego dziewięciu z ww. dwunastu przetworników (kolor czarny i w legendzie wykresu oznaczenie b9), numery punktów i oznaczenia kierunków pomiarowych podano w legendzie wykresów [opracowanie własne]

Na podstawie przedstawionych wyników (rys. 6.21) dotyczących analizy wpływu masy przetworników jednoosiowych na ewentualną możliwość zmiany drgań badanego

układu można stwierdzić, że ze względu na wysoką różnicę masy badanego obiektu (koło zębate i wał) w stosunku do masy zastosowanych jednoosiowych przetworników pomiarowych, moduły funkcji FRF wykazują stosunkowo wysokie podobieństwo zarówno w dziedzinie amplitudy jak i częstotliwości, a zauważone różnice mają pomijalne znaczenie inżynierskie. Na tej podstawie przedstawione w trzech poprzednich podrozdziałach funkcje przejścia uzyskane w przypadku zastosowania aż dziewięciu jednoosiowych przetworników przyspieszeń drgań należy uznać za poprawne, a wnioskowanie na ich podstawie jest zasadne. Zastosowanie tak dużej liczby przetworników przyspieszeń drgań było istotne, dlatego że sygnały rejestrowane przy wykorzystaniu jednoosiowych przetworników przyspieszeń drgań oraz przetworników trójosiowych zostały wykorzystane do wizualizacji postaci drgań własnych badanych kół zębatach.

6.3. Podsumowanie wyników dotyczących widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – piasta koła – wał przekładni

Przedstawione w niniejszym rozdziale wyniki badań doświadczalnych oraz ich analiza pozwalają stwierdzić, że:

1. W przypadku koła dzielonego i pasma o częstotliwości środkowej wynoszącej 1259 Hz, wieniec zębaty przemieszcza się względem położenia równowagi w przeciwnej fazie niż występujące przemieszczenia piasty dzielonego koła. Szczególnie widoczne było to w animacjach, na podstawie których stworzono rysunek 6.19. Względna zmiana faz oscylacji tych dwóch elementów koła nie występowała w przypadku koła niedzielonego, gdyż oba elementy przemieszczały się w tej samej fazie.
2. W przypadku punktu pomiarowego nr 3 znajdującego się na wieńcu zębatym koła i szczególnie istotnego kierunku X związanego z działaniem składowej obwodowej siły międzyzębnej, na skutek zastosowania koła dzielonego występuje znacząca redukcja wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości (rys. 6.13 a) w stosunku do przypadku zastosowania koła niedzielonego ($\Delta A_w FRF = - 30\%$). Należy to uznać za zjawisko pozytywne.

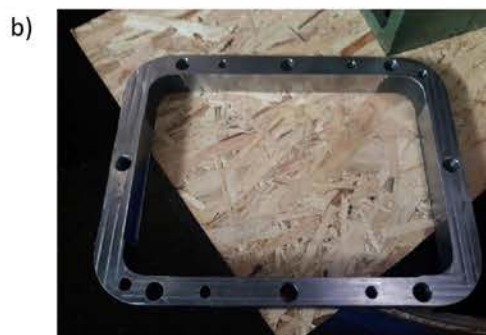
3. W przypadku punktu pomiarowego nr 4 znajdującego się na piaście koła zębatego i szczególnie istotnego kierunku X związanego z działaniem składowej obwodowej siły międzyzębnej, na skutek zastosowania koła dzielonego występuje znacząca redukcja wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości (rys. 6.14 a) w stosunku do przypadku zastosowania koła niedzielonego ($\Delta A_w FRF = -30\%$). Podobnie należy to uznać za zjawisko pozytywne.
4. W przypadku punktów pomiarowych nr 5 i 6 znajdujących się na końcach wału (rys. 6.15) i szczególnie istotnego kierunku X związanego z działaniem składowej obwodowej siły międzyzębnej, na skutek zastosowania koła dzielonego występuje znacząca redukcja wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości (odpowiednio: rys. 6.16 a, 6.17 a) w stosunku do przypadku zastosowania koła niedzielonego ($\Delta A_w FRF$ odpowiednio: - 18% i - 14% - tab. 6.1).
5. W przypadku punktów pomiarowych nr 5 i 6 znajdujących się na końcach wału (rys. 6.15) i kierunku Y związanego z działaniem składowej promieniowej siły międzyzębnej, na skutek zastosowania koła dzielonego występuje znacząca redukcja wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości (odpowiednio: rys. 6.16 c, 6.17 c) w stosunku do przypadku zastosowania koła niedzielonego ($\Delta A_w FRF$ odpowiednio: - 11% i - 25% - tab. 6.1).

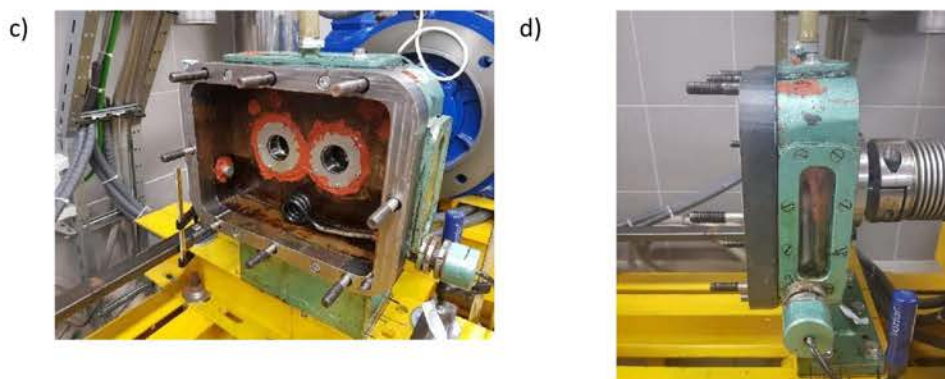
7. Opis modyfikacji przekładni zębatej wykonanych na potrzeby przeprowadzenia dalszych badań doświadczalnych

Na potrzeby badań doświadczalnych prowadzonych z wykorzystaniem rzeczywistej przekładni zębatej koniecznym było wykonanie wybranych modyfikacji wraz z szczegółowymi pomiarami geometrii wybranych obszarów korpusu, w celu zachowania możliwie najmniejszych wartości odchyłki nierównoległości i odchyłki przekoszenia osi przekładni oraz zachowania powtarzalności geometrycznej badanego układu w przypadku jego demontażu i ponownego montażu wynikającego np. z konieczności zmiany badanego koła.

7.1. Element dystansujący zwiększający rozstaw łożysk przekładni

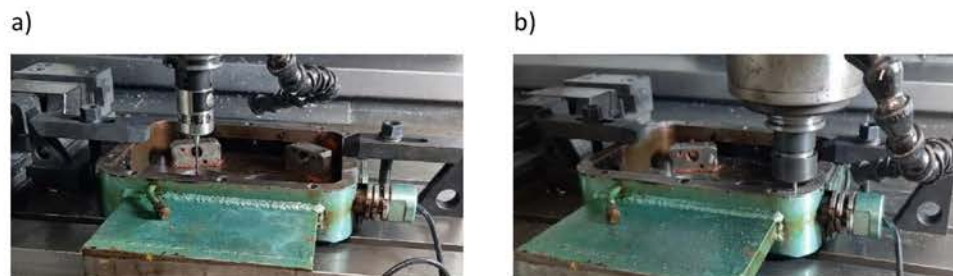
Pierwszą z wprowadzonych modyfikacji było wykonanie elementu dystansującego umiejscowionego między korpusem a pokrywą korpusu przekładni. Celem zastosowania elementu dystansującego (rys. 7.1) o grubości 30 mm było zwiększenie rozstawu łożysk wałów przekładni na wypadek konieczności zastosowania w przekładni dzielonego koła zębatego wyposażonego w dodatkowe boczne pierścienie zabezpieczające (rys. 5.1 b). Dzięki takiemu zabiegowi zwiększono rozstaw środków łożysk przekładni z 70 mm do 100 mm. Element dystansujący został przytwierdzony do korpusu przekładni za pomocą połączeń gwintowych (rys. 7.1 c).





*Rys. 7.1. Element dystansujący zwiększający rozstaw łożysk przekładni:
a) fragment procesu obróbki elementu dystansującego, b) wykonany element
dystansujący, c) i d) element dystansujący zamontowany do obudowy przekładni
[opracowanie własne]*

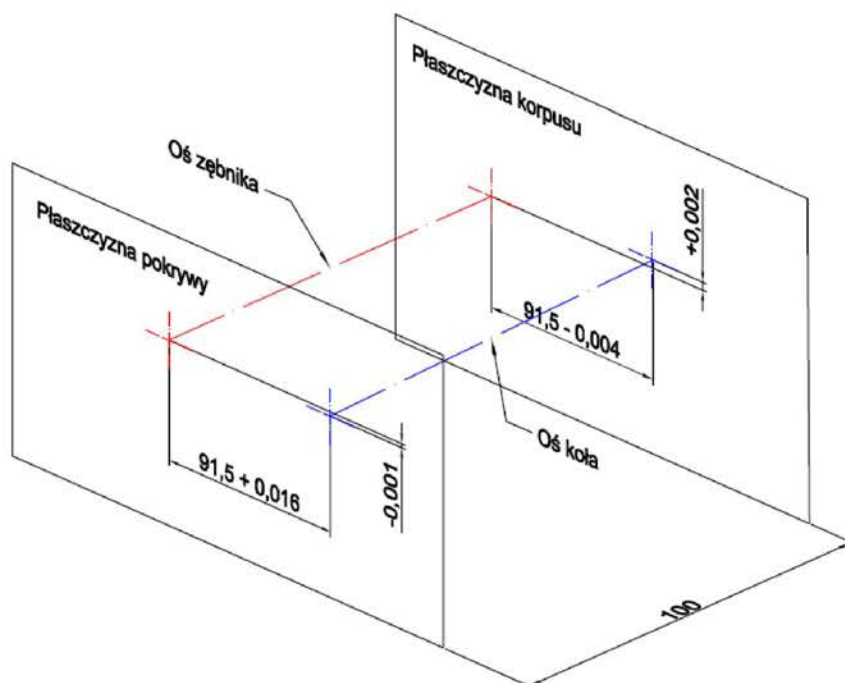
Zastosowanie elementu dystansującego spowodowało konieczność usunięcia dotychczasowych kołków ustalających położenie pokrywy przekładni względem jej obudowy. Z tego powodu przy wykorzystaniu frezarki sterowanej numerycznie (rys. 7.2) ponownie dokonano pozycjonowania pokrywy względem korpusu w celu osiągnięcia możliwie małych wartości odchyłek nierównoległości i przekoszenia osi przekładni oraz zastosowano nowe kołki ustalające (rys. 7.3), umożliwiające uzyskanie powtarzalności geometrycznej układu w przypadku demontażu i ponownego montażu pokrywy. Uzyskane wartości przesunięć środków łożyskowania względem ich teoretycznych położen przedstawiono na rysunku 7.4.



*Rys. 7.2. Proces wykonania nowych kołków ustalających: a) pomiar geometrii korpusu
przekładni, b) fragment procesu obróbki korpusu przekładni [opracowanie własne]*



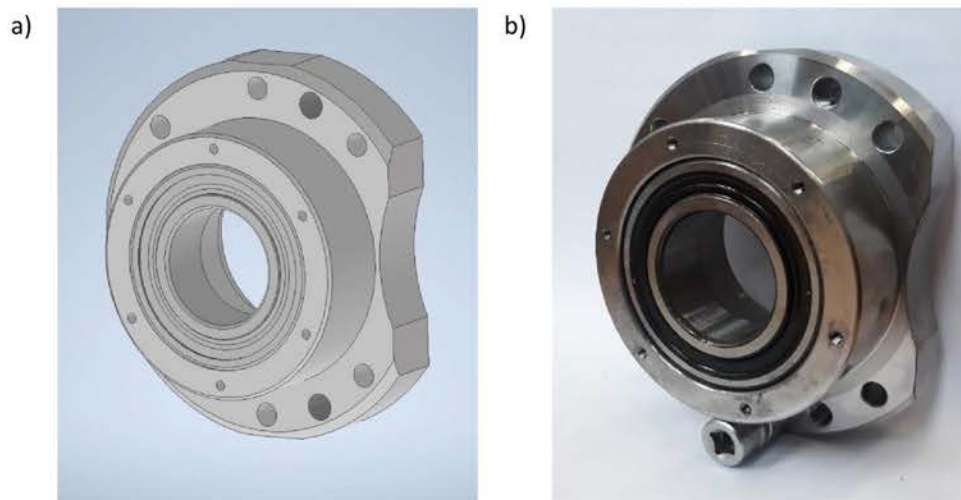
Rys. 7.3. Element dystansujący przekładni zębatej wraz z kółkami ustalającymi położenie pokrywy względem korpusu przekładni [opracowanie własne]



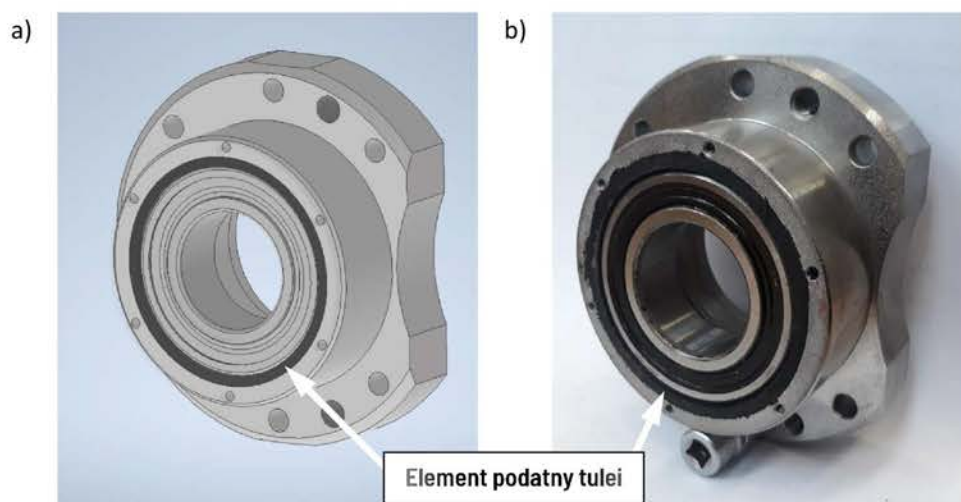
Rys. 7.4. Odchyłki względnego rozmieszczenia środków łóżysk przekładni po wykonanej obróbce korpusu [opracowanie własne]

7.2. Opis przygotowania tulei łożysk wałów wykorzystanych podczas dalszych badań doświadczalnych

W trakcie badań wykorzystano również dwa rodzaje tulei służących do osadzenia łożysk wałów w korpusie przekładni. Były to tuleje monolityczne w całości stalowe (rys. 7.5) oraz tuleje modyfikowane wyposażone w element podatny wykonany z mieszanki gumy olejoodpornej o twardości 65 ShA umieszczonej pomiędzy bieżnią zewnętrzną łożyska a stalowym korpusem tulei (rys. 7.6). Zastosowanie elementu podatnego w konstrukcji tulei miało na celu umożliwienie dodatkowego ograniczenia przenoszenia drgań z wałów na korpus przekładni. Tuleje zostały zaprojektowane w taki sposób, aby ich osadzenie w oryginalnych otworach korpusu i pokrywy przekładni było pasowane ciasno. Dodatkowo każda z tulei była mocowana do korpusu lub pokrywy przekładni za pomocą połączeń gwintowych. Zastosowanie ww. kompletów tulei wymusiło zmianę oryginalnie stosowanych łożysk wałów przekładni na model SKF 63007. Łożyska te zastosowano zarówno w przypadku tulei monolitycznych stalowych jak i tulei wyposażonych w gumowy element podatny. Z kolei wymiary łożysk wymusiły, że grubość warstwy tłumiącej mogła wynosić do 3 mm i wybrano tę możliwie najwyższą wartość czyli 3 mm.



Rys. 7.5. Konstrukcja tulei łożyska pozbawionej elementu podatnego:
a) model w środowisku CAD, b) obiekt rzeczywisty [opracowanie własne]



Rys. 7.6. Konstrukcja tulei łożyska wyposażonej w element podatny:
 a) model w środowisku CAD, b) obiekt rzeczywisty [opracowanie własne]

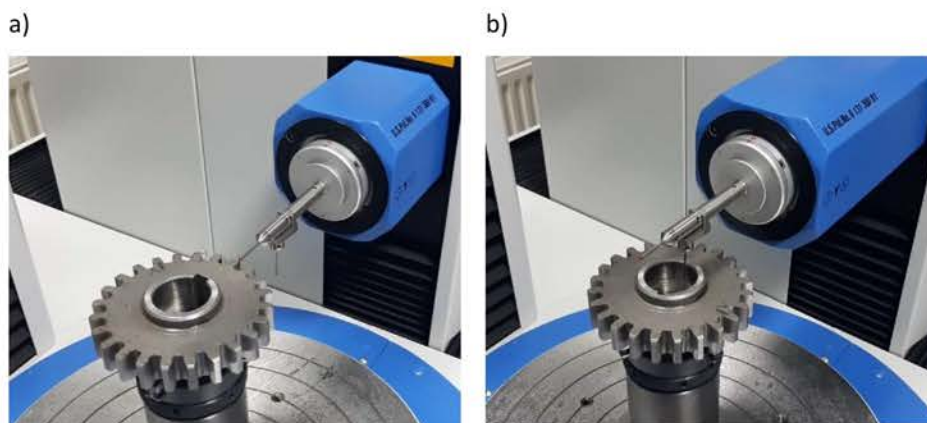
7.3. Odchyłki wybranych kół zębatych wykorzystanych podczas dalszych badań doświadczalnych

Na potrzebę przeprowadzenia dalszych badań doświadczalnych, a w szczególności badań, podczas których przekładnia pracuje z obciążeniem koniecznym było wykonanie dzielonych kół zębatych zgodnie z opisem przedstawionym w zgłoszeniu patentowym P.435585 (rozdział 5). Wstępny, skrócony proces przygotowania dzielonego koła zębatego składający się z dwóch etapów przedstawiono już w rozdziale 6 niniejszej pracy. Przed wykonaniem modyfikacji wstępnie wyselekcjonowane koła zębate oraz zębniaki poddano szczegółowym pomiarom wybranych, istotnych ze względu planowanych eksperymentów wielkości geometrycznych oraz odchyłek wykonania. W związku z tym, dotychczasowy proces wykonania modyfikacji koła (przedstawiony w rozdziale 6) został rozszerzony o dwa dodatkowe etapy dotyczące pomiarów wybranych odchyłek wykonania i przedstawiał się następująco:

- Etap pierwszy – pomiary wybranych istotnych ze względu planowanych eksperymentów wielkości geometrycznych oraz odchyłek wykonania kół zębatych przeprowadzone przed rozdzielaniem wieńca zębatego i piasty koła.
- Etap drugi – przecięcie koła w celu uzyskania rozdzielonych: części wewnętrznej (piasty) oraz części zewnętrznej (wieńca zębatego).

- Etap trzeci – wypełnienie powstałego w wyniku przecięcia koła rowka materiałem podatnym oraz ponowne połączenie piasty i wieńca zębatego koła z wykorzystaniem specjalnego narzędzia wykonanego na potrzeby tego etapu za pomocą frezarki sterowanej numerycznie. Narzędzie to zapewniało zminimalizowanie ewentualnego przemieszczenia w kierunku promieniowym wieńca zębatego względem piasty oraz zapobiegało wystąpieniu względnych przemieszczeń ww. elementów w kierunku osi obrotu koła skutkujących możliwym biciem osiowym wieńca względem piasty.
- Etap czwarty – pomiar wybranej istotnej ze względu na planowane eksperymenty wartości przemieszczenia promieniowego wieńca zębatego wykonanego dzielonego koła. Natomiast odchyłka bicia osiowego wieńca nie była mierzona, gdyż wykorzystanie specjalnego narzędzia do ponownego połączenia piasty i wieńca zębatego zapobiegło wystąpieniu ww. odchyłki. Poza tym jej wpływ na pracę kół zębatych o zębach prostych jest bardzo mały.

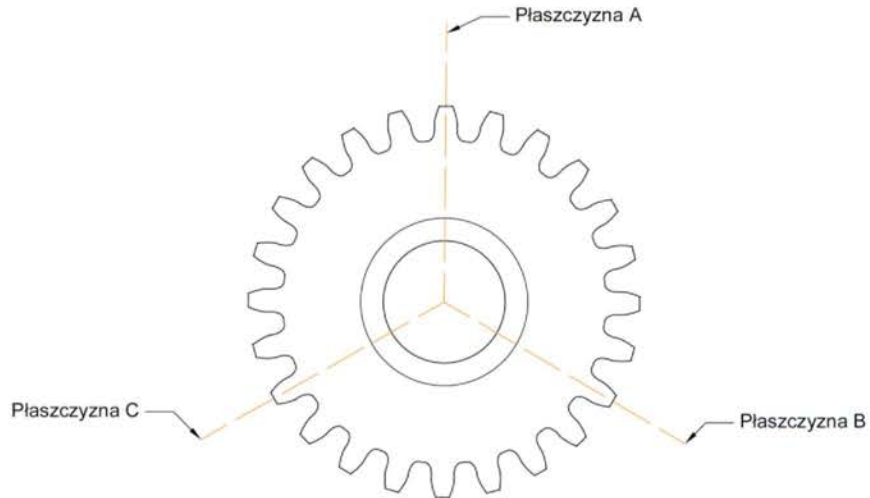
Pomiary wybranych, na potrzeby przeprowadzenia eksperymentów, kół zębatych wykonano we współpracy z Katedrą Konstrukcji Maszyn działającą przy Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej na specjalistycznej aparaturze pomiarowej przeznaczonej do badań geometrycznych wymiarów kół zębatych firmy Klingelnberg GmbH (rys. 7.7).



*Rys. 7.7. Proces pomiaru wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania:
a) fragment pomiaru bicia promieniowego koła, b) fragment pomiaru odchyłki kształtu
(walcowości) otworu piasty koła [opracowani własne]*

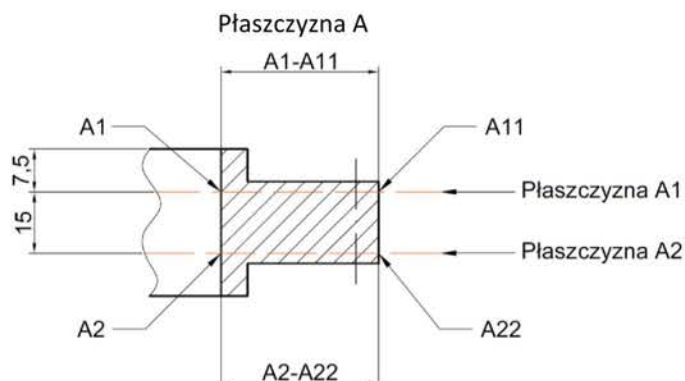
Wspomniane pomiary wykonano dla czterech wytworzonych zębników i pięciu niedzielonych kół zębatych mierząc prawe i lewe zarysy boku zęba, a ich wyniki przedstawiono w załącznikach od 10 do 18 niniejszej pracy. Spośród zębników i kół zębatych, których pomiarów geometrycznych dokonano do badań wykonywanych podczas pracy przekładni wybrano takie, które cechowały się średnimi odchyłkami wykonania i były to zębnik nr 3 (zał. nr 17) i koło nr 4 (zał. nr 13).

Ze względu na planowane modyfikacje budowy wewnętrznej koła nr 4 wykonano dodatkowe rozszerzone pomiary jego geometrii w szczególności skupiające się na zdefiniowaniu przemieszczenia w kierunku promieniowym środka teoretycznego walca utworzonego na średnicy wierzchołkowej koła względem środka walca opisanego na średnicy otworu piasty koła stanowiącego w tym przypadku bazę pomiarową. Pomiary ww. przemieszczenia promieniowego wykonano przed i po modyfikacji budowy wewnętrznej koła nr 4. W ten sposób, pomimo zastosowania w procesie modyfikacji budowy wewnętrznej koła specjalnego narzędzia wykonanego za pomocą frezarki sterowanej numerycznie zapewniającego zminimalizowanie ewentualnego przemieszczenia w kierunku promieniowym wieńca zębatego względem piasty, dodatkowo sprawdzono wartość tego przemieszczenia po wykonanej modyfikacji budowy wewnętrznej koła. W tym celu wykonano niestandardowe pomiary położenia wybranych punktów w trzech płaszczyznach A, B i C (rys. 7.8) rozmieszczonych w taki sposób, aby zawierały one oś obrotu otworu koła i pomiędzy nimi występował kąt 120° . Płaszczyzny te przechodziły odpowiednio przez zęby nr 1, 9 i 17.



Rys. 7.8. Poglądowy schemat rozmieszczenia płaszczyzn pomiarowych A, B oraz C [opracowanie własne]

W przypadku każdej z ww. płaszczyzn pomiarowych A, B, C wykonano pomiar położenia wybranych czterech punktów. Punkty pomiarowe o indeksach oznaczeń A1, B1, C1 znajdowały się wewnątrz otworu piasty i na przecięciu odpowiednio płaszczyzn A, B, C oraz płaszczyzny A1, (rys. 7.9) równoległej do płaszczyzny bocznej kołnierza piasty koła i oddalone były od niej o 7,5 mm. Punkty pomiarowe o indeksach oznaczeń A11, B11, C11 znajdowały się na średnicy wierzchołkowej koła i na przecięciu odpowiednio płaszczyzn A, B, C oraz płaszczyzny A1 (rys. 7.9). Analogicznie punkty pomiarowe o indeksach oznaczeń A2, B2, C2 znajdowały się wewnątrz otworu piasty i na przecięciu odpowiednio płaszczyzn A, B, C oraz płaszczyzny A2, (rys. 7.9) równoległej do płaszczyzny bocznej kołnierza piasty koła i oddalone były od niej o 22,5 mm. Punkty pomiarowe o indeksach oznaczeń A22, B22, C22 znajdowały się na średnicy wierzchołkowej koła i na przecięciu odpowiednio płaszczyzn A, B, C oraz płaszczyzny A2 (rys. 7.9). W ten sposób wyznaczono długości odcinków łączących te punkty leżące na odpowiedniej płaszczyźnie (A1 i A2). Długość każdego z odcinków wyznaczono na podstawie trzykrotnie powtarzanego pomiaru współrzędnych danych punktów odcinka pomiarowego. Następnie wyznaczono średnie długości analizowanych odcinków i ich długości przedstawiono w tabeli 7.1. Przedstawione w tabeli 7.1 zmierzone odległości pomiędzy wybranymi charakterystycznymi punktami nie różnią się w sposób znaczący z punktu widzenia prowadzenia badań kół pracujących w przekładni.



Rys. 7.9. Poglądowy schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na przykładzie płaszczyzny pomiarowej A [opracowanie własne]

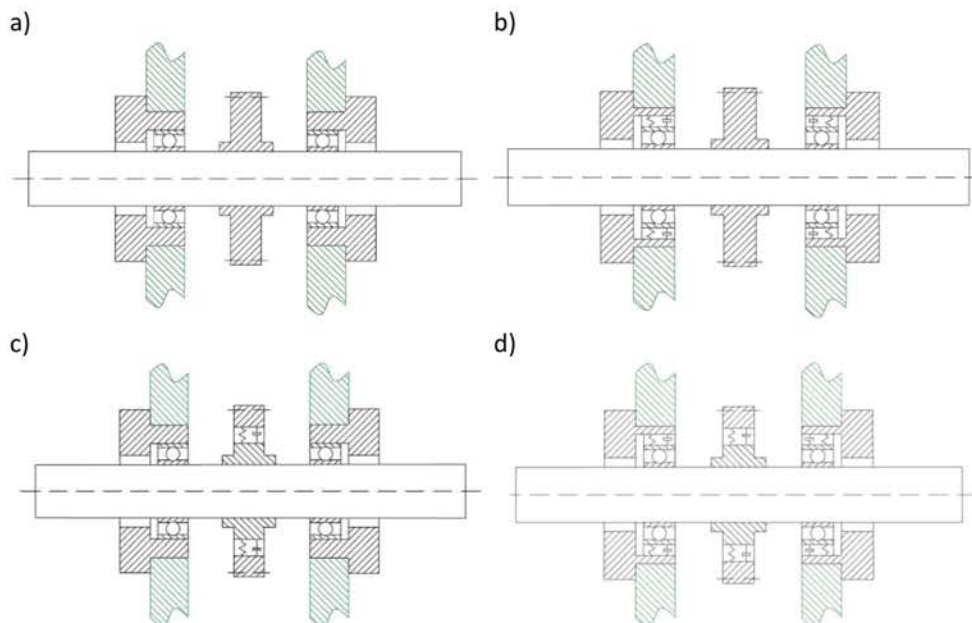
Tabela 7.1

Zmierzone odległości między wybranymi punktami pomiarowymi – koło nr 4.

Koło nr 4 przed modyfikacją				
Pomiar	1	2	3	Średnia
Parametr	Wartości w [mm]			
A1-A11	38,8640	38,8639	38,8636	38,8638
B1-B11	38,8545	38,8543	38,8545	38,8544
C1-C11	38,8599	38,8601	38,8597	38,8599
A2-A22	38,8744	38,8738	38,8736	38,8739
B2-B22	38,8431	38,8430	38,8427	38,8429
C2-C22	38,8566	38,8565	38,8566	38,8566
Koło nr 4 po modyfikacji				
Pomiar	1	2	3	Średnia
Parametr	Wartości w [mm]			
A1-A11	38,8557	38,8555	38,8559	38,8557
B1-B11	38,8579	38,8587	38,8581	38,8582
C1-C11	38,8636	38,8639	38,8629	38,8635
A2-A22	38,8651	38,8656	38,8655	38,8654
B2-B22	38,8473	38,8472	38,8466	38,8470
C2-C22	38,8606	38,8599	38,8603	38,8603

Ze względu na zastosowanie ww. wybranych modyfikowanych elementów (koła i tulei służących do osadzenia łożysk w korpusie przekładni) w przypadku każdego przeprowadzonego eksperymentu z wykorzystaniem przygotowanej przekładni wykonano badania dla następujących konfiguracji:

- przekładnia wyposażona w koło niedzielone stalowe oraz tuleje łożysk stalowe bez elementu podatnego (zastosowane w przypadku wału zębniaka i koła) – oznaczenie **KSTS** (rys. 7.10 a),
- przekładnia wyposażona w koło niedzielone stalowe oraz tuleje łożysk modyfikowane (zastosowane w przypadku wału zębniaka i koła) wyposażone w element podatny – oznaczenie **KSTG** (rys. 7.10 b),
- przekładnia wyposażona w koło dzielone z elementem podatnym oraz tuleje łożysk stalowe bez elementu podatnego (zastosowane w przypadku wału zębniaka i koła) – oznaczenie **KGTS** (rys. 7.10 c),
- przekładnia wyposażona w koło dzielone z elementem podatnym oraz tuleje łożysk modyfikowane (zastosowane w przypadku wału zębniaka i koła) wyposażone w element podatny – oznaczenie **KGTG** (rys. 7.10 d).



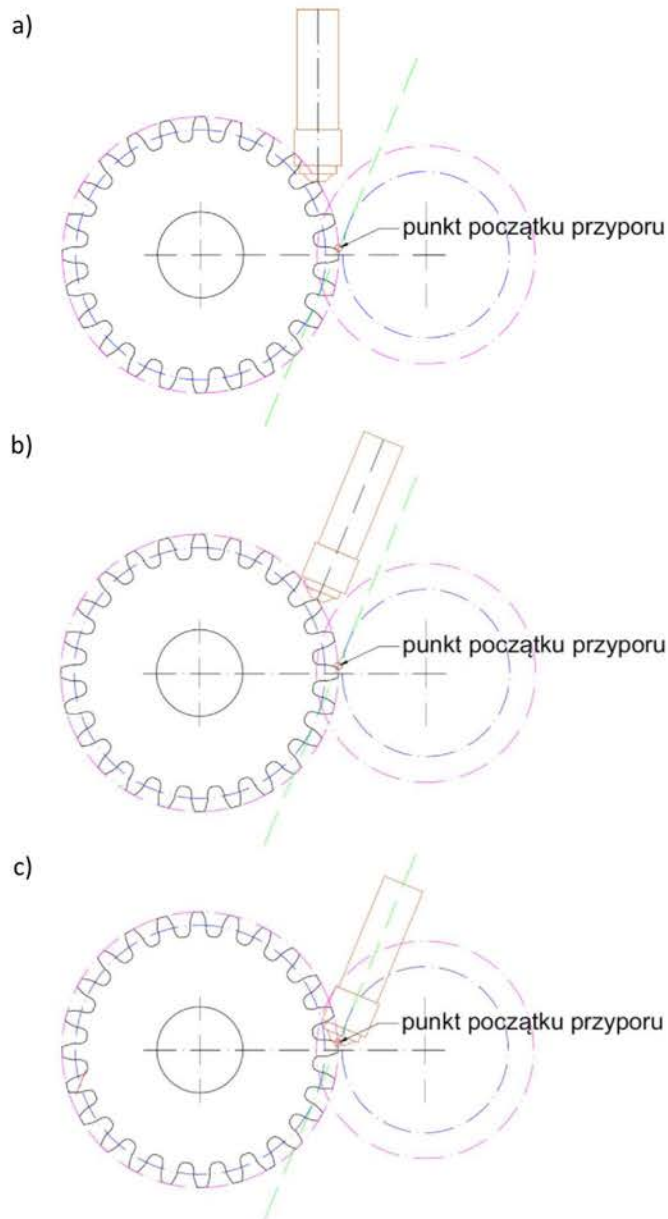
Rys. 7.10. Poglądowe przedstawienie konfiguracji przekładni wykorzystanych podczas badań dalszych doświadczalnych: a) oznaczenie KSTS, b) oznaczenie KSTG, c) oznaczenie KGTS, d) oznaczenie KGTG [opracowanie własne]

8. Wyznaczenie widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni

W rozdziale 6.3 niniejszej pracy, a w szczególności w podanych tam punktach od 2 do 5 przedstawiono pozytywne wyniki badań dotyczących aktywności drganiowej zaproponowanego dzielonego koła zębatego wyposażonego w wał. Z tego powodu w tym rozdziale przedstawiono wyniki badań doświadczalnych, których celem była już ocena wpływu zastosowanych wybranych modyfikacji przekładni walcowej na drodze strefa zazębienia – korpus przekładni, na aktywność drganiową wybranych punktów pomiarowych obudowy przekładni. Do zastosowanych w trakcie pomiarów modyfikacji obiektu badawczego oprócz dzielonego koła zębatego o konstrukcji wewnętrznej wyposażonej w element podatny zastosowano również tuleje wyposażone w element podatny służące do osadzenia łożysk w korpusie przekładni. Cztery konfiguracje przekładni wykorzystanych podczas badań przedstawiono już poglądowo na rysunku 7.10. Celem zastosowania tulei wyposażonych w element podatny było dodatkowe ograniczenie propagacji drgań z wału i łożysk na korpus przekładni głównie w kierunkach promieniowym oraz działania siły obwodowej. Przedstawione w niniejszym rozdziale badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku badawczym wyposażonym m.in. w korpus i pokrywę przekładni przygotowane według opisu przedstawionego w rozdziale 7. Ze względu na fizyczną realizację wzbudzenia wibracji badanego obiektu w obszarze głowy zęba koła koniecznym było zdemontowanie wału zębniaka. Z tego powodu w trakcie badań przekładnia wyposażona była w jeden wał, na którym osadzono badane koła zębate. Do oceny wpływu wprowadzonych modyfikacji przekładni na jej aktywność drganiową wykorzystano metodę badawczą polegającą na wyznaczeniu modułów widmowych funkcji przejścia FRF.

8.1. Opis przeprowadzonych badań doświadczalnych

Do pobudzenia drgań obiektu badawczego w sposób impulsowy wykorzystano młotek modalny Dytran 5800B2 (zał. 10). Ze względu na jego wymiary w trakcie przygotowań do badań doświadczalnych analizowano trzy wybrane sposoby wzbudzenia obiektu badawczego, które przedstawiono na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Graficzne przedstawienie analizowanych sposobów wzbudzenia obiektu:
a) sposób pierwszy - kierunek działania wymuszenia pochodzącego od młotka modalnego znacząco inny niż kierunek działania siły międzyzębnej oraz dodatkowo występuje kolizja młotka modalnego z jednym z zębów koła, b) sposób drugi – występuje znaczące przesunięcie wektora działania wymuszenia pochodzącego od młotka modalnego w stosunku do wektora działania siły międzyzębnej, ale brak kolizji z innymi zębów koła, c) sposób trzeci – uderzenie w ząb następuje na początku odcinka przyporu i dodatkowo wektor działania wymuszenia pochodzącego od młotka modalnego pokrywa się z wektorem działania siły międzyzębnej, ale występuje kolizja z jednym z zębów koła [opracowanie własne]

Spośród trzech analizowanych sposobów wzbudzenia obiektu wybrano sposób trzeci (rys. 8.1. – pozycja c), gdyż uderzenie w ząb następuje wtedy na początku odcinka przyporu i dodatkowo wektor działania wymuszenia pochodzącego od młotka modalnego pokrywa się z wektorem działania siły międzyzębnej. W celu fizycznej realizacji wybranego sposobu wzbudzenia koniecznym było jednak usunięcie części zęba koła, ze względu na wymiary geometryczne głowicy młotka modalnego. Aby uniknąć niepożądanego wpływu ubytku masy usuniętego zęba na wyważenie koła zdecydowano również o usunięciu dodatkowo części zęba będącego symetrycznym odbiciem pierwszego usuniętego zęba względem płaszczyzny zawierającej oś obrotu koła (rys. 8.2). Usunięcie zębów wykonano zarówno dla koła dzielonego jak i koła niedzielonego.

Podsumowując wybrany sposób wzbudzenia (rys. 8.1. – pozycja c) cechuje się następującymi zaletami:

1. Zachowanie kierunku uderzania zgodnego z kierunkiem działania siły międzyzębnej.
2. Uderzenie dokładnie w początku przyporu tj. kontaktu głowy koła z stopą zębника, czyli wtedy gdy następuje uderzenie wchodzącej w przypór pary zębów zębника i koła.
3. Ramię działania siły względem środka koła nie uległo zmniejszeniu co miałyby miejsce w przypadku pozostałych analizowanych rozwiązań.
4. Ubytek masy jest symetryczny zatem jego wpływ na niewyważenie jest stosunkowo mały, a samo zmniejszenie masy koła w stosunku do masy koła oryginalnego jest na poziomie 1%. Natomiast ubytek masy koła w stosunku do całej przekładni jest wielokrotnie mniejszy.



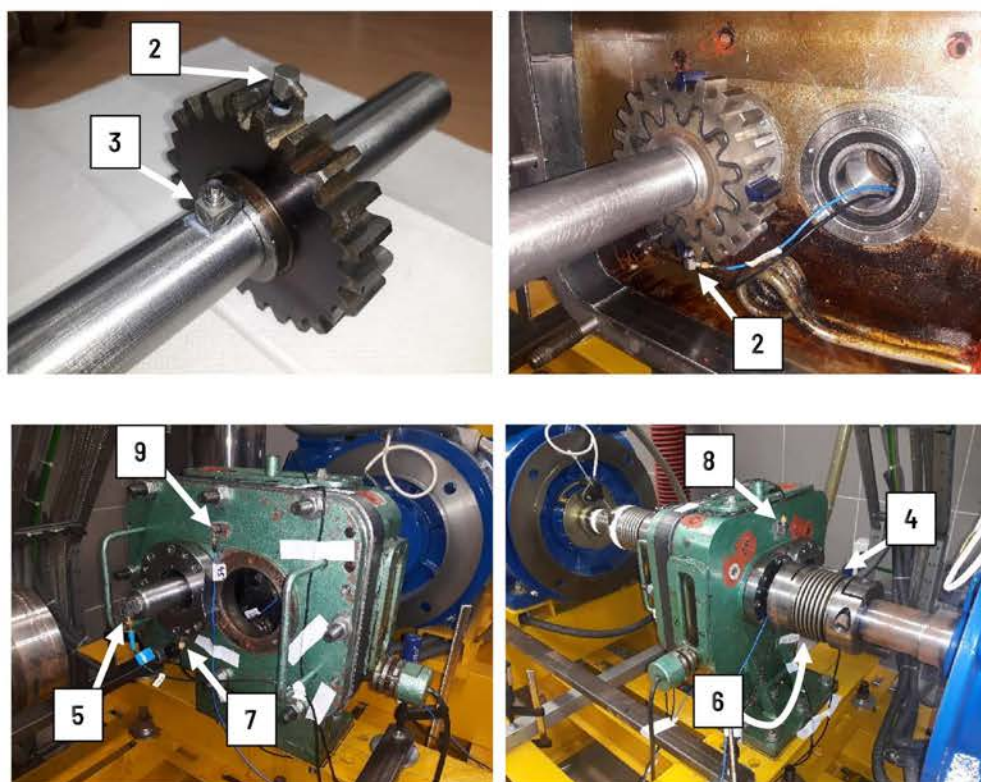
Rys. 8.2. Koło dzielone po usunięciu wybranych zębów w celu umożliwienia dostępu młotka [opracowanie własne]

Wstępnie wybrano osiem punktów pomiarowych, w których umieszczono piezoelektryczne przetworniki przyspieszeń drgań (zał. 3-8). Wykaz przyjętych punktów pomiarowych przedstawiono wraz z kierunkami pomiarowymi w tabeli 8.1 oraz na rysunku 8.3.

Tabela 8.1

Wykaz punktów pomiarowych rozmieszczonych na badanym obiekcie

Punkt pomiarowy	Umieszczenie punktu pomiarowego	Kierunek pomiarowy
2	Wieniec koła zębatego	X
3	Wał przekładni, obok piasty koła zębatego	X, Y, Z
4	Powierzchnia końcowa wału koła od strony zasadniczej części korpusu	X, Y, Z
5	Powierzchnia końcowa wału koła od strony pokrywy korpusu	X, Y, Z
6	Tuleja łożyska wału koła od strony zasadniczej części korpusu	X, Y, Z
7	Tuleja łożyska wału koła od strony pokrywy korpusu	X, Y, Z
8	Zasadnicza część korpusu przekładni	X, Y, Z
9	Pokrywa korpusu	Z



Rys. 8.3. Rozmieszczenie przetworników przyspieszeń drgań na badanej przekładni [opracowanie własne]

Z uwagi na to, że z punktu widzenia celu pracy szczególnie ważne jest określenie funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni w niniejszym rozdziale przedstawiono analizy dotyczące następujących punktów i kierunków pomiarowych:

- 6X tj. punkcie umieszczonym na obudowie tulei służącej do osadzenia łożyska wału koła i pasowanej ciasno w korpusie przekładni oraz w kierunku działania składowej obwodowej siły międzyzębnej,
- 6Y tj. punkcie umieszczonym na obudowie tulei służącej do osadzenia łożyska wału koła i pasowanej ciasno w korpusie przekładni oraz w kierunku działania składowej promieniowej siły międzyzębnej,
- 7X tj. punkcie umieszczonym na obudowie tulei służącej do osadzenia łożyska wału koła i pasowanej ciasno w pokrywie korpusu przekładni oraz w kierunku działania składowej obwodowej siły międzyzębnej,

- 7Y tj. punkcie umieszczonym na obudowie tulei służącej do osadzenia łożyska wału koła i pasowanej ciasno w pokrywie korpusu przekładni oraz w kierunku działania składowej promieniowej siły międzyzębnej,
- 8Z tj. punkcie umieszczonym na korpusie przekładni (rys. 8.3) w kierunku pomiarowym Z, w którym ze względu na kształt korpusu przekładni (cechujący się stosunkowo znaczną powierzchnią płaską usytuowaną prostopadle do kierunku pomiarowego Z) spodziewano się największej amplitudy drgań w porównaniu do pozostałych kierunków (8X i 8Y),
- 9Z tj. punkcie umieszczonym na pokrywie korpusu przekładni (rys. 8.3) w kierunku pomiarowym Z, w którym ze względu na kształt pokrywy korpusu przekładni (cechujący się stosunkowo znaczną powierzchnią płaską usytuowaną prostopadle do kierunku pomiarowego Z) spodziewano się największej amplitudy drgań w porównaniu do pozostałych kierunków (9X i 9Y).

W trakcie badań wykonano serie pomiarowe dla każdej testowanej konfiguracji przekładni o przyjętych oznaczeniach: KSTS, KSTG, KGTS i KGTG, które szczegółowo opisano w rozdziale 7 (rys. 7.10). W każdej serii pomiarowej do wzbudzenia wibracji badanego obiektu wykonano dziewięć uderzeń młotka modalnego. Na podstawie zarejestrowanych sygnałów drganiowych w wybranych punktach pomiarowych oraz sygnału z przetwornika siły znajdującego się w głowicy użytego młotka modalnego wyznaczono zmiany modułu widmowych funkcji przejścia FRF oraz odpowiadające im zmiany funkcji koherencji. Ze względu na:

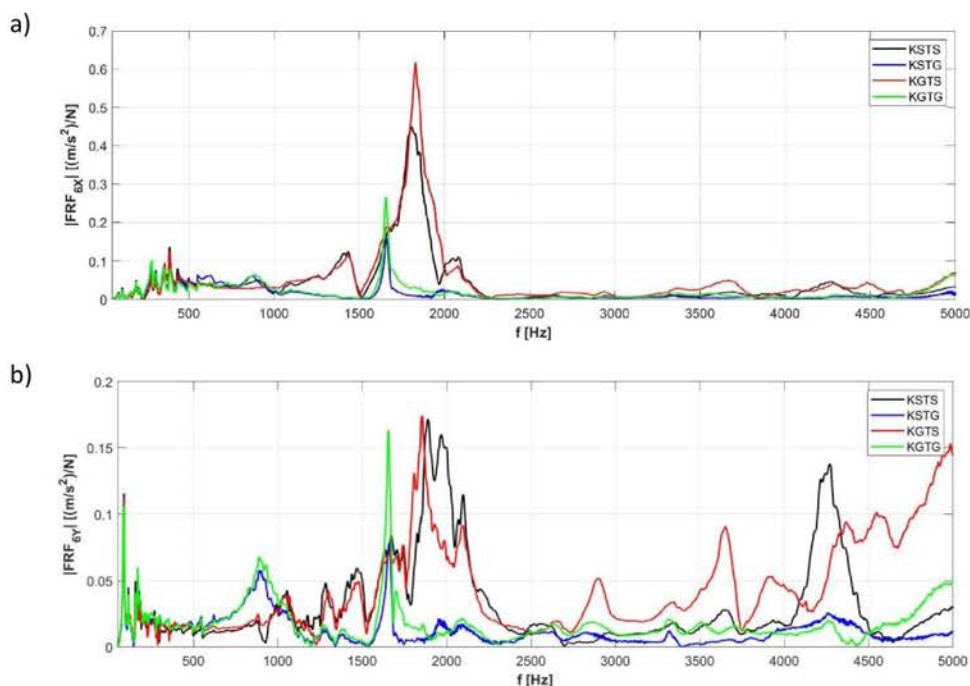
- zjawisko opisane w rozdziale szóstym niniejszej pracy dotyczące amplitudy związanej z pasmem częstotliwości zazębienia f_z i bardzo często znacząco malejącymi wartościami amplitud związanych z pasmami częstotliwości kolejnych harmonicznych częstotliwości zazębienia f_z , oraz
- wyznaczone zmiany funkcji koherencji, której wartości w znacznej większości analizowanych punktów i kierunków pomiarowych osiągały wartości zauważalnie niższe niż wartość 1 dla zakresu częstotliwości powyżej 5 kHz,

zdecydowano o przeprowadzeniu analizy wyznaczonych zmian modułu funkcji FRF w zakresie częstotliwości od 1 Hz do 5 kHz.

8.2. Wyniki i ich analiza

Na podstawie zarejestrowanych w wybranych punktach i kierunkach pomiarowych sygnałów drganiowych wyznaczono zmiany modułu funkcji FRF przedstawione na rysunkach 8.4 – 8.6. Na przywołanych rysunkach przyjęto następujące oznaczenia kolorystyczne prezentowanych wyników, które będą obowiązywać do końca niniejszej pracy:

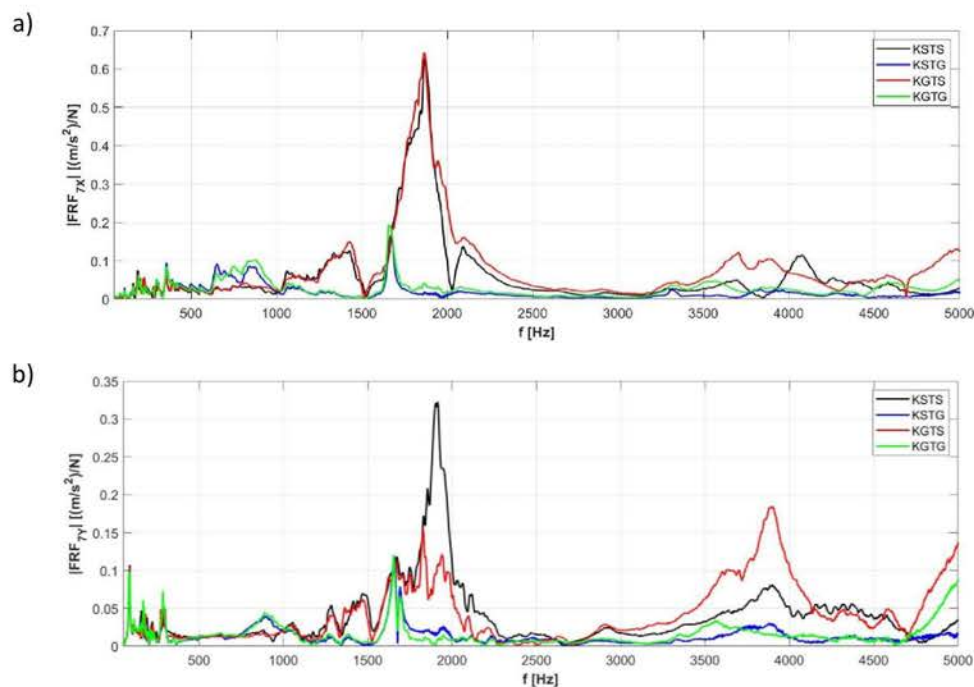
- Kolor czarny – konfiguracja przekładni oznaczona jako KSTS (rys. 7.10 a),
- Kolor niebieski – konfiguracja przekładni oznaczona jako KSTG (rys. 7.10 b),
- Kolor czerwony – konfiguracja przekładni oznaczona jako KGTS (rys. 7.10 c),
- Kolor zielony – konfiguracja przekładni oznaczona jako KGTG (rys. 7.10 d).



Rys. 8.4. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowym 6 w kierunku pomiarowym: a) X, b) Y [opracowanie własne]

Analiza zmian modułu funkcji FRF wyznaczonych na podstawie sygnałów drganiowych zarejestrowanych w kierunkach pomiarowych 6X i 6Y wykazała, że w przypadku zastosowania konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk

wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG), w szczególności w przypadku kierunku pomiarowego 6Y (rys. 8.4 b), wzrosła wartość amplitudy lokalnego maksimum modułu funkcji FRF w paśmie o częstotliwości środkowej ok. 889 Hz, które w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS) wykazywały mniejsze wartości amplitud. Natomiast zastosowanie konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) zmniejszyło wartość amplitud lokalnych maksimum modułu funkcji FRF w pasmach o częstotliwościach środkowych ok. 1248 Hz i 1469 Hz, które w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), wykazywały znaczące wartości amplitud. W przypadku konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) w pasmie o częstotliwości środkowej wynoszącej ok. 1660 Hz występuje znaczące lokalne maksimum modułu funkcji FRF, lecz w dziedzinie częstotliwości pasmo to jest znacznie węższe niż w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), dla których wyraźne wzbudzenie badanej przekładni zarejestrowano w zakresie częstotliwości od ok. 1660 Hz do ok. 2300 Hz. W analizowanym zakresie częstotliwości powyżej 2500 Hz odnotowano, w szczególności w przypadku kierunku pomiarowego 6Y (rys. 8.4 b), znacząco mniejsze wartości modułu funkcji FRF dla konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) względem konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS). Analiza zmian modułu funkcji FRF wyznaczonych na podstawie sygnałów drganiowych zarejestrowanych w kierunkach pomiarowych 7X i 7Y wykazała, że w przypadku zastosowania konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG), w szczególności w przypadku kierunku pomiarowego 7Y (rys. 8.5 b), podobnie jak w przypadku punktu 6 wzrosła wartość amplitudy lokalnego maksimum modułu funkcji FRF w paśmie o częstotliwości środkowej ok. 889 Hz, które w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS) wykazywały mniejsze wartości amplitud.

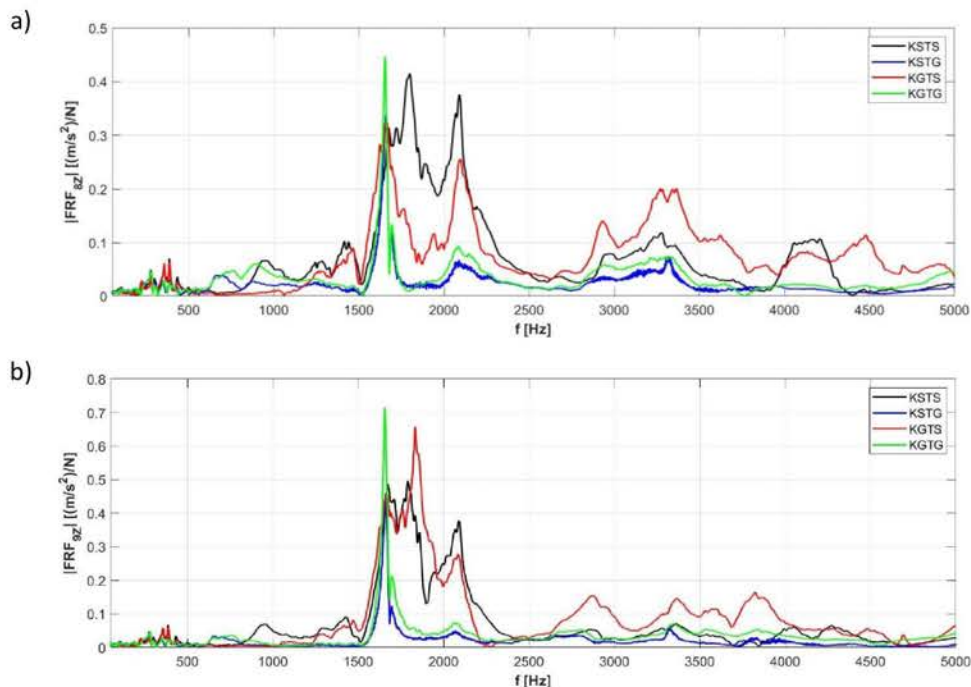


Rys. 8.5. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punkcie pomiarowym 7 w kierunku pomiarowym: a) X, b) Y [opracowanie własne]

Natomiast w zakresie częstotliwości od ok. 610 Hz do ok. 1000 Hz odnotowano wyższe wartości funkcji FRF dla badanych konfiguracji przekładni KSTG i KGTG niż w przypadku badanych konfiguracji przekładni KSTS i KGTS (rys. 8.5 a). Jednakże zastosowanie konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) zmniejszyło wartość amplitud lokalnych maksimów modułu funkcji FRF w pasmach o częstotliwościach środkowych ok. 1287 Hz i 1400 Hz, które w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), wykazywały znaczące wartości amplitud. W przypadku konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) w pasmie o częstotliwości środkowej wynoszącej ok. 1660 Hz występują również lokalne maksima modułu funkcji FRF, lecz ich wartości amplitud w porównaniu do sąsiednich lokalnych maksimów funkcji FRF występujących w kierunku pomiarowym 7X dla konfiguracji przekładni KSTS i KGTS oraz w kierunku pomiarowym 7Y są niemal trzykrotnie niższe. Ponadto w przypadku konfiguracji przekładni KSTS i KGTS pasmo częstotliwości, w którym wyznaczone zmiany funkcji FRF wykazują znacznie większe wzbudzenie badanego obiektu niż w przypadku

konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), jest wyraźnie szersze i wynosi od ok. 1660 Hz do ok. 2300 Hz. W analizowanym zakresie częstotliwości powyżej 2500 Hz odnotowano, w szczególności w przypadku kierunku pomiarowego 7Y (rys. 8.5 b), znacząco mniejsze wartości modułu funkcji FRF dla konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) względem konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS).

Analiza zmian modułu funkcji FRF wyznaczonych na podstawie sygnałów drganiowych zarejestrowanych w punktach i kierunkach pomiarowych 8Z oraz 9Z wykazała, że w przypadku zastosowania konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG), w szczególności w przypadku punktu i kierunku pomiarowego 8Z (korpus) (rys. 8.6 a), wzrosły wartości modułu funkcji FRF w zakresie częstotliwości od ok. 610 Hz do 914 Hz, które w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS) wykazywały mniejsze wartości.



Rys. 8.6. Wyznaczone zmiany modułu funkcji FRF w punktach pomiarowych: a) 8 i kierunku pomiarowym Z, b) 9 i kierunku pomiarowym Z [opracowanie własne]

Natomiast zastosowanie konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) zmniejszyło wartości modułu funkcji FRF, przede wszystkim względem konfiguracji przekładni pozbawionej modyfikacji KSTS, w zakresie częstotliwości od ok. 914 Hz do ok. 1660 Hz. W przypadku konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) w pasmie o częstotliwości środkowej wynoszącej ok. 1660 Hz występują również wyraźne lokalne maksima modułu funkcji FRF, lecz w dziedzinie częstotliwości pasmo to jest wielokrotnie węższe (co najmniej trzykrotnie) niż w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), dla których wyraźne wzbudzenie badanej przekładni zarejestrowano w zakresie częstotliwości od ok. 1660 Hz do ok. 2300 Hz. Jest to o tyle istotne, że w przypadku tulei łożysk wyposażonych w elementy podatne (KSTG, KGTG) wprowadzie wartości maksymalne modułów funkcji FRF są porównywalne z wartościami modułów funkcji FRF w przypadku stalowych tulei łożysk (KSTS, KGTS), ale w przypadku zastosowania tulei podatnych (KSTG, KGTG) znacząco łatwiej uniknąć pokrycia się częstotliwości zazębienia przekładni lub jej kolejnych harmonicznym z pasmem maksymalnych amplitud funkcji FRF niż w przypadku zastosowania stalowych tulei łożysk. W analizowanym zakresie częstotliwości powyżej 2500 Hz odnotowano, w szczególności w przypadku kierunku pomiarowego 8Z (rys. 8.6 a), znacząco mniejsze wartości modułu funkcji FRF dla konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) względem konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS).

Podobnie jak w przypadku analizy wyników badań doświadczalnych przedstawionych w rozdziale 6 niniejszej pracy przyjęto miarę służącą do porównania aktywności drganiowej wybranych punktów pomiarowych jako wartość maksymalną modułu funkcji FRF w analizowanym przedziale częstotliwości. W przypadku pracy przekładni zębatej ze zmienną w czasie prędkością obrotową wałów zmianie ulegają także wartości częstotliwości zazębienia f_z oraz wartości jej kolejnych harmonicznym. W takim przypadku praktycznie zawsze częstotliwość zazębienia lub któraś z harmonicznym częstotliwości zazębienia będzie bliska lub równa wartości częstotliwości, przy której występuje lokalne maksimum modułu funkcji FRF. Jednakże na podstawie obserwacji wyników przedstawionych na rysunkach 8.4 - 8.6 zauważono trzy charakterystyczne

zakresy zmian wartości modułów funkcji FRF i dlatego przywołane maksymalne wartości modułów funkcji FRF przeanalizowano w trzech zakresach częstotliwości: (1 Hz, 1500 Hz>, (1500 Hz, 2650 Hz> oraz (2650 Hz, 5000 Hz>. Z powyższych powodów wprowadzenie ww. miary wartości maksymalnej modułu funkcji FRF w celu analizy wpływu wybranych modyfikacji przekładni zębatej na jej aktywność drganiową uznano za słuszne i uzasadnione. Na podstawie wyznaczonych zmian modułu funkcji FRF przygotowano także tabele zbiorcze przedstawiające przywołane trzy zakresy częstotliwości oraz dodatkowo przedstawiono względną zmianę wartości maksymalnych modułów widmowej funkcji przejścia $\Delta A_w FRF$ dla przypadków z zastosowanymi modyfikacjami przekładni (KSTG, KGTS, KGTG) w odniesieniu do wartości maksymalnej modułu uzyskanej dla przekładni klasycznej nie wyposażonej w modyfikacje (KSTS), którą obliczono na podstawie zależności:

$$\Delta A_w FRF = 100 \cdot \frac{A_{FRF}(x) - A_{FRF}(KSTS)}{A_{FRF}(KSTS)} [\%], \quad (8.1)$$

gdzie:

$A_{FRF}(x)$ – wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości w przypadku konfiguracji $x \in \langle KSTG, KGTS, KGTG \rangle$.

$A_{FRF}(KSTS)$ – wartość maksymalna modułu funkcji FRF w analizowanym paśmie częstotliwości w przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako KSTS.

Zestawienie wartości zaproponowanej miary oraz wartości lokalnych maksimów funkcji FRF przedstawiono w tabelach 8.2 -8.5.

Tabela 8.2

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 6X

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	(1,1500>		(1500,2650>		(2650,5000>	
6X	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]
KSTS	0,137	-	0,451	-	0,047	-
KSTG	0,090	-34%	0,158	-65%	0,023	-51%
KGTS	0,126	-8%	0,617	37%	0,071	51%
KGTG	0,103	-25%	0,266	-41%	0,065	38%

Tabela 8.3

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 6Y

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	<i>(1,1500></i>		<i>(1500,2650></i>		<i>(2650,5000></i>	
6Y	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]
KSTS	0,116	-	0,172	-	0,138	-
KSTG	0,108	-7%	0,078	-55%	0,026	-81%
KGTS	0,112	-3%	0,174	1%	0,153	11%
KGTG	0,107	-8%	0,163	-5%	0,050	-64%

Tabela 8.4

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 7X

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	<i>(1,1500></i>		<i>(1500,2650></i>		<i>(2650,5000></i>	
7X	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]
KSTS	0,126	-	0,630	-	0,114	-
KSTG	0,095	-25%	0,165	-74%	0,028	-75%
KGTS	0,150	19%	0,642	2%	0,132	16%
KGTG	0,102	-19%	0,194	-69%	0,053	-54%

Tabela 8.5

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 7Y

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	<i>(1,1500></i>		<i>(1500,2650></i>		<i>(2650,5000></i>	
7Y	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$	<i>A_FRF</i>	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]	[(m/s ²)/N]	[%]
KSTS	0,107	-	0,323	-	0,081	-
KSTG	0,100	-7%	0,119	-63%	0,031	-62%
KGTS	0,103	-4%	0,155	-52%	0,185	128%
KGTG	0,099	-7%	0,120	-63%	0,088	9%

Na podstawie danych przedstawionych w tabelach 8.2 – 8.5 stwierdzono, że:

1. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KSTG oraz:
 - a) Istotnego kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej (X) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w każdym analizowanym zakresie częstotliwości wynoszącą do 75% (tab. 8.4),
 - b) kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej (Y) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w każdym analizowanym zakresie częstotliwości wynoszącą do 81% (tab. 8.3).
2. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KGTS oraz:
 - a) Istotnego kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej (X) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF jedynie w punkcie pomiarowym nr 6 i analizowanym zakresie częstotliwości do 1500 Hz wynoszącą do 8% (tab. 8.2). W przypadku pozostałych analizowanych zakresów częstotliwości i punktu 7 odnotowano wzrost maksymalnej wartości modułu funkcji FRF wynoszący do 51% (tab. 8.2).
 - b) kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej (Y) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w analizowanym zakresie częstotliwości do 2650 Hz wynoszącą do 52% (tab. 8.5). W przypadku analizowanego zakresu częstotliwości powyżej 2650 Hz i do 5000 Hz odnotowano znaczący wzrost maksymalnej wartości modułu funkcji FRF wynoszący do 128% (tab. 8.5).
3. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KGTG oraz:
 - a) Istotnego kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej (X) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w każdym analizowanym zakresie częstotliwości wynoszącą maksymalnie do 69% (tab. 8.4 oraz tab. 8.2), z jednym wyłączeniem dotyczącym punktu 6 i zakresu częstotliwości powyżej 2650 Hz do 5000 Hz, gdzie występował wzrost modułu funkcji FRF. Jednakże jest to zakres, w którym zwykle występują wartości kolejnych harmonicznnych częstotliwości zazębienia cechujące się niższą amplitudą drgań, a ponadto moduły funkcji FRF w tym zakresie są wielokrotnie niższe niż w zakresie powyżej 1500 Hz i do 2650 Hz. Zatem zdaniem autora pracy uzyskany wynik nie dyskwalifikuje tej konfiguracji przekładni.

b) kierunku składowej promieniowej siły międzyzębnej (Y) uzyskano w pięciu na sześć analizowanych przypadków redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF wynoszącą do 64% (tab. 8.3). Zatem z powodów przywołanych na końcu powyższego punktu 3a zdaniem autora pracy uzyskany wynik nie dyskwalifikuje tej konfiguracji przekładni.

Zestawienie wartości zaproponowanej miary oraz wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla punktów zlokalizowanych na zasadniczej części korpusu przekładni i pokrywie korpusu przekładni przedstawiono w tabelach 8.6 -8.7.

Tabela 8.6

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 8Z

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	(1,1500>		(1500,2650>		(2650,5000>	
8Z	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	$[(m/s^2)/N]$	[%]	$[(m/s^2)/N]$	[%]	$[(m/s^2)/N]$	[%]
KSTS	0,103	-	0,415	-	0,118	-
KSTG	0,049	-52%	0,339	-18%	0,075	-36%
KGTS	0,090	-13%	0,325	-22%	0,201	70%
KG TG	0,061	-41%	0,446	7%	0,075	-36%

Tabela 8.7

Zestawienie wartości lokalnych maksimów funkcji FRF dla kierunku pomiarowego 9Z

Punkt pomiarowy	Zakres częstotliwości [Hz]					
	(1,1500>		(1500,2650>		(2650,5000>	
9Z	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$	A_{FRF}	$\Delta A_w FRF$
Konfiguracja przekładni	$[(m/s^2)/N]$	[%]	$[(m/s^2)/N]$	[%]	$[(m/s^2)/N]$	[%]
KSTS	0,091	-	0,496	-	0,071	-
KSTG	0,048	-47%	0,458	-8%	0,056	-21%
KGTS	0,082	-10%	0,658	33%	0,164	131%
KG TG	0,047	-48%	0,715	44%	0,071	0%

Na podstawie danych przedstawionych w tabelach 8.6 i 8.7 stwierdzono, że:

1. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KSTG i kierunku pomiarowego Z oraz punktów zlokalizowanych na korpusie oraz pokrywie korpusu badanej przekładni uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF

w każdym analizowanym zakresie częstotliwości wynoszącą maksymalnie 52% (tab. 8.6).

2. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KGTS i kierunku pomiarowego Z oraz punktów zlokalizowanych na korpusie, a także pokrywie korpusu badanej przekładni w trzech na sześć analizowanych przypadków uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w badanych zakresach częstotliwości. Maksymalnie wynosiła ona 22% (tab. 8.6). W przypadku analizowanego zakresu częstotliwości powyżej 2650 Hz i do 5000 Hz odnotowano wzrost maksymalnej wartości modułu funkcji FRF wynoszący aż do 131% (tab. 8.7).
3. W przypadku konfiguracji badanej przekładni opisanej jako KGTG i kierunku pomiarowego Z oraz punktów zlokalizowanych na korpusie, a także pokrywie korpusu badanej przekładni uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w analizowanych zakresach częstotliwości do 1500 Hz oraz powyżej 2650 Hz i do 5000 Hz wynoszącą odpowiednio do 48% (tab. 8.7) i do 36% (tab. 8.6). W przypadku analizowanego zakresu częstotliwości od 1500 Hz do 2650 Hz odnotowano wzrost maksymalnej wartości modułu funkcji FRF wynoszący do 44% (tab. 8.7).

8.3. Podsumowanie wyznaczenia widmowych funkcji przejścia FRF na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni

Podsumowując spostrzeżenia przedstawione na końcu podrozdziału 8.2 można stwierdzić, że:

1. Zastosowanie wybranych modyfikacji przekładni zębatej znacząco wpływa na wyznaczone na podstawie zarejestrowanych przebiegów sygnałów drganiowych wartości modułu funkcji FRF.
2. W przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako KSTG, czyli wyposażonej w koło niedzielone oraz tuleje łożysk wału koła wyposażone w elementy podatne, zastosowanie wspomnianych tulei skutkuje znaczącym zmniejszeniem maksymalnych wartości modułu funkcji FRF we wszystkich analizowanych zakresach częstotliwości i punktach oraz kierunkach pomiarowych (tab. 8.2 – 8.7).

3. W przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako KGTS, czyli wyposażonej w koło dzielone oraz tuleje łożysk wału koła pozbawione elementów podatnych, zastosowanie zmodyfikowanego koła zębatego nie skutkuje jednoznacznym zredukowaniem wartości modułu funkcji FRF w analizowanym zakresie częstotliwości i punktach oraz kierunkach pomiarowych (tab. 8.2 – 8.7). Na podstawie uzyskanych wyników to rozwiązanie spośród zawierających podatne tuleje i koła cechuje się najmniej zadowalającymi wartościami przyjętej miary będącej względną zmianą wartości maksymalnych amplitud widmowej funkcji przejścia $\Delta A_w FRF$.
4. W przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako KGTG, czyli wyposażonej w koło dzielone oraz tuleje łożysk wału koła wyposażone w elementy podatne, zastosowanie opisanej modyfikacji w większości analizowanych przypadków skutkowało zmniejszeniem wartości modułu funkcji FRF w analizowanym zakresie częstotliwości (tab. 8.2 – 8.7). Należy również zauważyć że:
 - a. W przypadku istotnego kierunku składowej obwodowej siły międzyzębnej (X) uzyskano redukcję maksymalnej wartości modułu funkcji FRF w każdym analizowanym zakresie częstotliwości wynoszącą maksymalnie do 69% (tab. 8.4 oraz tab. 8.2), z jednym wyłączeniem dotyczącym punktu 6 i zakresu częstotliwości powyżej 2650 Hz oraz do 5000 Hz, gdzie występował wzrost modułu funkcji FRF. Jednakże jest to zakres, w którym zwykle występują wartości kolejnych harmonicznnych częstotliwości ząbienia cechujące się niższą amplitudą drgań, a ponadto moduły funkcji FRF w tym zakresie są wielokrotnie niższe niż w zakresie powyżej 1500 Hz i do 2650 Hz.
 - b. W przypadku konfiguracji przekładni zawierających tuleje łożysk wyposażone w elementy podatne (KSTG, KGTG) w pasmie o częstotliwości środkowej wynoszącej ok. 1660 Hz występują również wyraźne lokalne maksima modułu funkcji FRF, lecz w dziedzinie częstotliwości pasmo to jest wielokrotnie węższe (co najmniej trzykrotnie) niż w przypadku konfiguracji przekładni zawierających stalowe tuleje łożysk (KSTS, KGTS), dla których wyraźne wzbudzenie badanej przekładni zarejestrowano w zakresie częstotliwości od ok. 1660 Hz do ok. 2300 Hz. Jest to o tyle istotne,

że w przypadku tulei łożysk wyposażonych w elementy podatne (KSTG, KGTG) wprawdzie wartości maksymalne modułów funkcji FRF są porównywalne z wartościami modułów funkcji FRF w przypadku stalowych tulei łożysk (KSTS, KGTS), ale w przypadku zastosowania tulei podatnych (KSTG, KGTG) znacząco łatwiej uniknąć pokrycia się częstotliwości zazębienia przekładni lub jej kolejnych harmonicznym z pasmem maksymalnych amplitud funkcji FRF niż w przypadku zastosowania stalowych tulei łożysk.

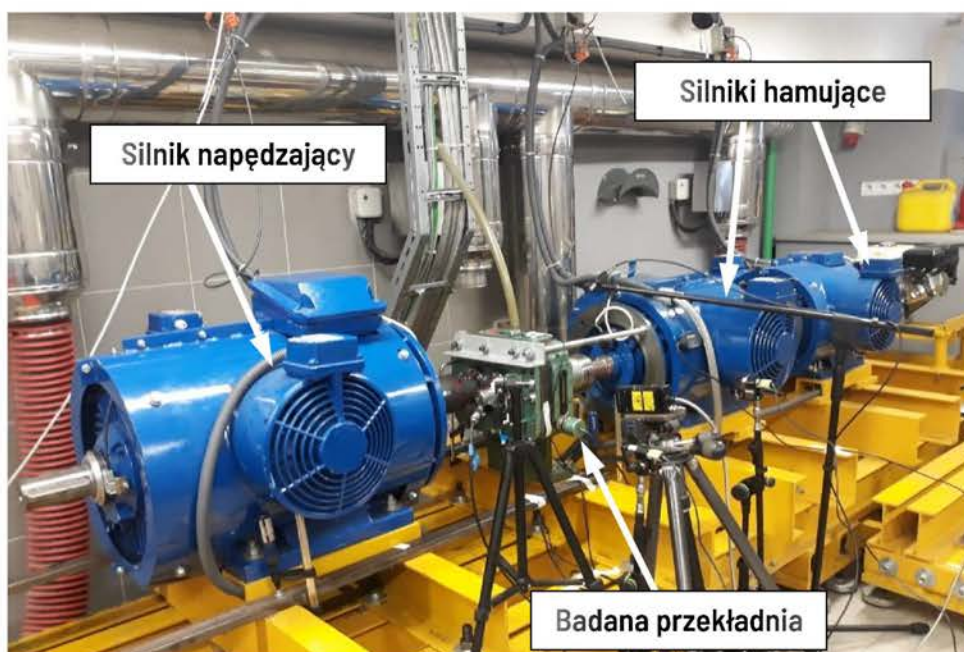
Zatem zdaniem autora pracy uzyskany wynik nie dyskwalifikuje tej konfiguracji przekładni i w celu pełnej oceny wpływu tego rozwiązania konstrukcyjnego na aktywność drganiową przekładni zębatej wykonano badania doświadczalne obejmujące pomiar drgań pracującej przekładni, które przedstawiono w rozdziale dziewiątym niniejszej rozprawy.

9. Badania przekładni zębatej pracującej z różnymi prędkościami obrotowymi i obciążeniami

W celu poszerzonej analizy wpływu zastosowanych modyfikacji przekładni zębatej na jej wibroaktywność wykonano badania doświadczalne polegające na pomiarze przyspieszeń drgań wybranych punktów przekładni w trakcie jej pracy. Badania te podzielono na dwie części: praca przekładni ze zmienną prędkością obrotową wału zębnika i stałym obciążeniem oraz praca przekładni ze stałą prędkością obrotową wału zębnika i różnymi obciążeniami.

9.1. Opis stanowiska badawczego

Badania doświadczalne pracującej przekładni zębatej zorientowane na ocenę wpływu zastosowanych modyfikacji elementów przekładni na jej wibroaktywność przeprowadzono na stanowisku badawczym przygotowanym na potrzeby tych badań (rys. 9.1). Stanowisko to składało się z silnika napędzającego o mocy 37 kW połączonego z wałem zębnika przekładni za pomocą sprzęgła podatnego oraz z dwóch silników hamujących o mocy 22 kW każdy. Silniki hamujące zostały połączone z wałem koła przekładni oraz ze sobą wzajemnie za pomocą sprzęgieł mieszkowych sztywnych skrętnie. Tak przygotowane stanowisko badawcze umożliwiało testowanie przekładni w zakresie pracy prędkości obrotowej wału napędzającego zębnika n_{o1} od 0 do 3000 obr./min (tj. częstotliwości obrotowej f_{o1} od 0 do 50 Hz) przy zachowaniu możliwości płynnej regulacji prędkości obrotowej w trakcie pracy stanowiska. Ponadto, szeregowo konfiguracja silników hamujących umożliwiała płynną zmianę wartości momentu hamującego również w trakcie pracy stanowiska w zakresie od 0 do 144 Nm. Przekładało się to na możliwe do uzyskania obciążenie jednostkowe przekładni Q w przedziale od 0 do 1,74 MPa w przypadku pracy obu silników hamujących oraz od 0 do 0,87 MPa w przypadku pracy jednego silnika hamującego.



Rys. 9.1. Stanowisko badawcze przekładni zębatej [opracowanie własne]

Badania doświadczalne przeprowadzono dla czterech wariantów konfiguracji przekładni (KSTS, KSTG, KGTS i KGTG) różniących się zastosowaniem wybranych zmodyfikowanych elementów przekładni i opisanych szczegółowo w rozdziale 7, w tym przedstawionych na rysunku 7.10. Przed wykonaniem każdej serii pomiarowej zwracano szczególną uwagę na osiągnięcie i utrzymanie stałej temperatury środka smarnego wynoszącej $52 \pm 1^\circ\text{C}$. Na potrzeby przeprowadzenia badań doświadczalnych przygotowano koło zębate zgodnie z opisem przedstawionym w zgłoszeniu patentowym o oznaczeniu P.435585 (rozdział 5). W celu zachowania stałych odchyłek zazębienia, podczas wykonywania wszystkich serii pomiarów, wykorzystano ten sam zębnik (zębnik nr 3 – zał. 17) i koło (koło nr 4 – zał. 13) oraz zwrócono szczególną uwagę podczas montażu przekładni, aby praca zazębienia rozpoczynała się tą samą ustaloną parą zębów oraz tymi samymi powierzchniami roboczymi zębów dla każdej przeprowadzonej próby. Badania właściwe przeprowadzono po pięciogodzinnym okresie współpracy badanej pary kół zębatach pod obciążeniem momentem hamującym o wartości 58 Nm ($Q = 0,7 \text{ MPa}$) i z prędkością obrotową wału zębniaka $n_{o1} = 3000 \text{ obr./min}$. W związku z przyjętym planem badań doświadczalnych oraz w celu wykorzystania zębniaka i koła cechujących się

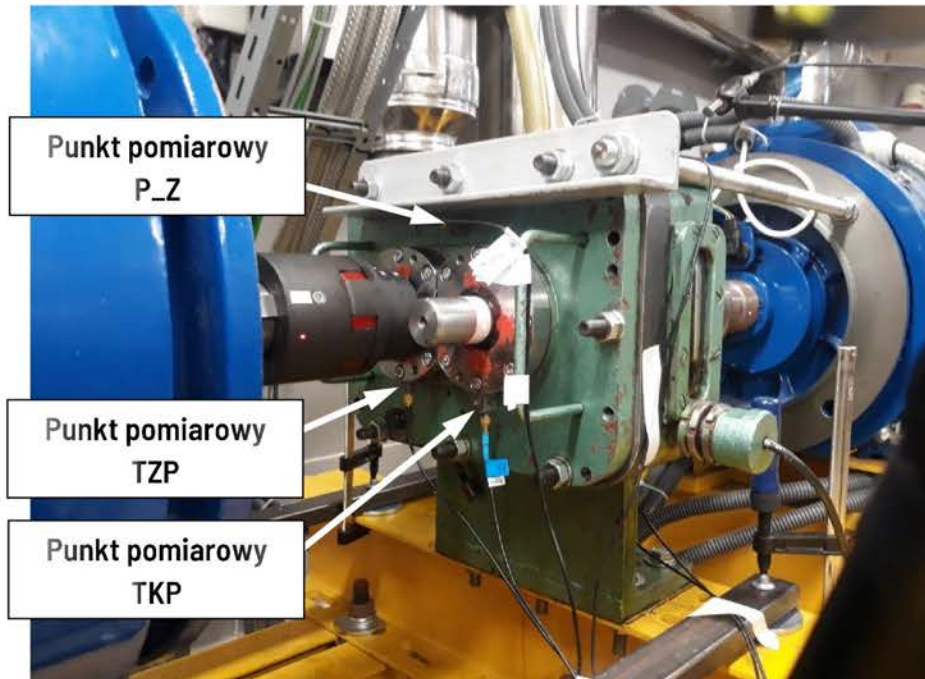
identycznymi wartościami odchyłek zazębienia, modyfikacja koła zębatego została wykonana po przeprowadzeniu dwóch serii pomiarów nie wymagających zastosowania koła dzielonego (KSTS oraz KSTG).

W celu zarejestrowania przebiegów sygnałów drganiowych w wybranych punktach badanej przekładni na obiekcie rozmieszczono przetworniki przyspieszeń drgań (zał. 3-8). Wykaz przyjętych punktów pomiarowych przedstawiono w tabeli 9.1, a ich rozmieszczenie na konstrukcji badanej przekładni na rysunkach 9.2 i 9.3. W trakcie pomiarów sygnał drganiowy rejestrowany przez przetworniki przyspieszeń drgań próbkowano z częstotliwością wynoszącą 25 kHz.

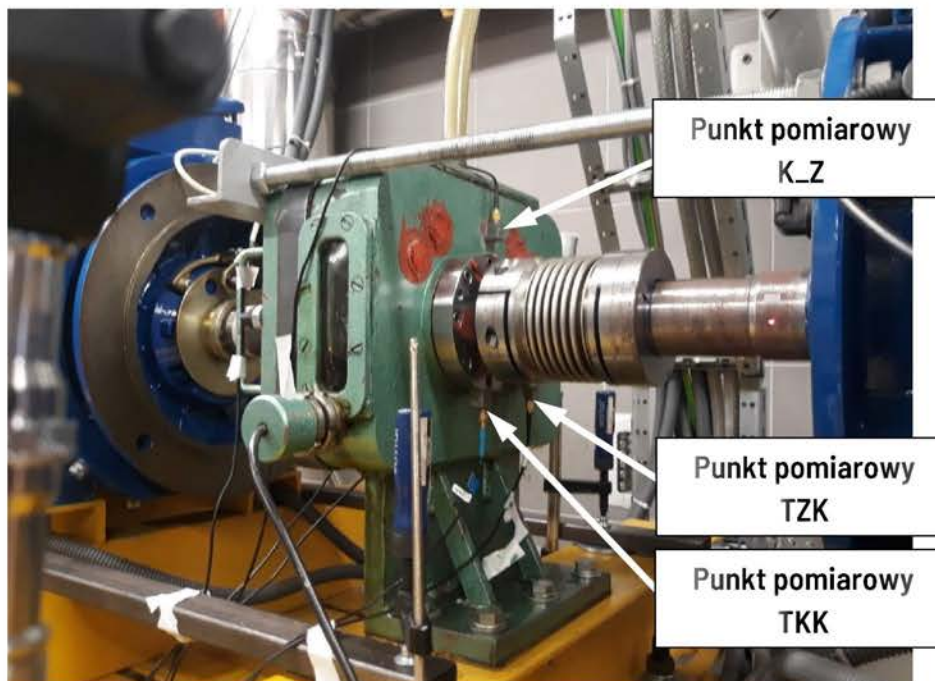
Tabela 9.1

Wykaz przyjętych punktów pomiarowych

Punkt pomiarowy oraz nr rysunku	Miejsce usytuowania przetwornika	Kierunek pomiarowy
TKK (9.3)	Tuleja łożyska wału koła osadzona ciasno w korpusie przekładni	X, Y, Z
TKP (9.2)	Tuleja łożyska wału koła osadzona ciasno w pokrywie korpusu przekładni	X, Y, Z
TZK (9.3)	Tuleja łożyska wału zębniaka osadzona ciasno w korpusie przekładni	X, Y, Z
TZP (9.2)	Tuleja łożyska wału zębniaka osadzona ciasno w pokrywie korpusu przekładni	X, Y, Z
K_Z (9.3)	Korpus przekładni	X, Y, Z
P_Z (9.2)	Pokrywa korpusu przekładni	Z



Rys. 9.2. Rozmieszczenie wybranych punktów pomiarowych na obiekcie rzeczywistym - widok przekładni od strony pokrywy korpusu przekładni [opracowanie własne]



Rys. 9.3. Rozmieszczenie wybranych punktów pomiarowych na obiekcie rzeczywistym - widok przekładni od strony zasadniczej części korpusu przekładni [opracowanie własne]

W przypadku każdej z konfiguracji przekładni (KSTS, KSTG, KGTS i KGTG – rys. 7.10) przeprowadzono po dwie serie pomiarów polegających na:

1. Pomiarze drgań wybranych elementów przekładni podczas jej rozbiegu pod obciążeniem momentem hamującym 72 Nm ($Q=0,87$ MPa).
2. Pomiarze drgań wybranych elementów przekładni podczas jej pracy ze stałą prędkością obrotową (kolejno $n_{o1} = 3000$ obr./min oraz $n_{o1} = 2250$ obr./min) i stałym obciążeniem.

Podobnie jak w przypadku badań przedstawionych w rozdziale ósmym wybrano najistotniejsze punkty i kierunki pomiarowe, w przypadku których zaprezentowano wyniki. Były to punkty pomiarowe:

- usytuowane na tulejach łożysk wału koła w kierunku pomiarowym X (oznaczone jako TKK_X i TKP_X – odpowiednio rys. 9.3 i rys. 9.2), gdyż punkty te są możliwie najbliższe łożyskowania wału koła, w przypadku którego wprowadzano modyfikację jego budowy wewnętrznej i dodatkowo kierunek X jest bardzo istotny, bo jest związany z działaniem składowej obwodowej siły międzyzębnej, oraz
- usytuowane na korpusie i pokrywie korpusu przekładni w kierunku pomiarowym Z (oznaczone jako K_Z i P_Z – odpowiednio: rys. 9.3 i rys. 9.2), gdyż tam ze względu na kształt korpusu przekładni (cechujący się stosunkowo znaczną powierzchnią płaską usytuowaną prostopadle do kierunku pomiarowego Z) spodziewano się największej amplitudy drgań w porównaniu do pozostałych kierunków (X i Y).

9.2. Badania pracującej przekładni – praca ze stałym obciążeniem i zmieniającą się w czasie prędkością obrotową

W trakcie rozpędzania przekładni jej wał wyjściowy był obciążony momentem obrotowym wynoszącym 72 Nm ($Q=0,87$ MPa). Ze względu na możliwości techniczne stanowiska badawczego przyjęto następującą procedurę postępowania:

1. Uruchamiano silnik napędzający, natomiast silnik hamujący nie generował momentu obrotowego obciążenia.

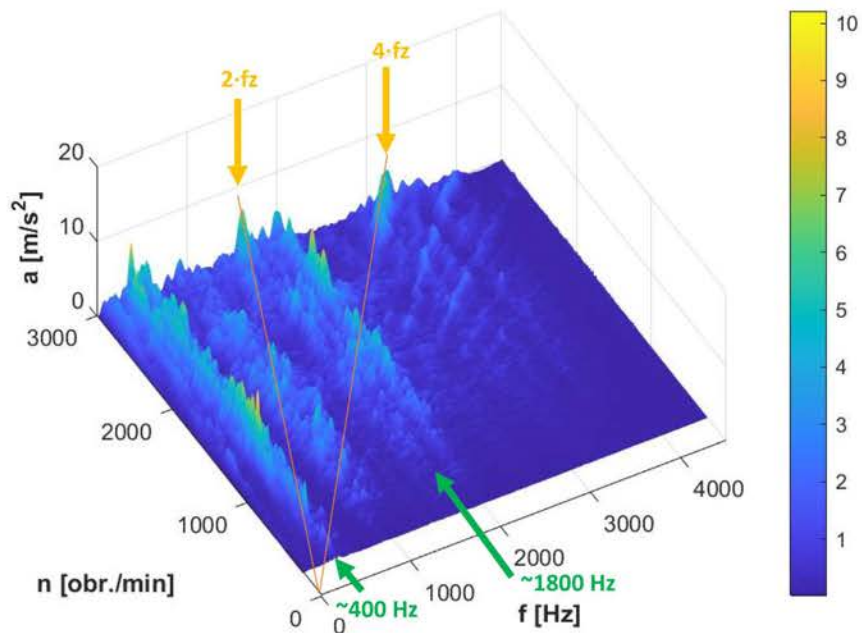
2. Gdy silnik napędzający pracował ze stałą prędkością obrotową wynoszącą 100 obr./min uruchamiano silnik hamujący, który generował obciążenie momentem obrotowym wynoszącym 72 Nm.
3. Zwiększano prędkość obrotową silnika napędzającego przekładnię do ok. 3000 obr./min, zatem badania dotyczące rozbiegów prowadzono przy obciążeniu przekładni.

Z powyższych powodów oraz ze względu na to, że układ rejestracji zmian prędkości obrotowej rozpoczął poprawną pracę po przekroczeniu wartości prędkości obrotowej wału zębniaka wynoszącej 250 obr./min, analizom poddano zakres prędkości obrotowych powyżej 250 obr./min.

Na podstawie zarejestrowanych sygnałów drganiowych wyznaczono rozkłady czasowo-częstotliwościowe przyśpieszeń drgań z wykorzystaniem krótkoczasowej transformaty Fouriera (STFT), tylko że podobnie jak w pracy [43] dziedzinę czasu zastąpiono dziedziną prędkości obrotowej wału zębniaka n (rys. 9.4). Na rysunku tym można zauważyć:

- lokalne wzrosty chwilowych amplitud wartości STFT niezmiennie się wraz z prędkością obrotową wału zębniaka, wskazane na rys. 9.4 zielonymi strzałkami i przykładowo są to pasma ok. 400 Hz oraz ok. 1800 Hz, które występują również przykładowo w wynikach modułów funkcji FRF przedstawionych na rysunku 8.4a prezentującym wyniki dla punktu 6 przekładni i tego samego kierunku pomiarowego,
- lokalne wzrosty chwilowych amplitud wartości STFT zmieniające się wraz z prędkością obrotową wału zębniaka, związane z częstotliwością zazębienia lub/i kolejnymi jej harmonicznymi, które wskazano na rysunku 9.4 pomarańczowymi liniami.

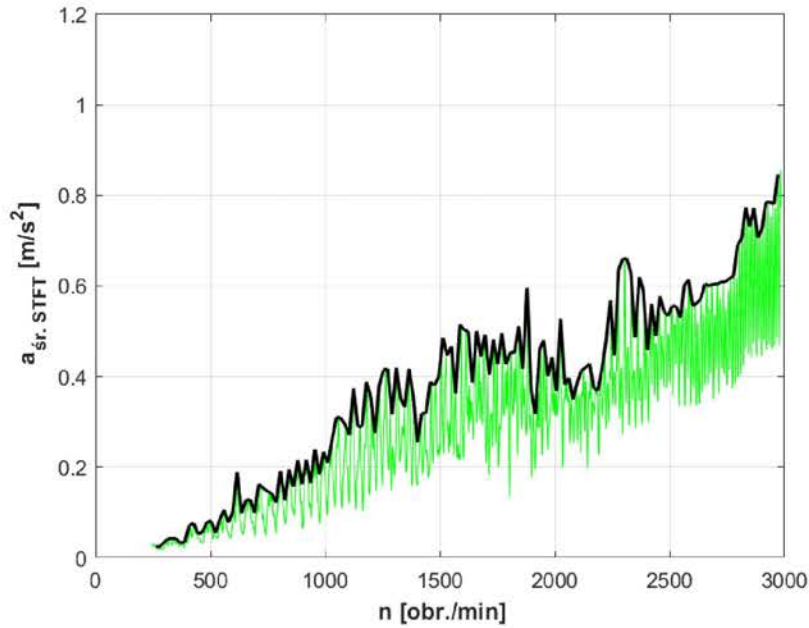
Na przecięciu pasm wskazanych zielonymi strzałkami i pasm zaznaczonych pomarańczowymi liniami obserwuje się lokalne maksima wartości transformaty STFT (rys. 9.4).



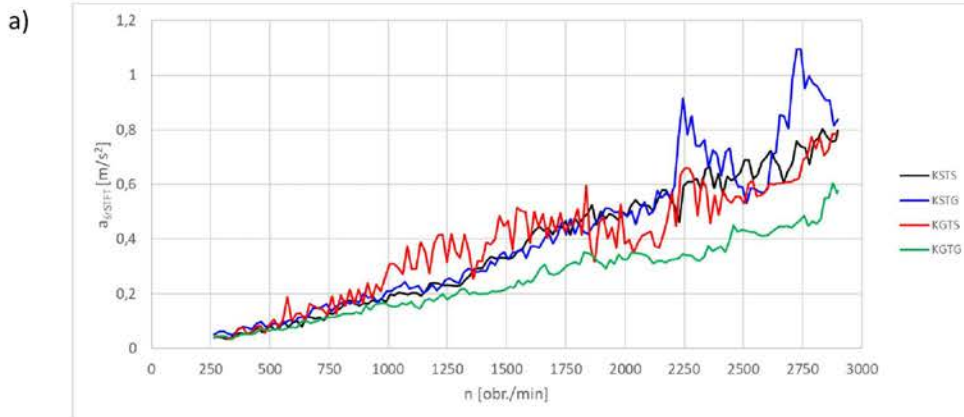
Rys. 9.4. Rozkład czasowo-częstotliwościowy przyspieszeń drgań zarejestrowanych w punkcie TKK_X w przypadku konfiguracji KGTS wraz z zastosowaniem dziedziny prędkości obrotowej wału zębniaka zamiast dziedziny czasu [opracowanie własne]

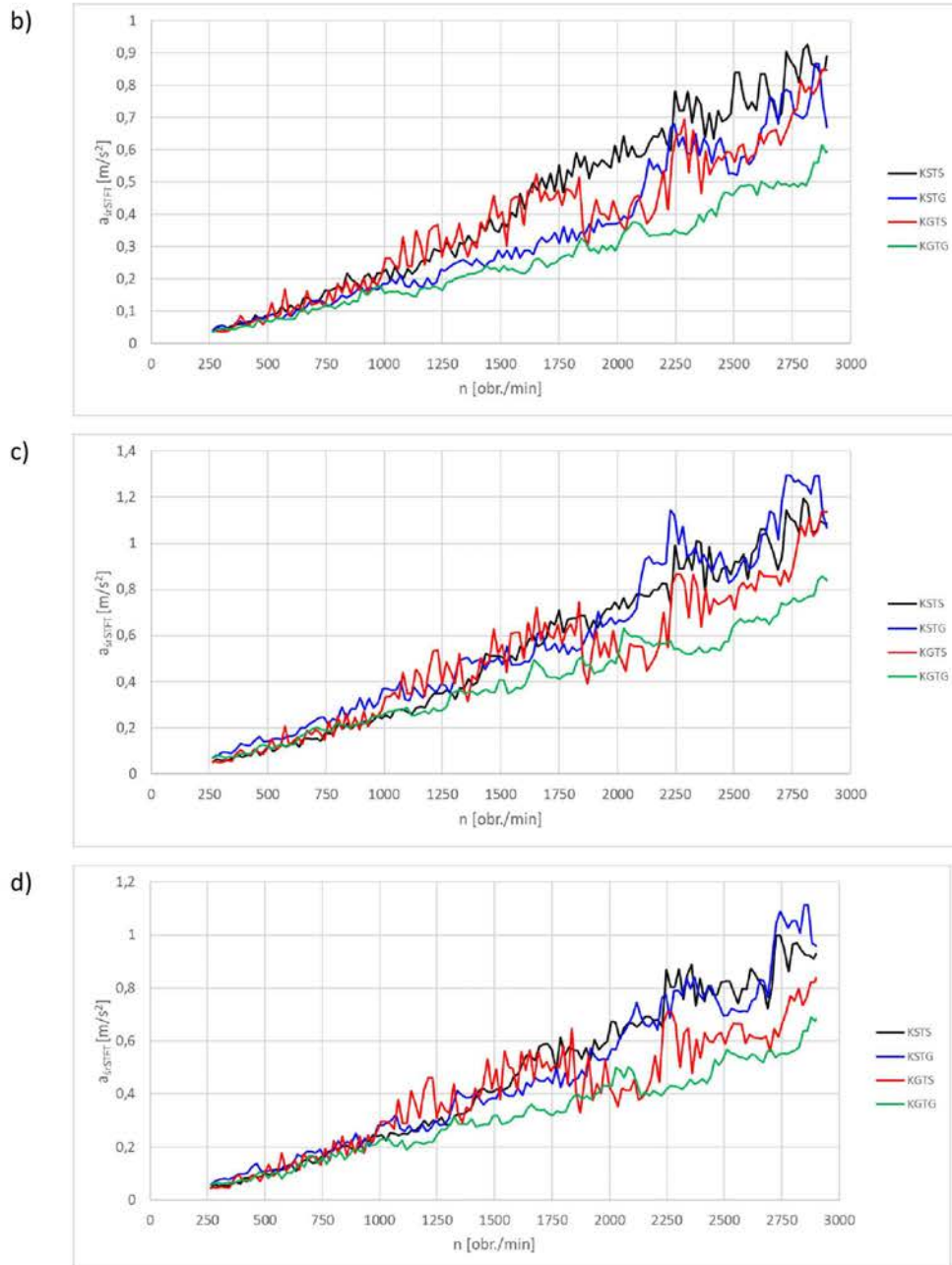
W pracy [43] w celu określenia częstotliwości rezonansowych wyliczono wartości średnie chwilowych amplitud prędkości drgań określanych na podstawie spektrogramu (STFT) zarejestrowanego w czasie rozruchu i przedstawiono je w funkcji częstotliwości $a_{sr,STFT}(f)$. Wyznaczania tych wartości średnich z chwilowych amplitud dokonano na podstawie macierzy STFT i wyznaczenia średniej wartości w poszczególnych kolumnach tej macierzy przy czym poszczególne kolumny odpowiadały zmianom częstotliwości. W ten sposób możliwe było przedstawienie wartości średnich chwilowych amplitud prędkości drgań w funkcji częstotliwości. Natomiast w niniejszej pracy autor chcąc przeanalizować zmiany wartości STFT w funkcji prędkości obrotowej wału zębniaka podobnie jak w pracy [43] dokonał, na podstawie macierzy STFT, wyznaczenia wartości średniej w poszczególnych wierszach tej macierzy w paśmie pomiarowym od 1 do 10 kHz, przy czym poszczególne wiersze odpowiadały zmianom prędkości obrotowej wału zębniaka. W ten sposób możliwe było przedstawienie wartości średnich chwilowych amplitud przyspieszeń drgań w funkcji

tej prędkości obrotowej $a_{sr.STFT}(n)$ (rys. 9.5). Następnie w celu łatwiejszego porównania analizowanych konfiguracji przekładni (KSTS, KSTG, KGTS i KGTG – rys. 7.10) wyznaczono obwiednie tych wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{obw.srSTFT}(n)$ i na rysunku 9.5 przedstawiono ją linią czarną, a na rysunku 9.6 przedstawiono obwiednie dla wszystkich czterech analizowanych konfiguracji przekładni i głównych punktów oraz kierunków pomiarowych.



Rys. 9.5. Przykładowe zmiany wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{sr.STFT}(n)$ obliczanych na podstawie spektrogramu przedstawione w dziedzinie prędkości obrotowej wału zębnika (kolor zielony) oraz zmiany wyznaczonej obwiedni sygnału $a_{obw.srSTFT}(n)$ (kolor czarny) : punkt TKK_X, konfiguracja KGTS [opracowanie własne]





Rys. 9.6. Wyznaczone obwiednie wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{sr.STFT}$ w przypadku punktu pomiarowego: a) TKK i kierunku pomiarowego X, b) TKP i kierunku pomiarowego X, c) K_Z i kierunku pomiarowego Z, d) P_Z i kierunku pomiarowego Z [opracowanie własne]

Do oceny wpływu zastosowania wybranych modyfikacji przekładni zębatej na wartości średnie przyspieszeń drgań $a_{sr.STFT}$ zaproponowano bezwymiarową miarę wyrażoną w skali procentowej i obliczaną według zależności 9.1 przedstawioną w szczególności dziedzinie prędkości obrotowej wału zębniaka n .

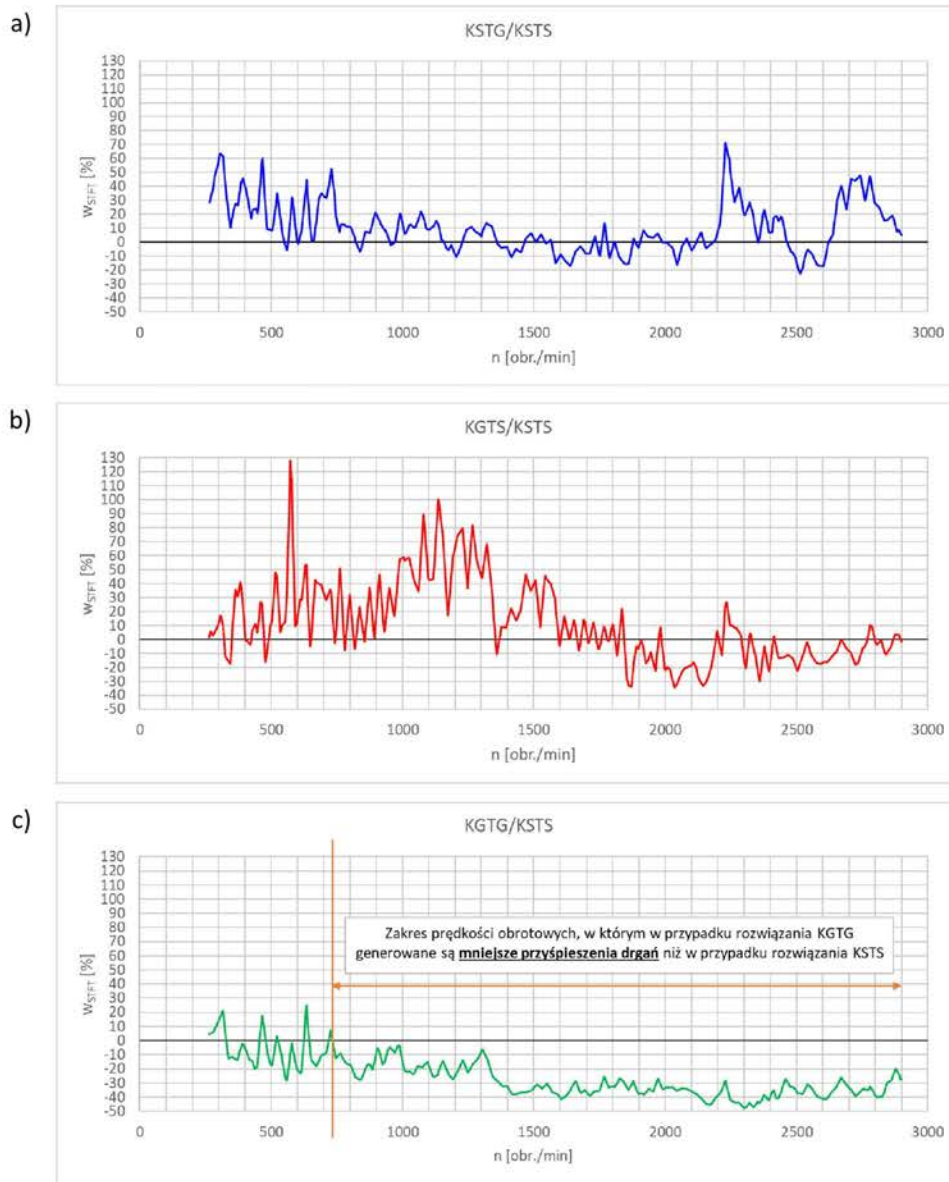
$$w_{STFT}(n, x, p_p) = 100 \cdot \frac{a_{obw.srSTFT}(n, x, p_p) - a_{obw.srSTFT}(n, KSTS, p_p)}{a_{obw.srSTFT}(n, KSTS, p_p)} [\%], \quad (9.1)$$

gdzie:

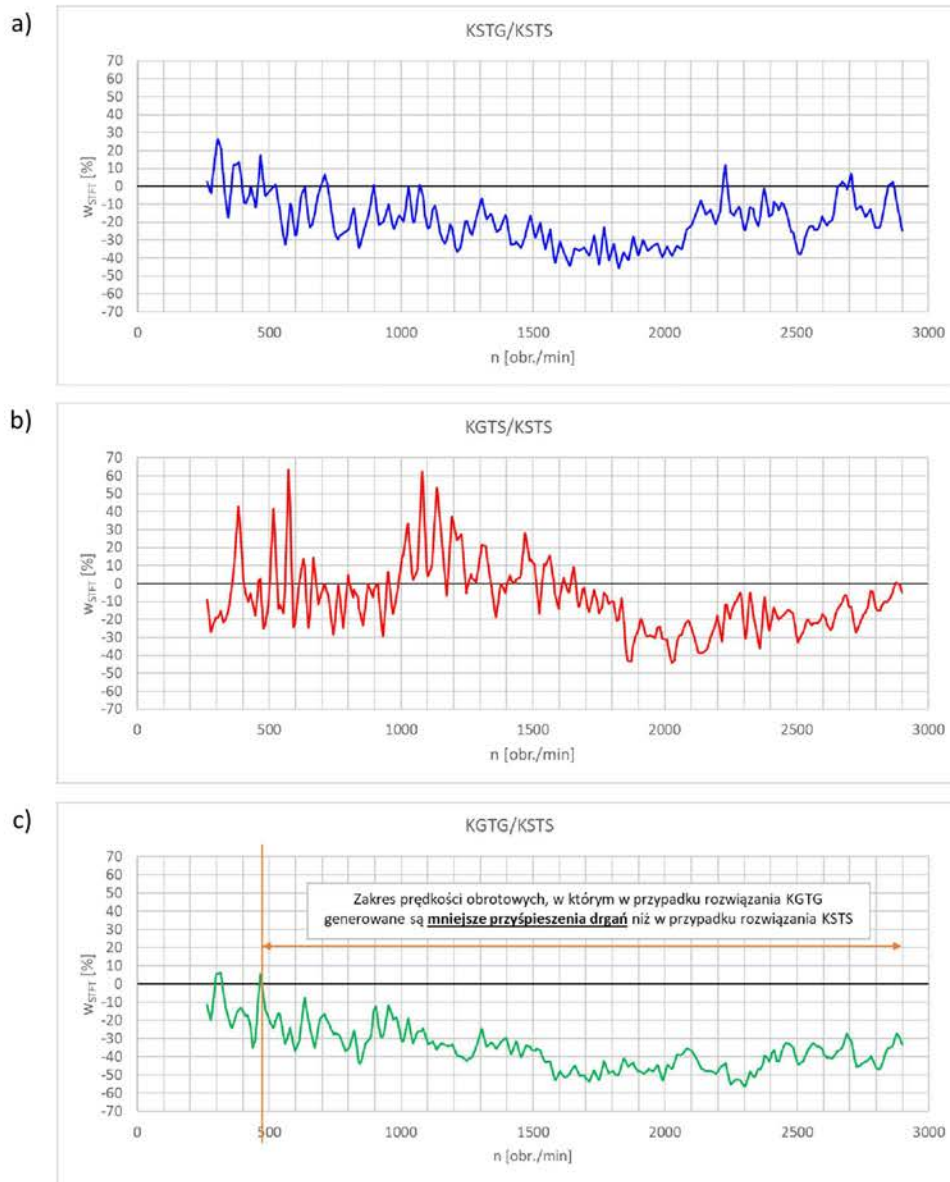
$a_{obw.srSTFT}(n, x, p_p)$ – obwiednia sygnału wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{sr.STFT}(n)$ obliczanych na podstawie spektrogramu w przypadku konfiguracji przekładni $x \in \langle KSTG, KGTS, KGTG \rangle$ i danego analizowanego punktu pomiarowego p_p ,

$a_{obw.srSTFT}(n, KSTS, p_p)$ – obwiednia sygnału wartości średnich przyspieszeń drgań $a_{sr.STFT}(n)$ obliczanych na podstawie spektrogramu zarejestrowanego w przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako KSTS i danego analizowanego punktu pomiarowego p_p .

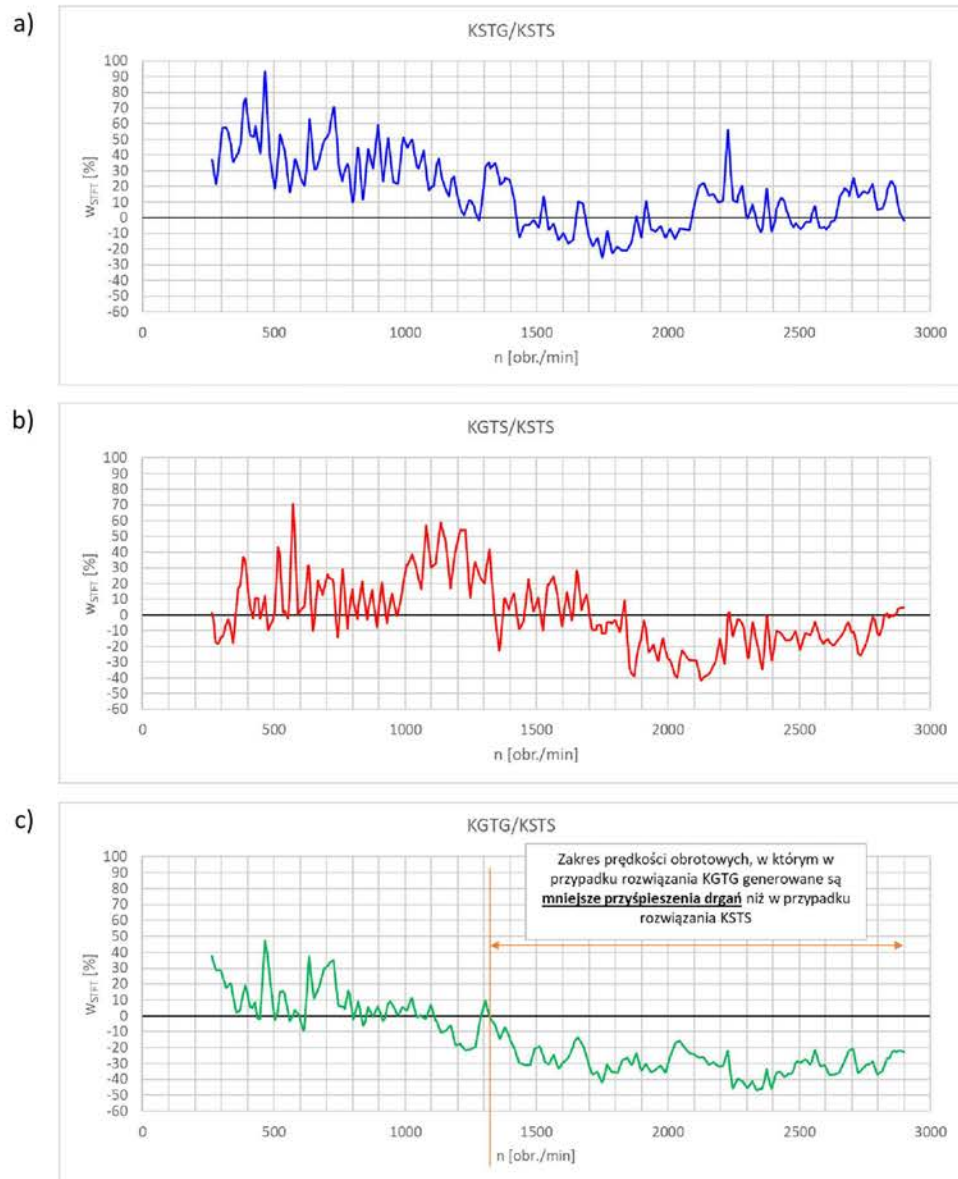
Wyliczone wartości bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ dla wszystkich czterech analizowanych konfiguracji przekładni i głównych punktów oraz kierunków pomiarowych przedstawiono na rysunkach (9.7-9.10).



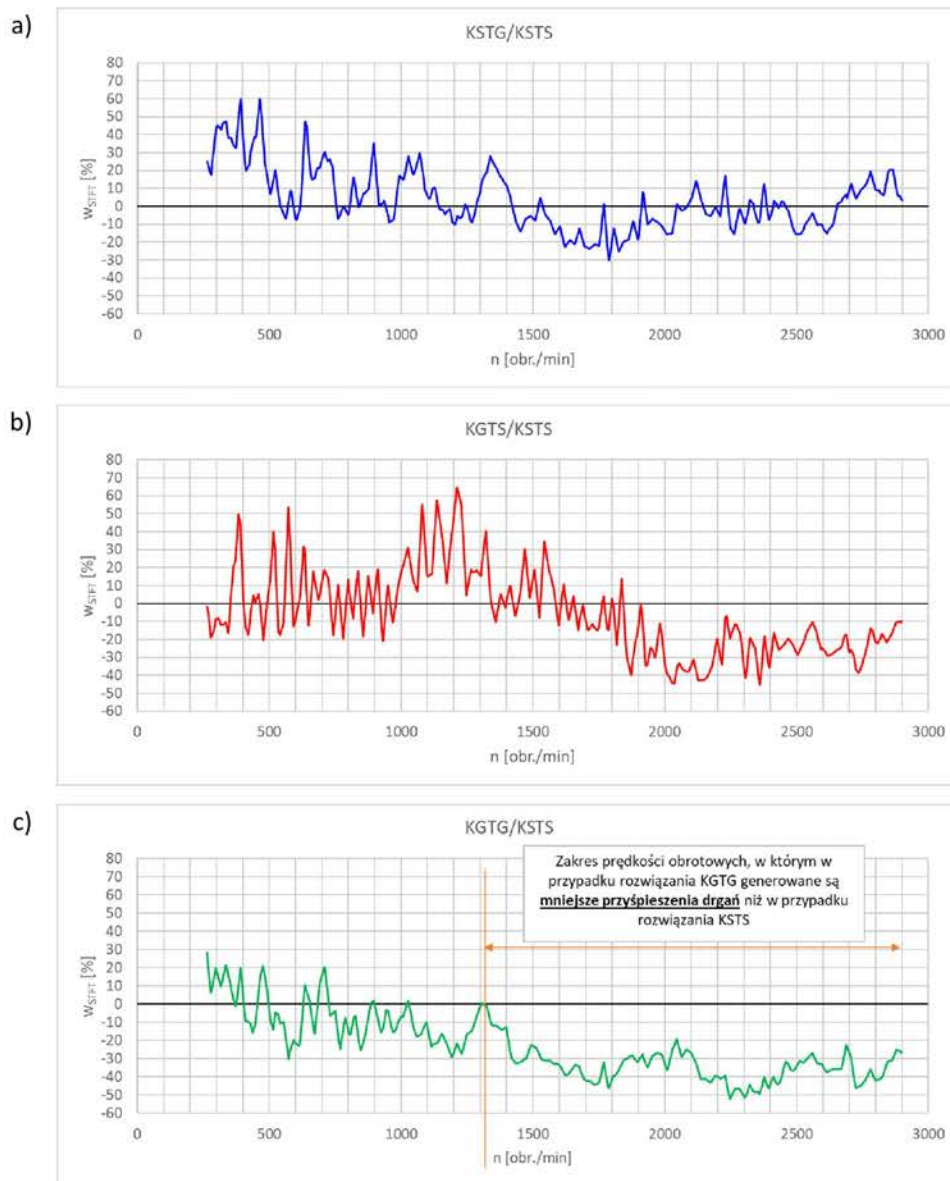
Rys. 9.7. Wyliczone wartości bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku punktu pomiarowego TKK i kierunku pomiarowego X: a) konfiguracja przekładni KSTG, b) konfiguracja przekładni KGTS, c) konfiguracja przekładni KGTG [opracowanie własne]



Rys. 9.8. Wyliczone wartości bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku punktu pomiarowego TKP i kierunku pomiarowego X: a) konfiguracja przekładni KSTG, b) konfiguracja przekładni KGTS, c) konfiguracja przekładni KGTG [opracowanie własne]



Rys. 9.9. Wyliczone wartości bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku punktu pomiarowego K_Z i kierunku pomiarowego Z: a) konfiguracja przekładni KSTG, b) konfiguracja przekładni KGTS, c) konfiguracja przekładni KGTG [opracowanie własne]



Rys. 9.10. Wyliczone wartości bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku punktu pomiarowego P_Z i kierunku pomiarowego Z: a) konfiguracja przekładni KSTG, b) konfiguracja przekładni KGTS, c) konfiguracja przekładni KGTG [opracowanie własne]

Na podstawie przedstawionych zmian bezwymiarowej miary $w_{STFT}(n)$ stwierdzono, że:

1. W przypadku konfiguracji przekładni wyposażonej w koło niedzielone i tuleje łożysk wałów zawierające elementy podatne (KSTG) jednoznaczną redukcję wartości przyjętej miary $w_{STFT}(n)$ odnotowano jedynie w przypadku punktu

pomiarowego umieszczonego na tulei łożyska wału koła (TKP) w zakresie prędkości obrotowej wału zębniaka od ok. 720 obr./min do ok. 2230 obr./min wynoszącą maksymalnie o 46% (rys. 9.8 a). W pozostałych punktach pomiarowych oraz zakresach prędkości obrotowych wału zębniaka nie odnotowano zmniejszenia przyśpieszeń drgań.

2. W przypadku konfiguracji przekładni wyposażonej w koło dzielone i tuleje łożysk wałów pozbawione elementów podatnych (KGTS) odnotowano jednoznaczną redukcję wartości przyjętej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku punktów pomiarowych umieszczonych na:
 - a. tulei łożyska wału koła (TKP) maksymalnie o 44% (rys. 9.8 b),
 - b. korpusie przekładni (K_Z) maksymalnie o 42% (rys. 9.9 b),
 - c. pokrywie korpusu (P_Z) maksymalnie o 45% (rys. 9.10 b),

w zakresie prędkości obrotowej wału zębniaka od ok. 1800 obr./min do ok. 2830 obr./min. W punkcie pomiarowym umieszczonym na tulei łożyska wału koła (TKK) zaobserwowano wąskie zakresy prędkości obrotowych wału zębniaka, od ok. 2000 obr./min do ok. 2200 obr./min oraz od ok. 2400 obr./min do ok. 2770 obr./min, w których uzyskano mniejsze wartości przyjętej miary $w_{STFT}(n)$.

3. W przypadku konfiguracji przekładni wyposażonej jednocześnie w koło dzielone i tuleje łożysk wałów zawierające elementy podatne (KGTG) odnotowano jednoznaczną redukcję wartości przyjętej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku wszystkich analizowanych punktów pomiarowych w zakresie prędkości obrotowej wału zębniaka:
 - a. od ok. 740 obr./min do 2900 obr./min. – punkt pomiarowy umieszczony na tulei łożyska wału koła (TKK) maksymalnie o 48% (rys. 9.7 c),
 - b. od ok. 480 obr./min do 2900 obr./min. – punkt pomiarowy umieszczony na tulei łożyska wału koła (TKP) maksymalnie o 56% (rys. 9.8 c),
 - c. od ok. 1320 obr./min do 2900 obr./min. – punkt pomiarowy umieszczony na korpusie przekładni (K_Z) maksymalnie o 47% (rys. 9.9 c),
 - d. od ok. 1320 obr./min do 2900 obr./min. – punkt pomiarowy umieszczony na pokrywie korpusu przekładni (P_Z) maksymalnie o 52% (rys. 9.10 c).

Podsumowując, jednoczesne zastosowanie obu badanych modyfikacji przekładni zębatej (KGTG) skutkowało uzyskaniem znaczącej redukcji wartości przyjętej miary $w_{STFT}(n)$ w przypadku wszystkich analizowanych punktów pomiarowych, a zakresy prędkości obrotowych wału zębniaka, dla których ww. redukcje występowały były najszersze.

9.3. Badania pracującej przekładni – praca z różnymi obciążeniami i prędkościami obrotowymi

Badania doświadczalne polegające na pomiarze przyspieszeń drgań elementów przekładni pracującej ze stałymi prędkościami obrotowymi przeprowadzono z zachowaniem tych samych warunków pracy dla czterech wariantów konfiguracji przekładni różniących się zastosowaniem wybranych zmodyfikowanych elementów przekładni (KSTS, KSTG, KGTS i KGTG – rys. 7.10). Dla każdej konfiguracji wykonano serię pomiarów dla prędkości obrotowej wału zębniaka $n_{o1}=3000$ obr./min, czyli typowej prędkości obrotowej w przypadku pracy silników synchronicznych oraz dla prędkości obrotowej wału zębniaka $n_{o1}=2250$ obr./min. Prędkość wału zębniaka $n_{o1}=3000$ obr./min została dodatkowo tak dobrana, aby druga harmoniczna częstotliwości zazębienia f_z była bliska częstotliwości, przy której na rysunkach 8.4-8.6 występowało lokalne maksimum funkcji FRF dla konfiguracji KSTG i KGTG. Z kolei wspomniana prędkość obrotowa wału zębniaka $n_{o1}=2250$ obr./min została dodatkowo tak dobrana, aby odpowiadająca jej trzecia harmoniczna częstotliwości zazębienia f_z wynosząca 1800 Hz była możliwie zbliżona wartością do częstotliwości środkowej pasma, w którym zaobserwowano wystąpienie lokalnego maksimum funkcji FRF wyznaczonych w rozdziałach 6 oraz 8 niniejszej rozprawy dla konfiguracji KSTS i KGTS. W przypadku każdej badanej prędkości obrotowej n_{o1} rozpoczynano od rozpędzenia przekładni bez obciążenia i stabilizacji jej prędkości obrotowej na zadanej wartości przyjętej w badaniach. Następnie uruchamiany był silnik hamujący niegenerujący w tym czasie momentu hamującego M_h . Następnie kolejno zwiększano moment hamujący silnika M_h do 65 Nm (90% maksymalnego momentu hamującego wytwarzanego przez jeden silnik hamujący) w przyrostach o ok. 7,2 Nm (10%), gdyż badania przy momencie hamującym 72 Nm (100%) prowadzono już w poprzedniej serii pomiarowej przedstawionej

w rozdziale 9.2. Okres pracy przekładni ze stałą wartością momentu hamującego w przypadku każdej badanej jego wartości wynosił co najmniej 5 sekund. Po osiągnięciu maksymalnej wartości momentu hamującego M_h wyłączano silnik hamujący. Przekładnia ponownie pracowała ze stałą prędkością obrotową bez obciążenia. Natomiast w przypadku najwyższej z badanych prędkości obrotowych zębniaka $n_{o1} = 3000$ obr./min, wykorzystano jednocześnie dwa silniki hamujące, przez co możliwe było dodatkowo zbadanie zakresu najwyższych możliwych do osiągnięcia na stanowisku wartości momentu obrotowego tj. zakresu momentów od 108 Nm do 144 Nm (tj. Q od 1,3 do 1,74 MPa i odpowiednio od 150% do 200% maksymalnego momentu wytwarzanego przez jeden silnik hamujący). W tym przypadku po zastosowaniu maksymalnego momentu hamującego na pierwszym silniku hamującym rozpoczynano zwiększanie momentu hamującego drugiego silnika w opisany już sposób od wartości 108 Nm (150%) do osiągnięcia jego maksymalnego momentu hamującego 144 Nm (200%).

Analizy zarejestrowanych sygnałów drganiowych przeprowadzono dla fragmentów ich przebiegów, w których przekładnia pracowała ze stałą prędkością obrotową oraz stałym obciążeniem. Do analizy sygnałów drganiowych wykorzystano dwie miary: wartość skuteczną sygnału (RMS) jako miarę jego energii oraz wartość międzyszczytową sygnału (Peak-Peak) jako miarę zmian dynamicznych zarejestrowanego sygnału drganiowego. Wspomniane powyżej miary sygnału obliczone zostały w oknach czasowych odpowiadającym wyznaczonym cyklom powtórzeń skojarzeń zazębienia dla danej prędkości obrotowej przekładni, czyli okresach odpowiadających procesom zachodzącym w przekładni. Wyznaczone okna czasowe wynosiły odpowiednio:

- dla $n_{o1} = 3000$ obr./min: 1,92 s, co odpowiadało 32 cyklom powtarzania skojarzeń tych samych zębów zębniaka i koła,
- dla $n_{o1} = 2250$ obr./min: 2,56 s, co również odpowiadało 32 cyklom powtarzania skojarzeń tych samych zębów zębniaka i koła.

Uzyskane w ten sposób wartości przedstawiono w funkcji momentu hamującego M_h dla każdej badanej konfiguracji przekładni (rys. 9.11-9.22 a, c) oraz istotnych punktów i kierunków pomiarowych. Wyznaczono również względne procentowe zmiany wartości skutecznych zarejestrowanych sygnałów Δa_{RMS} , a także wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} , które wyliczono zgodnie z zależnościami 9.2 oraz 9.3 i również przedstawiono

je w funkcji wartości momentu hamującego M_h dla każdej badanej konfiguracji przekładni (rys. 9.11-9.22 b, d).

$$\Delta a_{RMS}(x, M_h, n_{o1}, p_p) = 100 \cdot \frac{a_{RMS}(x, M_h, n_{o1}, p_p) - a_{RMS}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)}{a_{RMS}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)} [\%], \quad (9.2)$$

gdzie:

$a_{RMS}(x, M_h, n_{o1}, p_p)$ – wartość skuteczna sygnału przyspieszeń drgań zarejestrowanego w przypadku konfiguracji przekładni $x \in \langle KSTG, KGTS, KGTG \rangle$ i danego analizowanego: punktu pomiarowego p_p , obciążenia M_h oraz prędkości obrotowej zębniaka n_{o1} ,

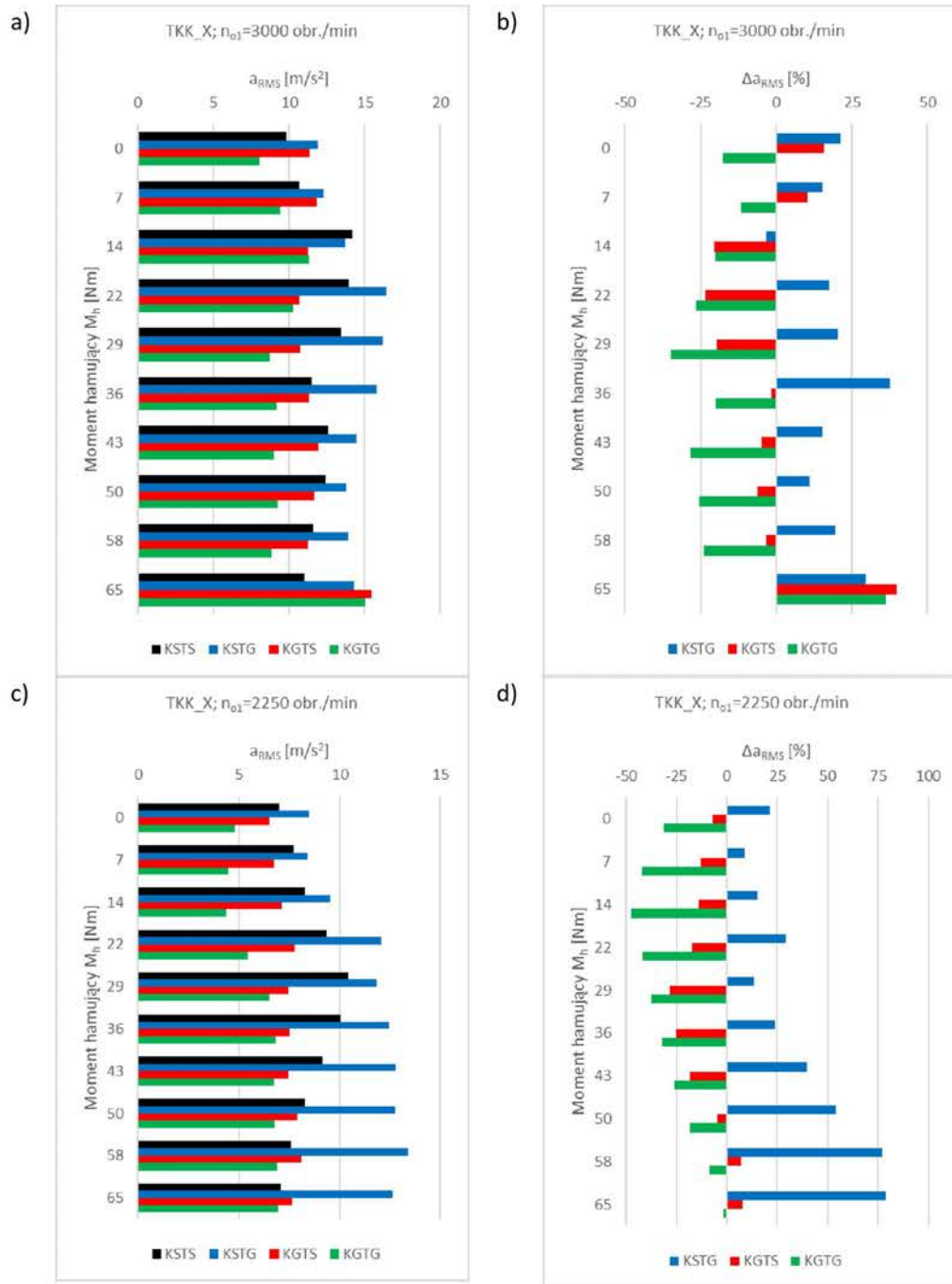
$a_{RMS}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)$ – wartość skuteczna sygnału przyspieszeń drgań zarejestrowanego w przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako $KSTS$ i danego analizowanego: punktu pomiarowego p_p , obciążenia M_h oraz prędkości obrotowej zębniaka n_{o1} .

$$\Delta a_{p-p}(x, M_h, n_{o1}, p_p) = 100 \cdot \frac{a_{p-p}(x, M_h, n_{o1}, p_p) - a_{p-p}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)}{a_{p-p}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)} [\%], \quad (9.3)$$

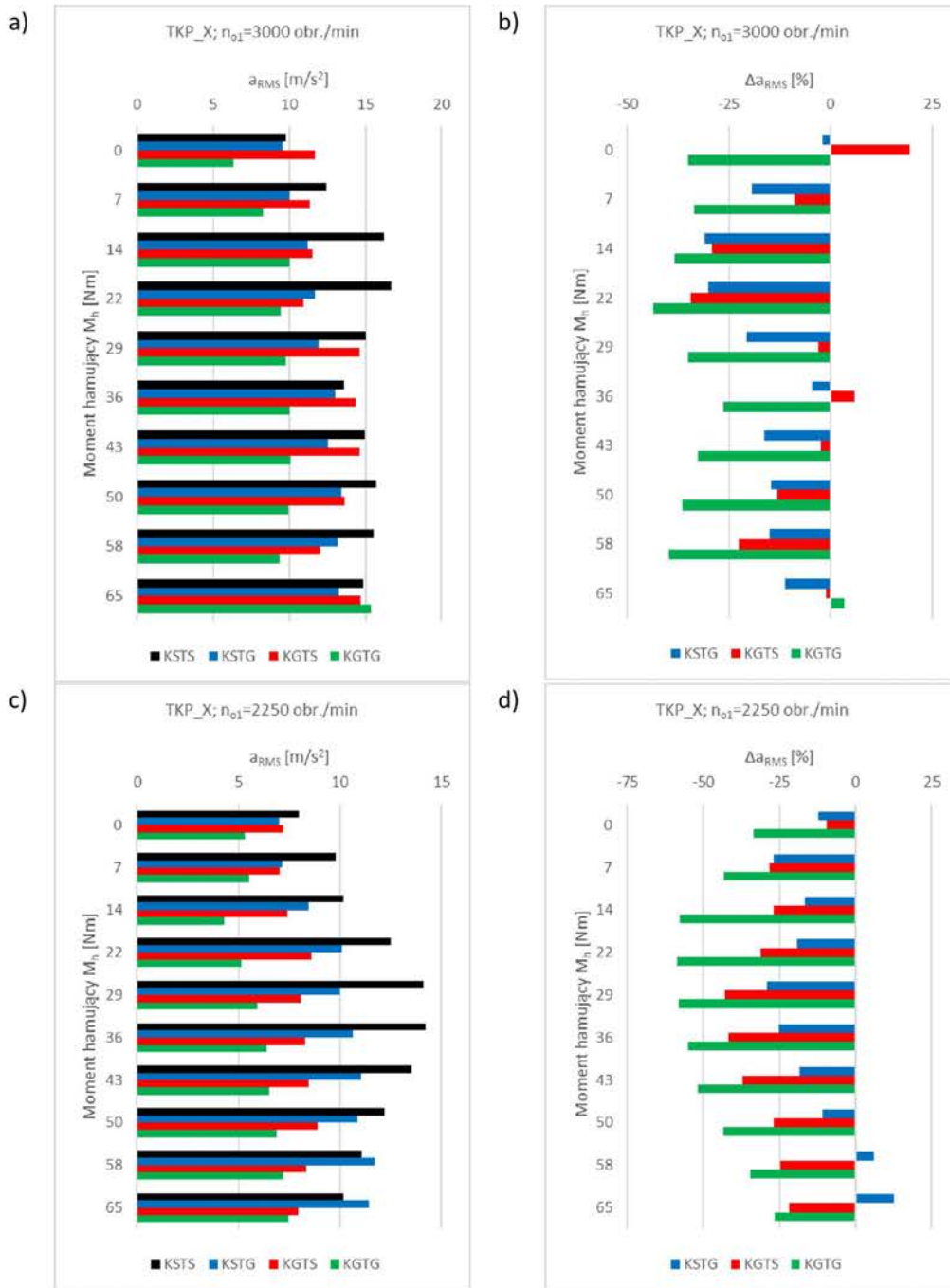
gdzie:

$a_{p-p}(x, M_h, n_{o1}, p_p)$ – wartość międzyszczytowa sygnału przyspieszeń drgań zarejestrowanego w przypadku konfiguracji przekładni $x \in \langle KSTG, KGTS, KGTG \rangle$ i danego analizowanego: punktu pomiarowego p_p , obciążenia M_h oraz prędkości obrotowej zębniaka n_{o1} ,

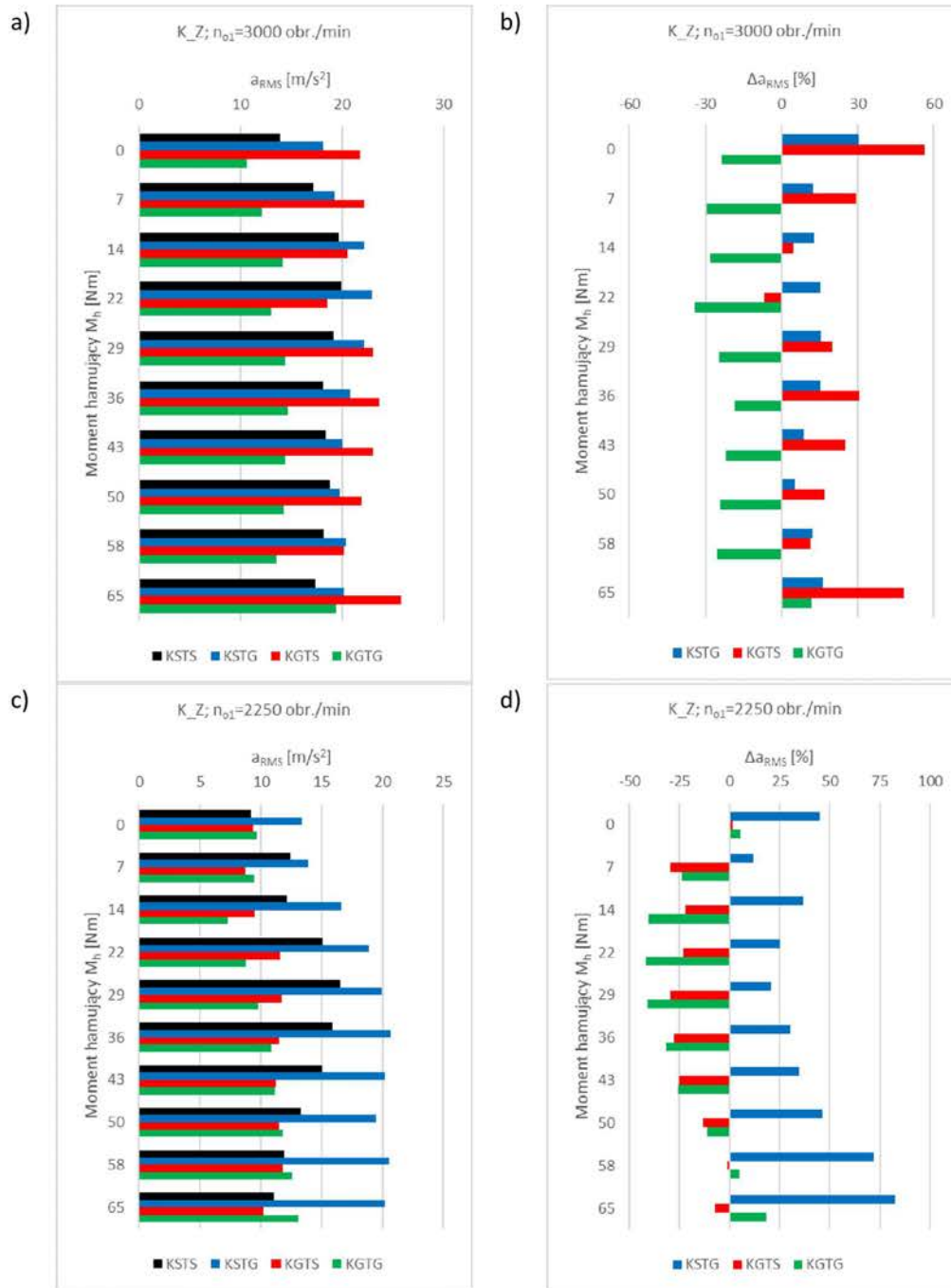
$a_{p-p}(KSTS, M_h, n_{o1}, p_p)$ – wartość międzyszczytowa sygnału przyspieszeń drgań zarejestrowanego w przypadku konfiguracji przekładni oznaczonej jako $KSTS$ i danego analizowanego: punktu pomiarowego p_p , obciążenia M_h oraz prędkości obrotowej zębniaka n_{o1} .



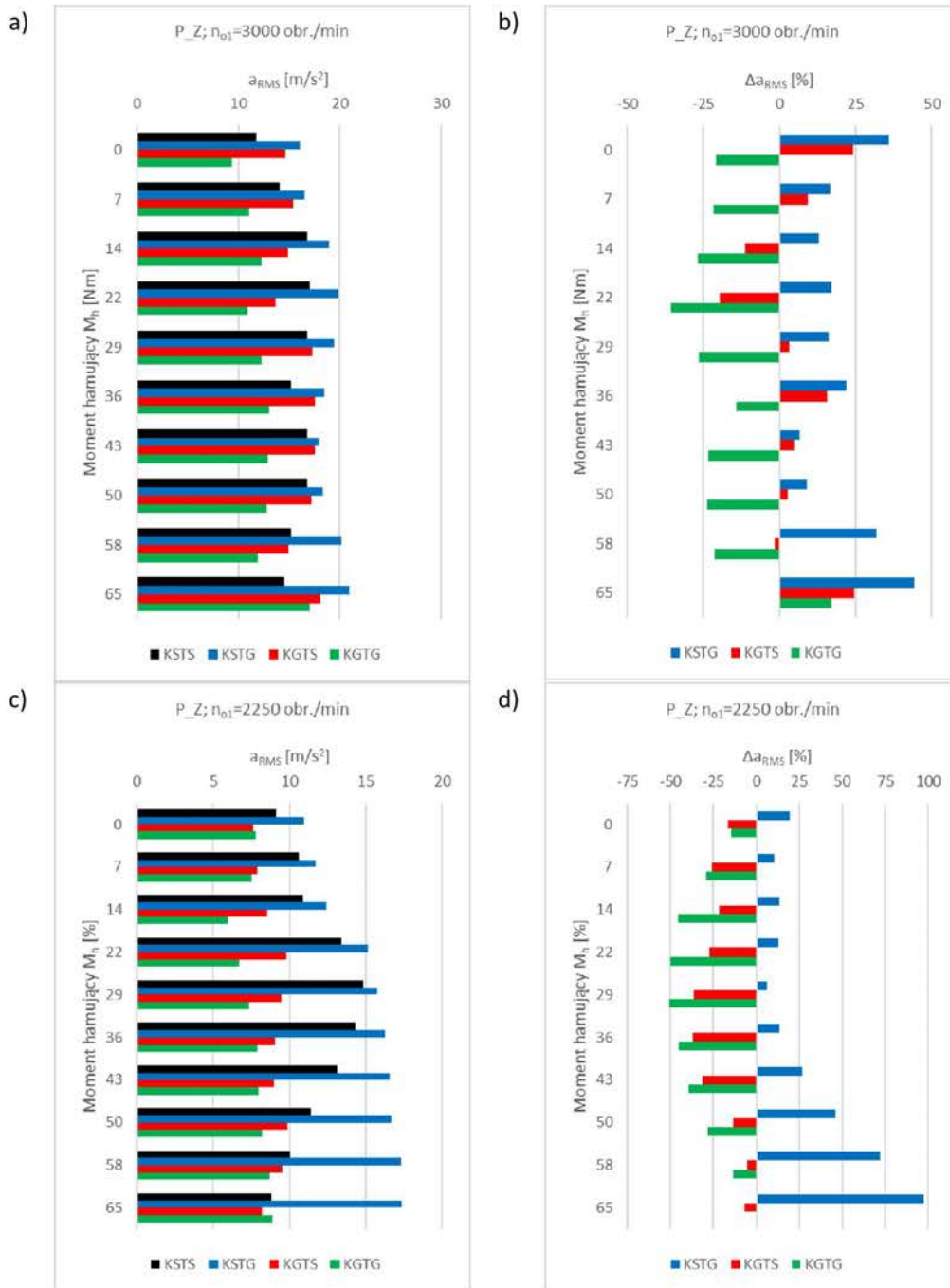
Rys. 9.11. Wartości skuteczne a_{RMS} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego TKK, kierunku pomiarowego X, $n_{01}=3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{01}=2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



Rys. 9.12. Wartości skuteczne a_{RMS} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego TKP, kierunku pomiarowego X, $n_{o1}=3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{o1}=2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



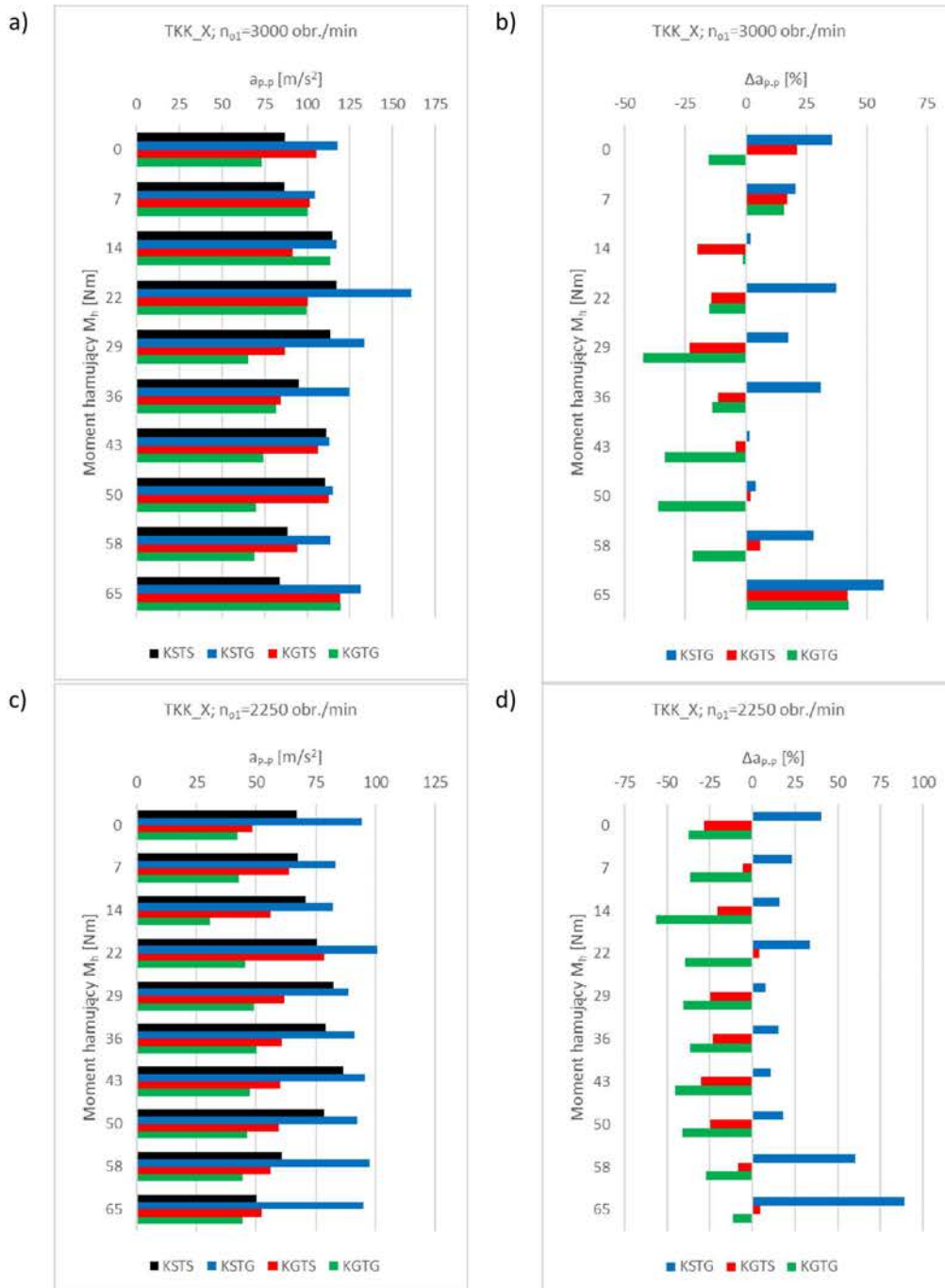
Rys. 9.13. Wartości skuteczne a_{RMS} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego K_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{o1} = 3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{o1} = 2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



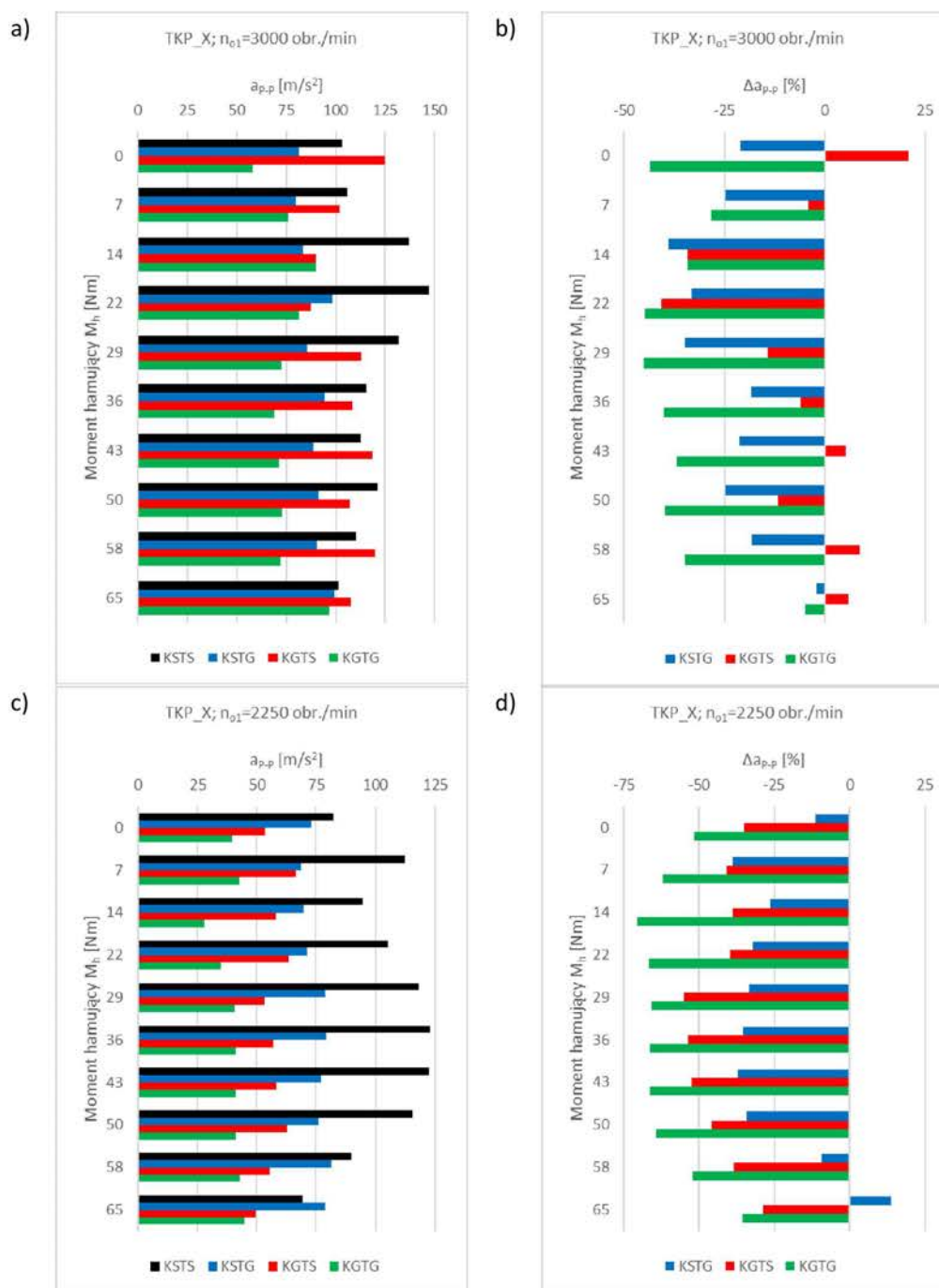
Rys. 9.14. Wartości skuteczne a_{RMS} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego P_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{o1}=3000 \text{ obr./min}$ (a, b) oraz $n_{o1}=2250 \text{ obr./min}$ (c, d) [opracowanie własne]

Na podstawie wyników przedstawionych na rysunkach 9.11-9.14 można stwierdzić, iż:

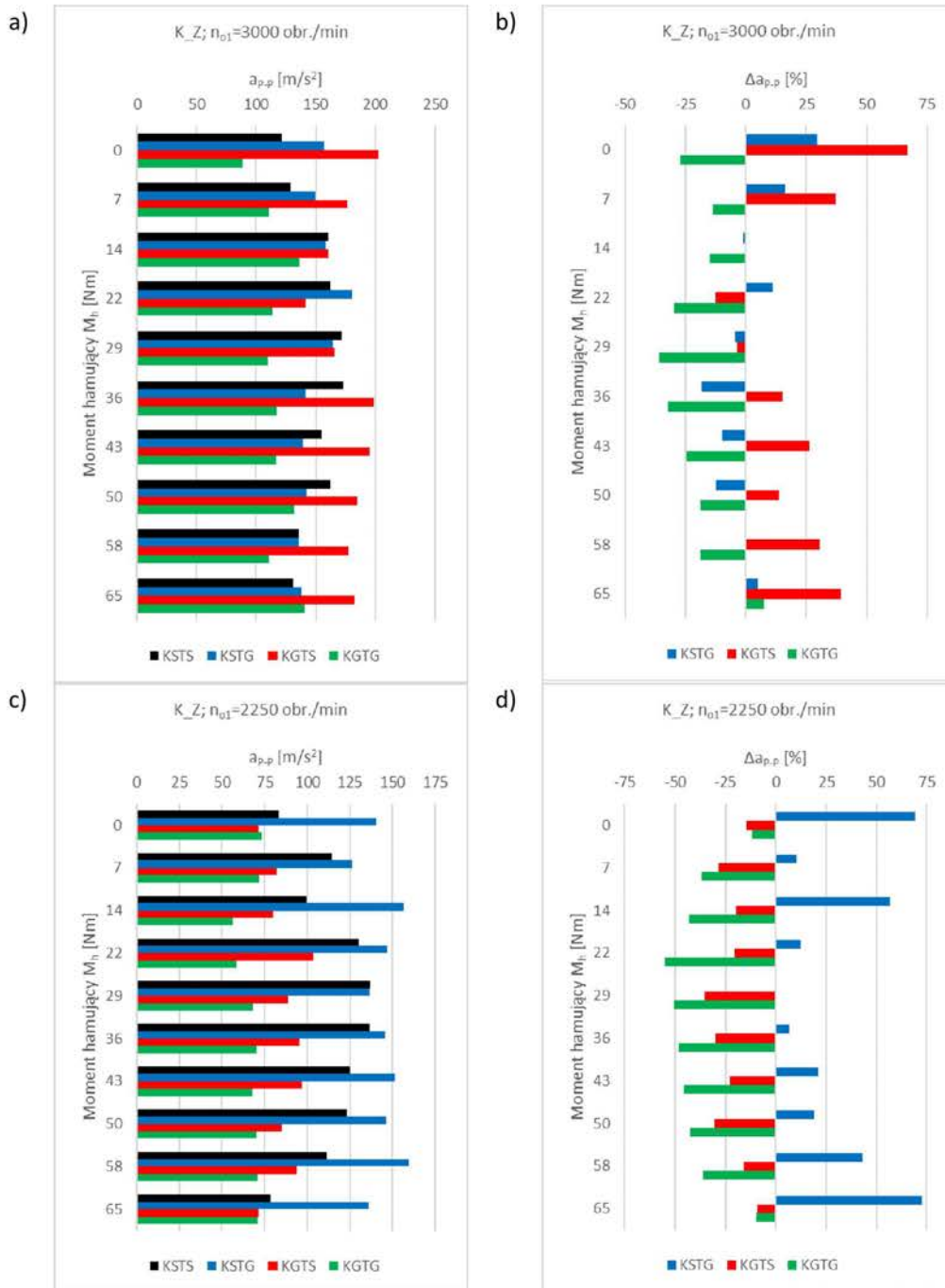
1. Zastosowanie konfiguracji przekładni KSTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS w większości analizowanych przypadków wartości momentu hamującego M_h , skutkowało wzrostem wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} wynoszącym do 97% (rys. 9.14 d - $M_h=65$ Nm).
2. Zastosowanie konfiguracji przekładni KGTS w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS w wielu analizowanych przypadkach wartości momentu hamującego M_h , skutkowało redukcją wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} wynoszącą nawet do 43% (rys. 9.12 d - $M_h= 29$ Nm).
3. Zastosowanie konfiguracji KGTG spowodowało, że w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, przy obciążeniu momentem 65 Nm i prędkości 2250 obr./min w dwóch z czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych nastąpił wzrost wartości skutecznej przyspieszeń drgań, a w przypadku prędkości 3000 obr./min we wszystkich analizowanych punktach i kierunkach pomiarowych nastąpił wzrost wartości skutecznej przyspieszeń drgań. Jednakże w zakresie momentu hamującego od 7 Nm do 50 Nm zastosowanie konfiguracji przekładni KGTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, w przypadku:
 - a. wszystkich analizowanych siedmiu wartości momentu hamującego M_h ,
 - b. wszystkich czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych,
 - c. dwóch analizowanych prędkości obrotowych wału zębniaka,skutkowało zmniejszeniem wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} o maksymalnie 59% (rys. 9.12 d - $M_h=22$ Nm).



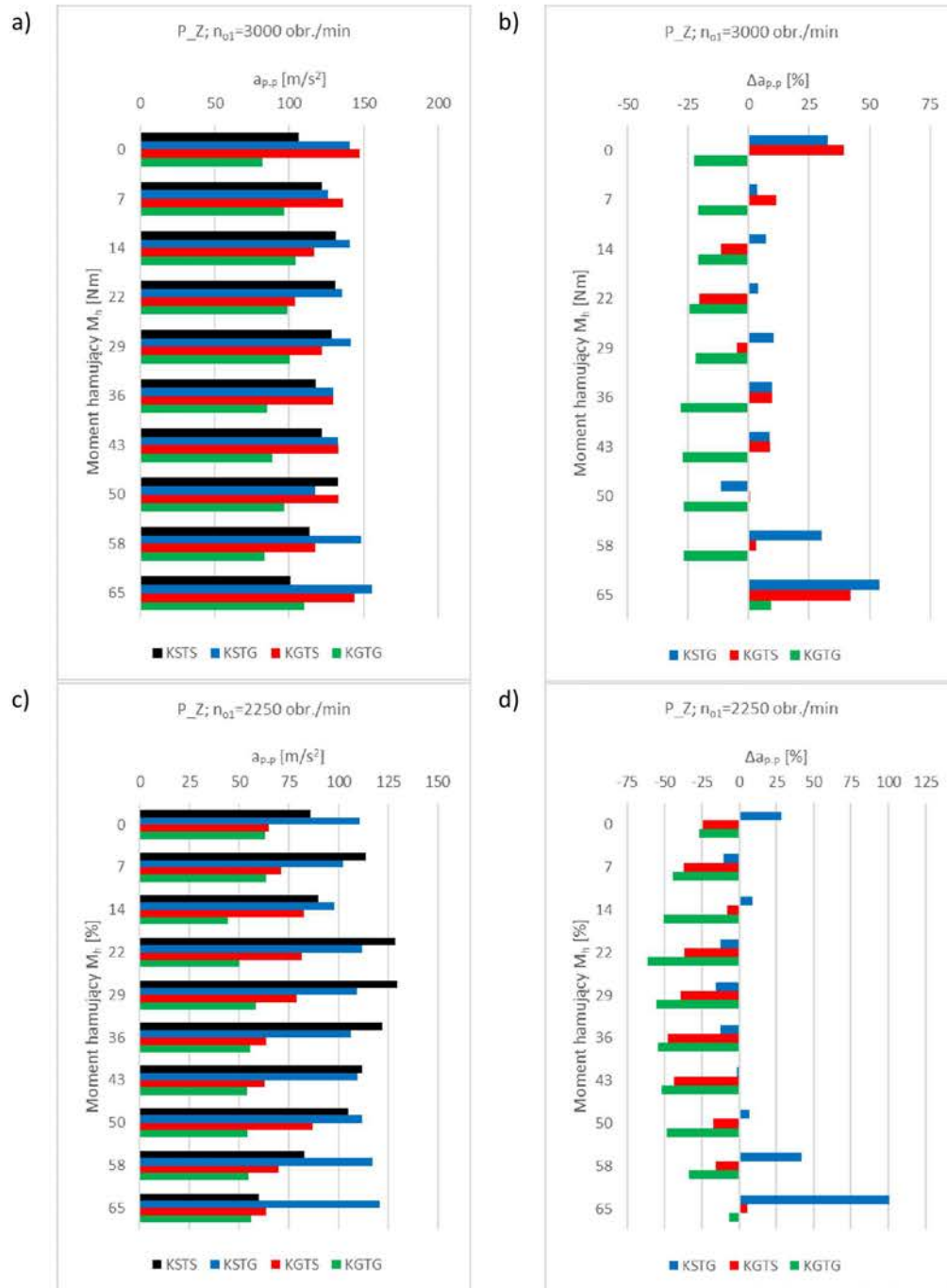
Rys. 9.15. Wartości międzyszczytowe a_{p-p} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego TKK, kierunku pomiarowego X, $n_{o1} = 3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{o1} = 2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



Rys. 9.16. Wartości międzyszczytowe a_{p-p} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego TKP, kierunku pomiarowego X, $n_{01}=3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{01}=2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



Rys. 9.17. Wartości międzyszczytowe a_{p-p} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego K_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{01}=3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{01}=2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]



Rys. 9.18. Wartości międzyszczytowe a_{p-p} (a, c) i względne procentowe zmiany wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (b, d) w przypadku: punktu pomiarowego P_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{01}=3000$ obr./min (a, b) oraz $n_{01}=2250$ obr./min (c, d) [opracowanie własne]

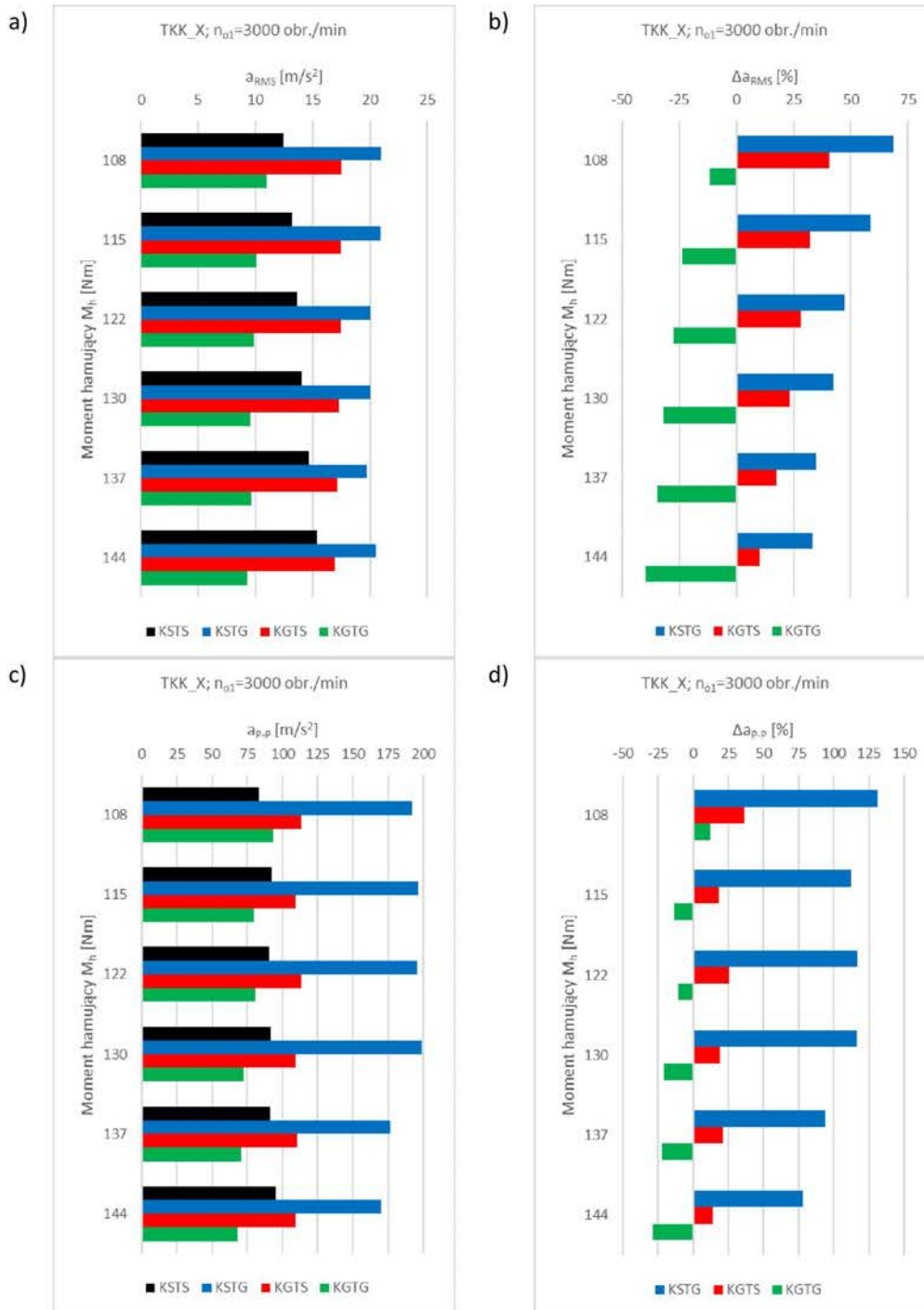
Na podstawie wyników przedstawionych na rysunkach 9.15-9.18 można stwierdzić, iż:

1. Zastosowanie konfiguracji przekładni KSTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS w wielu analizowanych przypadkach wartości momentu hamującego M_h , skutkowało wzrostem wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} wynoszącym do 100% (rys. 9.18 d - $M_h=65$ Nm). Konfiguracja elementów przekładni KSTG, na podstawie wyników przedstawionych w rozdziale 8 wydawała się być bardzo obiecująca, ze względu na potencjalną redukcję drgań, jednak sprawdzono na podstawie wyników przedstawionych w niniejszym rozdziale zarejestrowanych już podczas pracy przekładni, że nie umożliwia ona takiej redukcji drgań i w tak wielu punktach oraz kierunkach pomiarowych, a także wartościach momentu hamującego, jak konfiguracja KGTG (rys. 9.11-9.18). Autor niniejszej pracy przyczyn tego zjawiska upatruje w tym, że ze względu na charakter badań przedstawionych w rozdziale 8 i możliwości fizyczne, prowadzono je podczas braku obciążenia koła zębatego, a także łożyskowania, oraz braku uwzględnienia np. efektu powodowanego przez odchyłki równoległości osi i odkształcenia sprężyste wałów, które podczas rzeczywistej pracy przekładni mogą być lepiej kompensowane przez zaproponowane koło dzielone niż koło niedzielone (klasyczne).
2. Zastosowanie konfiguracji przekładni KGTS w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS w wielu analizowanych przypadkach wartości momentu hamującego M_h , skutkowało redukcją wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} wynoszącą do 55% (rys. 9.16 d - $M_h=29$ Nm).
3. Zastosowanie konfiguracji KGTG spowodowało, że w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, przy obciążeniu momentem 65 Nm i prędkości 3000 obr./min w trzech z czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych nastąpił wzrost wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} , ale w przypadku tego samego obciążenia i prędkości 2250 obr./min we wszystkich analizowanych punktach i kierunkach pomiarowych nastąpiła redukcja wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} . Jednocześnie w zakresie momentu hamującego od 14 Nm do 58 Nm zastosowanie

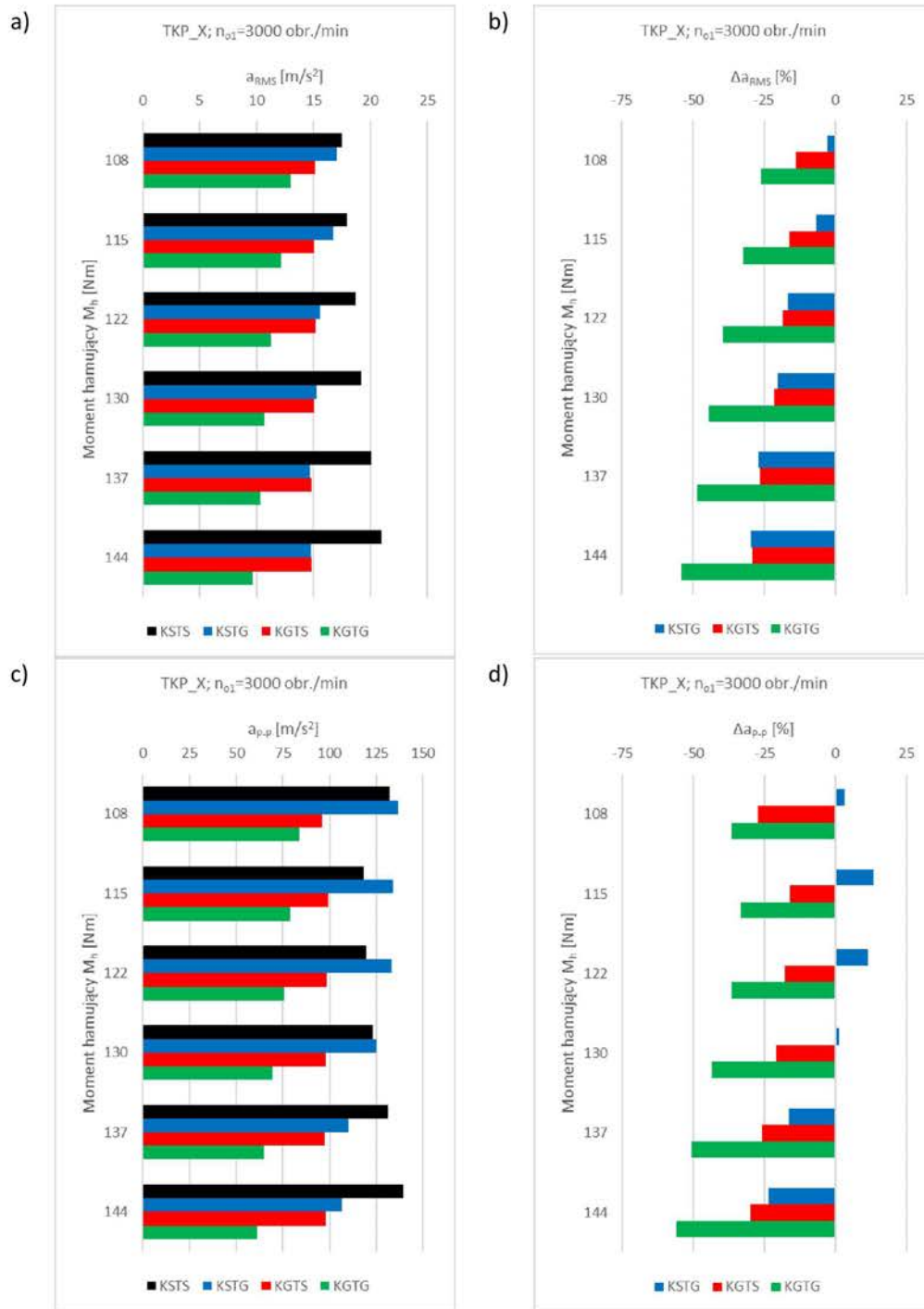
konfiguracji przekładni KG TG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, w przypadku:

- a. wszystkich analizowanych siedmiu wartości momentu hamującego M_h ,
- b. wszystkich czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych,
- c. dwóch analizowanych prędkości obrotowych wału zębnika,

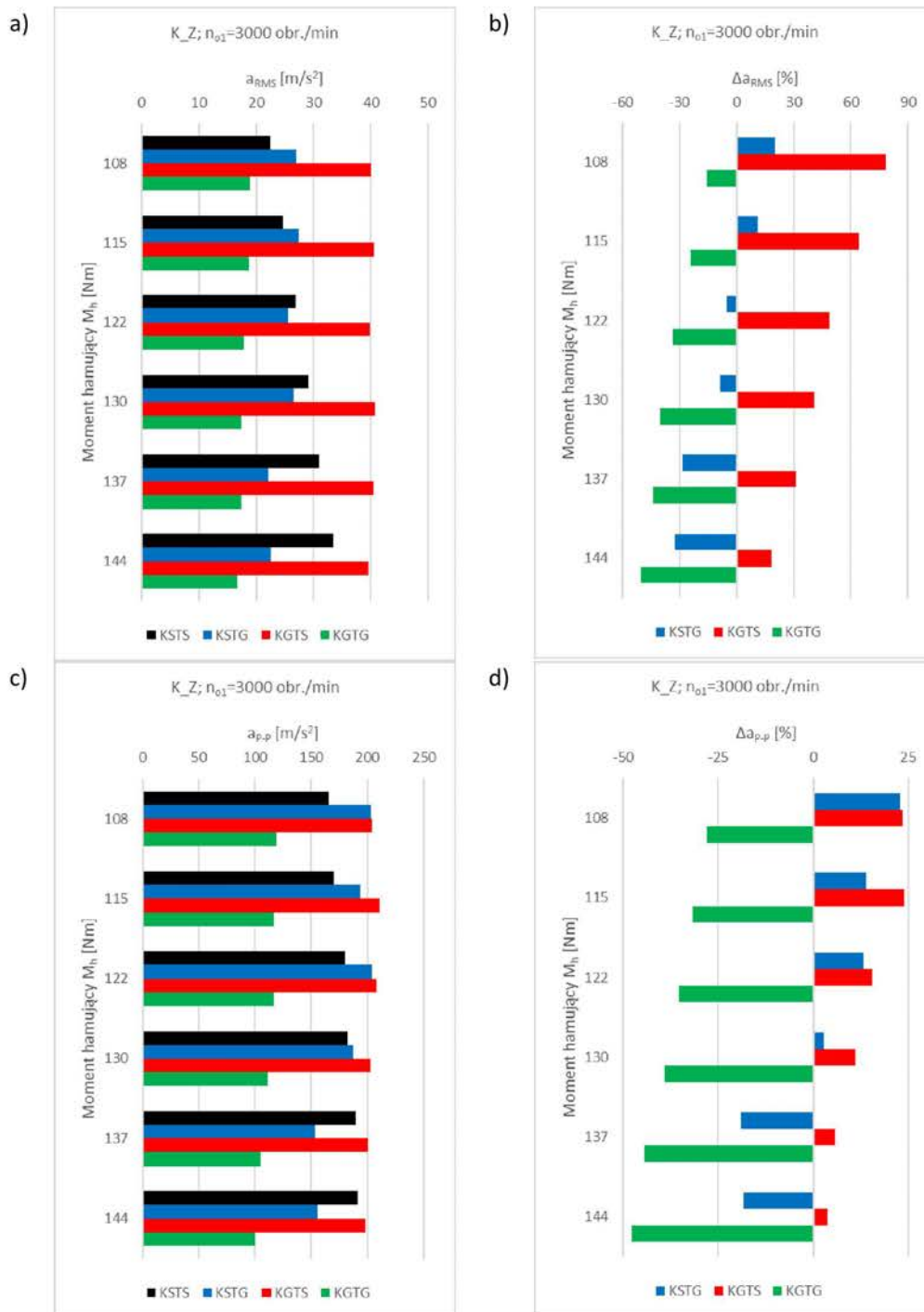
skutkowało zmniejszeniem wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} o maksymalnie 71% (rys. 9.16 d - $M_h=14$ Nm).



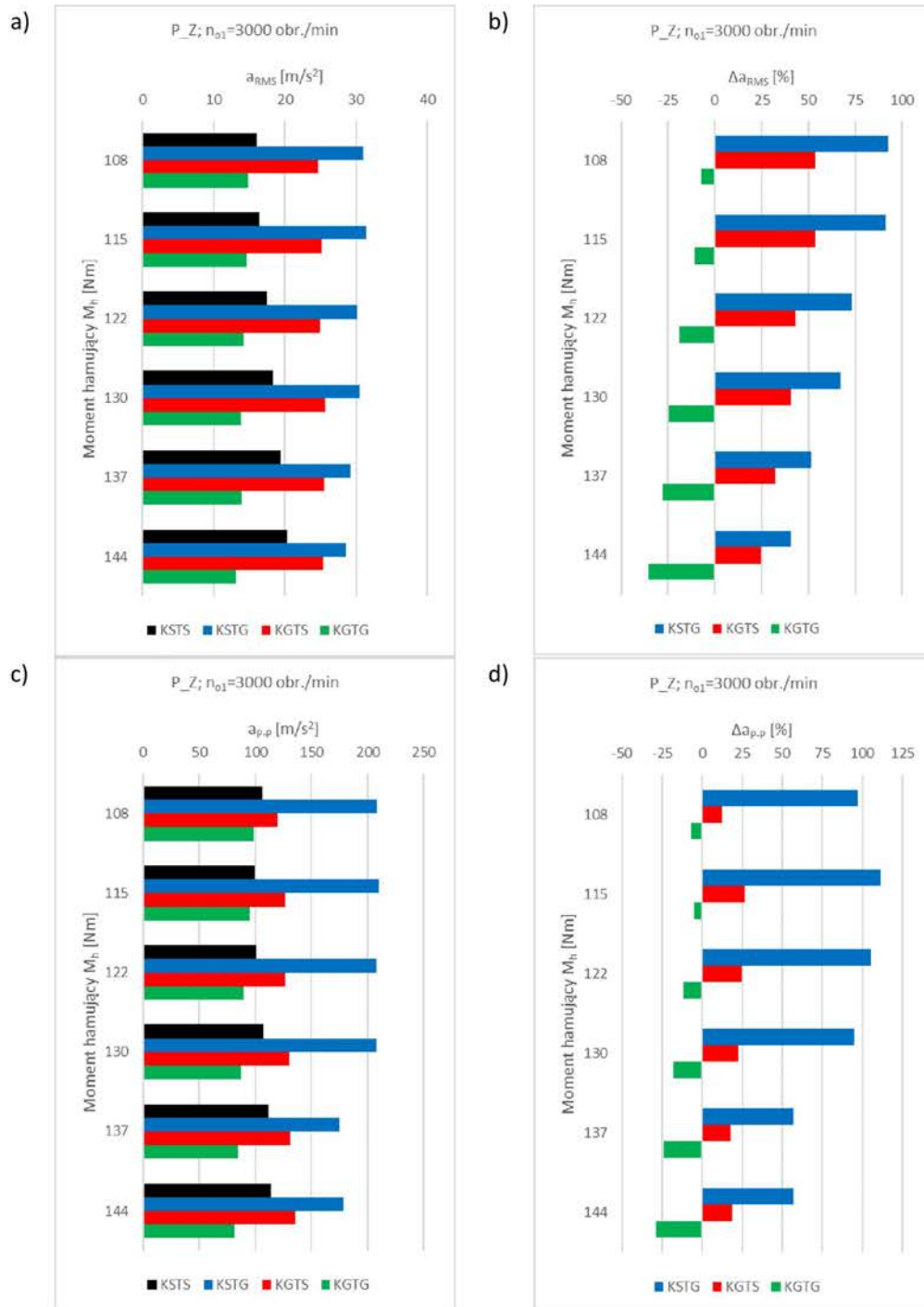
Rys. 9.19. Wartości skuteczne a_{RMS} (a) i wartości międzyszczytowe a_{p-p} (c) zarejestrowanych sygnałów przyspieszeń drgań oraz względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b) i wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (d) w przypadku: punktu pomiarowego TKK, kierunku pomiarowego X, $n_{o1}=3000$ obr./min [opracowanie własne]



Rys. 9.20. Wartości skuteczne a_{RMS} (a) i wartości międzyszczytowe a_{p-p} (c) zarejestrowanych sygnałów przyspieszeń drgań oraz względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b) i wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (d) w przypadku: punktu pomiarowego TKP, kierunku pomiarowego X, $n_{01}=3000$ obr./min [opracowanie własne]



Rys. 9.21. Wartości skuteczne a_{RMS} (a) i wartości międzyszczytowe a_{p-p} (c) zarejestrowanych sygnałów przyspieszeń drgań oraz względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b) i wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (d) w przypadku: punktu pomiarowego K_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{o1}=3000$ obr./min [opracowanie własne]



Rys. 9.22. Wartości skuteczne a_{RMS} (a) i wartości międzyszczytowe a_{p-p} (c) zarejestrowanych sygnałów przyspieszeń drgań oraz względne procentowe zmiany wartości skutecznych Δa_{RMS} (b) i wartości międzyszczytowych Δa_{p-p} (d) w przypadku: punktu pomiarowego P_Z, kierunku pomiarowego Z, $n_{o1}=3000$ obr./min [opracowanie własne]

Na podstawie wyników przedstawionych na rysunkach 9.19-9.22 można stwierdzić, iż zastosowanie konfiguracji przekładni KGTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS w zakresie wysokich wartości momentu hamującego od 115 Nm do 144 Nm oraz:

- a. wszystkich pięciu analizowanych wartości momentu hamującego M_h ,
- b. wszystkich czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych,

skutkowało zmniejszeniem wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} o maksymalnie 54% (rys. 9.20 b - $M_h=144$ Nm), a wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań a_{p-p} o maksymalnie 56% (rys. 9.20 d - $M_h=144$ Nm). Inne konfiguracje nie wykazywały redukcji ww. wartości przyspieszeń drgań w wszystkich przywołanych zakresach.

10. Wnioski i kierunki dalszych badań

1. Zastosowanie wahliwego osadzenia napędzanego koła zębatego na osi stałej (MW – rys. 4.10) w stosunku do klasycznego osadzenia napędzanego koła zębatego na osi (MS) przy danej analizowanej, spośród 24, pozycji łożyska (tj. danych wartościach odchyłek Δx i Δy) skutkowało tym, że wartość skuteczna siedmiu sygnałów drganiowych zarejestrowanych:

- w wybranych punktach pomiarowych przekładni,
- w wybranych kierunkach pomiarowych,
- podczas pracy przekładni z różnymi prędkościami obrotowymi,

w wielu analizowanych sytuacjach nie była mniejsza, a ponadto w znaczącej liczbie wyników wartości skuteczne były większe w przypadku mocowania koła napędzanego wahliwie (MW). Różnice te sięgały nawet kilkuset procent w stosunku do mocowania klasycznego (MS), co jest zjawiskiem znacząco niekorzystnym. Natomiast przypadku składowych sygnału będących bezpośrednio związanych z pracą zazębienia tj. zmian sum amplitud sześciu pierwszych harmonicznycy częstotliwości zazębienia $\Sigma amp. 1 \div 6 \cdot f_z$ zastosowanie mocowania wahliwego napędzanego koła zębatego (MW) w znacznej większości analizowanych dwudziestu czterech położeniach łożyska osi stałej i przedstawionych powyżej sygnałów rejestrowanych w różnych punktach oraz kierunkach pomiarowych również nie skutkowało wyraźną redukcją wartości przyjętej miary $\Sigma amp. 1 \div 6 \cdot f_z$. Z powyższych powodów stwierdzono, że należy poszukiwać innego rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego zredukowanie drgań na drodze strefa zazębienia - korpus przekładni i dlatego opracowano rozwiązanie będące przedmiotem zgłoszenia patentowego P.435585 (rozdział 5).

2. Na podstawie analizy wyników badań kół zębatach i wałów, przeprowadzonych na stanowisku wyposażonym we wzbudnik drgań stwierdzono, że w przypadku zastosowania dzielonego koła zębatego w stosunku do koła niedzielonego osiągnięto:

- a. zmniejszenie maksymalnej wartości modułu widmowej funkcji przejścia w obszarach oddziaływania wału na oba łożyska. Uzyskane redukcje wynosiły 18% i 14% w przypadku istotnego kierunku związanego z składową obwodową siły międzyzębnej, która ma dominującą wartość spośród wszystkich składowych siły międzyzębnej;
 - b. zmniejszenie o 30% maksymalnej wartości modułu widmowej funkcji przejścia pomiędzy punktem wymuszeń drgań zlokalizowanym na wierzchołku zęba koła a punktem nr 4 znajdującym się na piaście koła zębatego i szczególnie istotnym kierunkiem związanym z składową obwodową siły międzyzębnej (rys. 6.7).
3. Na podstawie analizy wyników badań dotyczących wyznaczenia widmowych funkcji przejścia na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni stwierdzono, że w przypadku punktów umieszczonych na korpusie i pokrywie korpusu przekładni wyposażonej w zaproponowane modyfikacje odnotowano redukcję maksymalnej wartości widmowej funkcji przejścia wynoszącą blisko 50%, w szczególności w zakresie częstotliwości do 1500 Hz.
 4. Na podstawie analizy wyników badań dotyczących przekładni pracującej ze zmieniającą się w czasie prędkością obrotową zębniaka stwierdzono, że w przypadku zastosowania zaproponowanych modyfikacji (oznaczonych w pracy jako KGTG rys. 7.10) w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej (KSTS) zakresy prędkości obrotowej, w których uzyskano redukcję drgań pracującej przekładni były najszersze z wszystkich badanych konfiguracji elementów tłumiących zastosowanych w badanej przekładni. W przypadku jednoczesnego zastosowania obu zaproponowanych modyfikacji KGTG uzyskano znaczącą redukcję drgań wynoszącą maksymalnie 55% ($w_{STFT}(n) = -55\%$ dla prędkości wału zębniaka 2300 obr./min).
 5. W zakresie momentu hamującego od 14 Nm do 50 Nm oraz od 115 Nm do 144 Nm zastosowanie konfiguracji przekładni KGTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, w przypadku:
 - wszystkich analizowanych jedenastu wartości momentu hamującego M_n ,
i prędkości obrotowej wału zębniaka 3000 obr./min,

- wszystkich analizowanych sześciu wartości momentu hamującego M_h , i dwóch analizowanych prędkości obrotowych wału zębniaka 2250 obr./min oraz 3000 obr./min),
- wszystkich czterech istotnych punktów oraz związanych z nimi ważnych kierunków pomiarowych,

skutkowało zmniejszeniem:

- a. wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} o maksymalnie 59% (rys. 9.12 d - $M_h=22$ Nm),
- b. wartości międzyszczytowych przyspieszeń drgań Δa_{p-p} o maksymalnie 71% (rys. 9.16 d - $M_h=14$ Nm).

6. W zakresie momentu hamującego od 7 Nm do 50 Nm oraz od 115 Nm do 144 Nm zastosowanie konfiguracji przekładni KGTG w stosunku do typowej walcowej przekładni zębatej KSTS, w przypadku:

- wszystkich analizowanych trzynastu wartości momentu hamującego M_h , i prędkości obrotowej wału zębniaka 3000 obr./min,
- wszystkich analizowanych siedmiu wartości momentu hamującego M_h , i dwóch analizowanych prędkości obrotowych wału zębniaka 2250 obr./min oraz 3000 obr./min),
- punktu zlokalizowanego na zasadniczej części korpusu przekładni K_Z i ważnego kierunku pomiarowego Z,

skutkowało zmniejszeniem:

- a. wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} o maksymalnie 50% (rys. 9.21 b - $M_h=144$ Nm),
- b. wartości międzyszczytowych przyspieszeń drgań Δa_{p-p} o maksymalnie 55% (rys. 9.17 d - $M_h=22$ Nm).

Wnioski przedstawione w tym i powyższym punkcie dowodzą prawdziwości przyjętej tezy pracy.

Bardziej szczegółowe wnioski sformułowano pod koniec rozdziałów 4, 6, 8, 9.

Kierunków dalszych prac upatruje się w szczególności w:

1. Badaniach niniejszego rozwiązania przy innych stosunkach grubości warstwy tłumiącej drgania w łożyskowaniu w stosunku do grubości warstwy tłumiącej w kole.
2. Analizach wpływu wybranych właściwości mechanicznych materiału zastosowanego jako wypełnienie elementu łączącego koło zębate dzielone na częstotliwości charakterystyczne oraz aktywność drganiową przekładni zębatej, a także oceny wpływu zastosowania innych materiałów niż guma na drgania pracującej przekładni.
3. Analizach wpływu zaproponowanej konstrukcji koła dzielonego na aktywność drganiową przekładni zębatej w przypadku pracy przekładni z jeszcze większymi obciążeniami $Q > 2$ MPa.
4. Próbie opracowania metody doboru właściwości mechanicznych materiału zastosowanego jako wypełnienie elementu łączącego dzielone koło zębate uwzględniającego zadane warunki pracy przekładni.

Bibliografia

- [1] Fotografia zestawu kołowego pojazdu szynowego, <http://amepo.cz/pl/article/szynowe-zestawy-kolowe> (dostęp 15.02.2023).
- [2] Fotografia pojazdu szynowego, <http://fablok.com.pl/index.php?l=pl&c=3&id=164> (dostęp 15.02.2023).
- [3] Wizualizacja konstrukcji przekładni redukcyjnej silnika turbośmigłowego, <https://www.behance.net/gallery/1643476/T56-Engine-Virtual-Training> (dostęp 15.02.2023).
- [4] Fotografia statku powietrznego Lockheed C-130 Hercules, https://pl.m.wikipedia.org/wiki/Plik:Lockheed_C-130_Hercules.jpg (dostęp 15.02.2023).
- [5] Fotografia fregaty ORP Kościuszko, <https://wiadomosci.dziennik.pl/wydarzenia/zdjecia/galeria/525037,1,polska-fregata-orp-kosciuszko-wyruszyła-z-misja-nato-na-morze-srodlodniowe.html> (dostęp 16.02.2023).
- [6] Marine and Industrial Engines and Services Division, General Electric Company, eds., Technical, Manual and Organizational Level Maintenance — LM-2500 propulsion gas turbine module of propulsion system of Oliver Hazard Perry class frigate FFG-9, Cincinnati, Ohio, 2003.
- [7] Fotografia napędu rozrządu silnika Ferrari-Dino F140, https://www.reddit.com/r/EnginePorn/comments/3w6elc/ferrari_enzo_cam_gears (dostęp 16.02.2023).
- [8] Fotografia przekładni dwustopniowej walcowej zastosowanej w samochodzie Tesla Model 3, <https://rxmechanic.com/do-teslas-have-transmissions/> (dostęp 16.02.2023).
- [9] S.W. Bryła, Mosty ruchome, Podręcznik inżynierski w zakresie inżynierii lądowej i wodnej, Łwów, Warszawa, 1928.
- [10] Fotografia obiektów mostowych, <https://www.nuttallgear.com/newsroom/2019/02/ap-heavy-duty-gearboxes-for-double-leaf-bascule-bridge> (dostęp 18.02.2023).
- [11] Ilustracje przekładni zębatych stosowanych w zaporach wodnych, <https://www.eisenbeiss.com/industries/energy-technology/hydropower> (dostęp 18.02.2023).
- [12] Fotografia zapory wodnej Khlong The Dan, <https://www.hydrotech-group.com/blog/the-10-most-beautiful-water-dams-from-around-the-world> (dostęp 18.02.2023).
- [13] Fotografia układu napędowego turbiny wiatrowej, <https://www.ncode.com/about/case-studies/hansen-transmissions> (dostęp 18.02.2023).
- [14] Ilustracja wielostopniowej przekładni zastosowanej w układzie napędowym turbiny wiatrowej, <https://globecore.com/wind-turbine-service/wind-turbine-gearbox-maintenance/> (dostęp 18.02.2023).
- [15] A.N. Wiczorek, Ł. Konieczny, R. Burdzik, G. Wojnar, K. Filipowicz, M. Kuczaj, A Complex Vibration Analysis of a Drive System Equipped with an Innovative Prototype of a Flexible Torsion Clutch as an Element of Pre-Implementation Testing, *Sensors*. 22 (2022) 2183. <https://doi.org/10.3390/s22062183>.
- [16] G. Wojnar, Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, 2004.
- [17] G. Wojnar, Selekcja przestrzenna sygnału drganiowego zorientowana na diagnozowanie przekładni zębatych, *Diagnostyka*. 36 (2005) 95–98.
- [18] B. Łazarz, G. Wojnar, T. Figlus, Comparison of the Efficiency of Selected Vibration Measures Used in the Diagnosis of Complex Cases of Tooth Gear Damage, *Diagnostyka*. 44 (2007) 11–18.
- [19] B. Łazarz, G. Wojnar, P. Czech, Early fault detection of toothed gear in exploitation conditions, *Maintenance and Reliability*. (2011).

- [20] A. Wilk, B. Łazarz, H. Madej, G. Wojnar, Analiza zmian wibroakustycznych symptomów diagnostycznych w procesach zużyciowych kół zębatych, *Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN.* (2003).
- [21] G. Wojnar, R. Burdzik, A.N. Wieczorek, Ł. Konieczny, Multidimensional Data Interpretation of Vibration Signals Registered in Different Locations for System Condition Monitoring of a Three-Stage Gear Transmission Operating under Difficult Conditions, *Sensors.* 21 (2021) 7808. <https://doi.org/10.3390/s21237808>.
- [22] B. Łazarz, H. Madej, P. Czech, Taking Advantage of Empirical Mode Decomposition in Diagnosing Gear Faults, *Diagnostyka.* 49 (2009) 67–72.
- [23] B. Łazarz, G. Wojnar, T. Figlus, Comparison of the Efficiency of Selected Vibration Measures Used in the Diagnosis of Complex Cases of Tooth Gear Damage, *Diagnostyka.* 44 (2007) 11–18.
- [24] G. Wojnar, Dynamics and vibration diagnostics of elements of drive systems used in transport, Habilitation thesis, Technical University of Košice, 2012.
- [25] P. Lipinski, E. Brzychczy, R. Zimroz, Decision Tree-Based Classification for Planetary Gearboxes' Condition Monitoring with the Use of Vibration Data in Multidimensional Symptom Space, *Sensors.* 20 (2020) 5979. <https://doi.org/10.3390/s20215979>.
- [26] S. Schmidt, R. Zimroz, F. Chaari, P.S. Heyns, M. Haddar, A Simple Condition Monitoring Method for Gearboxes Operating in Impulsive Environments, *Sensors.* 20 (2020) 2115. <https://doi.org/10.3390/s20072115>.
- [27] P. Krot, V. Korennoi, R. Zimroz, Vibration-Based Diagnostics of Radial Clearances and Bolts Loosening in the Bearing Supports of the Heavy-Duty Gearboxes, *Sensors.* 20 (2020) 7284. <https://doi.org/10.3390/s20247284>.
- [28] T. Barszcz, Standard Vibration Analysis Methods, in: 2019: pp. 33–86. https://doi.org/10.1007/978-3-030-05971-2_2.
- [29] T. Barszcz, R. Gawarkiewicz, A. Jabłoński, M. Sękal, M. Wasilczuk, Knocking Sounds in the Wind Turbine Gearbox During Slowing Down—Case Study, in: 2018: pp. 235–244. https://doi.org/10.1007/978-3-319-61927-9_22.
- [30] M. Buzzoni, E. Mucchi, G. D'Elia, G. Dalpiaz, Diagnosis of Localized Faults in Multistage Gearboxes: A Vibrational Approach by Means of Automatic EMD-Based Algorithm, *Shock and Vibration.* 2017 (2017) 1–22. <https://doi.org/10.1155/2017/8345704>.
- [31] A. Grządziela, Dynamics of minehunters shafts lines, *Diagnostyka.* 1 (2008) 25–30.
- [32] A. Grządziela, M. Kulczyk, Analiza porównawcza Charakterystyk drganiowych Zewnętrznych linii wałów Okrętu projektu 767, *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej.* 3 (2012) 15–24.
- [33] A. Grządziela, Propulsion Systems of Motor-Sail Yachts — Problems of Diagnosing, *Scientific Journal of Polish Naval Academy.* 207 (2016) 33–44. <https://doi.org/10.5604/0860889x.1229753>.
- [34] M. Kluczyk, A. Grządziela, Vibration Diagnostics of the Naval Propulsion Systems, *Scientific Journal of Polish Naval Academy.* 208 (2017) 15–29. <https://doi.org/10.5604/0860889x.1237619>.
- [35] A. Grządziela, J. Musiał, Ł. Muślewski, M. Pająk, A Method for Identification of Non-Coaxiality in Engine Shaft Lines of a Selected Type of Naval Ships, *Polish Maritime Research.* 22 (2015) 65–71. <https://doi.org/10.1515/pomr-2015-0009>.
- [36] A. Grządziela, T. Batur, Dynamics of shaft lines of the landing ships, *Journal of Marine Engineering and Technology.* 16 (2018) 238–247. <https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1419705>.
- [37] G. Wojnar, Badania aktywności drganiowej autobusu firmy Autosan. Praca naukowo-badawcza NB/121/RT2/2016 wykonana na zlecenie AUTOSAN sp. z o.o. ul. Lipińskiego 109, 38-500 Sanok - praca niepublikowana, 2016.

- [38] A. Kumar, H. Jaiswal, F. Ahmad, P.P. Patil, Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing with Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA, *Procedia Eng.* 97 (2014) 1107–1115. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.389>.
- [39] A. Kumar, H. Jaiswal, R. Jain, P.P. Patil, Free Vibration and Material Mechanical Properties Influence Based Frequency and Mode Shape Analysis of Transmission Gearbox Casing, *Procedia Eng.* 97 (2014) 1097–1106. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.388>.
- [40] Z. Korka, N. Gillich, Modal Analysis of Helical Gear Pairs with Various Ratios and Helix Angles, *Romanian Journal of Acoustics and Vibration.* 14 (2017) 91–96.
- [41] P.G. CATERA, F. Gagliardi, D. Mundo, L. De Napoli, A. Matveeva, L. Farkas, Multi-scale modeling of triaxial braided composites for FE-based modal analysis of hybrid metal-composite gears, *Compos Struct.* 182 (2017) 116–123. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2017.09.017>.
- [42] M. Yaoguo, X. Zhang, Z. Fang, X. Yin, Y. Xu, A new analysis technology of the vibration characteristic of the gearbox case of herringbone gear reducer, *Applied Acoustics.* 205 (2023) 109289. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109289>.
- [43] H. Madej, Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych, Politechnika Śląska. Wydział Transportu, Katowice, 2003.
- [44] B. Łazarz, Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Katowice - Radom, 2001.
- [45] B. Łazarz, G. Wojnar, Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą, XVII Ogólnopolska Konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE, Węgierska Górka. (2000) 101–108.
- [46] M. Kuczaj, A.N. Wiecek, Ł. Konieczny, R. Burdzik, G. Wojnar, K. Filipowicz, G. Głuszek, Research on Vibroactivity of Toothed Gears with Highly Flexible Metal Clutch under Variable Load Conditions, *Sensors.* 23 (2022) 287. <https://doi.org/10.3390/s23010287>.
- [47] H. Oehlmann, D. Brie, M. Tomczak, A. Richard, A method for analysing gearbox faults using time–frequency representations, *Mech Syst Signal Process.* 11 (1997) 529–545. <https://doi.org/10.1006/mssp.1996.0093>.
- [48] C. Cempel, Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa, 1982.
- [49] L. Müller, Przekładnie zębate. Badania, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1984.
- [50] L. Müller, Przekładnie zębate. Projektowanie, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1996.
- [51] G. Wojnar, Minimization of dynamic forces in gear meshing by selection of the flexible couplings parameters, *Journal of KONES.* 17 (2010) 497–504.
- [52] L. Müller, Przekładnie zębate - dynamika, WNT, Warszawa, 1986.
- [53] A. Wilk, H. Madej, B. Łazarz, Wibroaktywność przekładni zębatych, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji - PIB, Katowice-Radom, 2009.
- [54] G. Wojnar, Analiza wpływu pęknięcia podstawy zęba obciążonego dużą siłą dynamiczną, *Diagnostyka.* (2006) 135–139.
- [55] C. Xie, X. Shu, A new mesh stiffness model for modified spur gears with coupling tooth and body flexibility effects, *Appl Math Model.* 91 (2021) 1194–1210. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2020.11.003>.
- [56] H. Zhang, J. Pan, M. Rao, Z. Li, X. Liang, A Detailed investigation of gear body-induced tooth deflections and development of an improved analytical solution, *Applied Sciences (Switzerland).* 10 (2020). <https://doi.org/10.3390/app10072292>.
- [57] B. Łazarz, G. Wojnar, G. Peruń, Wpływ sztywności łożysk tocznych na wibroaktywność przekładni zębatych, *Diagnostyka.* (2008) 135–142.
- [58] M. Kochańczyk, Metoda wyrównania rozkładu obciążenia kół zębatych za pomocą mimośrodowego osadzenia łożysk, Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, 2001.

- [59] A. Wilk, M. Kochańczyk, Wyrównanie rozkładu obciążenia koła zębatego za pomocą mimośrodowego łożyskowania wału-dobór cech geometrycznych, *Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe*. 15 (2002).
- [60] M. Juzek, Analysis of the impact of the gear's internal structure on the gears contact pattern, *Transport Problems 2022. XIV International Scientific Conference, XI International Symposium of Young Researchers. Proceedings*. (2022).
- [61] M. Juzek, Analysis of the impact of non-parallelism of shafts' axes on the contact area of cooperating teeth and gearbox's components vibrations, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 104 (2019) 37–45. <https://doi.org/10.20858/sjstst.2019.104.4>.
- [62] G. Wojnar, M. Juzek, The Impact of Non-Parallelism of Toothed Gear Shafts Axes and Method of Gear Fixing on Gearbox Components Vibrations, *Acta Mechanica et Automatica*. 12 (2018) 165–171. <https://doi.org/10.2478/ama-2018-0026>.
- [63] L. Shuting, Effects of misalignment error, tooth modifications and transmitted torque on tooth engagements of a pair of spur gears, *Mech Mach Theory*. 83 (2015) 125–136. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.09.011>.
- [64] T. Jabbour, G. Asmar, Tooth stress calculation of metal spur and helical gears, *Mech Mach Theory*. 92 (2015) 375–390. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.06.003>.
- [65] W. Yu, C.K. Mechefske, Analytical modeling of spur gear corner contact effects, *Mech Mach Theory*. 96 (2016) 146–164. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.10.001>.
- [66] B. Łazarz, G. Wojnar, Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej, *Zesz. Nauk. PŚl., Transp.* 43 (2001) 143–152.
- [67] P. Folega, G. Wojnar, P. Czech, Wpływ modyfikacji uźebrowania korpusu przekładni zębatej na postaci i częstotliwości drgań, *Zeszyty Naukowe. Transport - Politechnika Śląska*. 82 (2014) 81–86.
- [68] Z. Cheng, K. Huang, Y. Xiong, G. Han, An improved model for dynamic characteristics analysis of high-contact-ratio spur gears considering localised tooth spall defect, *Eng Fail Anal*. 140 (2022) 106600. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106600>.
- [69] M. Franulovic, K. Markovic, Z. Vrcan, M. Soban, Experimental and analytical investigation of the influence of pitch deviations on the loading capacity of HCR spur gears, *Mech Mach Theory*. 117 (2017) 96–113. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.07.006>.
- [70] A.W. Hussein, M.Q. Abdullah, High-contact ratio spur gears with conformal contact and reduced sliding, *Results in Engineering*. 14 (2022) 100412. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100412>.
- [71] J. Pacana, J. Pisula, The numerical methods for determining of the gear contact pattern on the example of the spiral bevel gear, *Mechanik*. (2015) 144/25. <https://doi.org/10.17814/mechanik.2015.2.47>.
- [72] J. Pisula, The geometric accuracy analysis of polymer spiral bevel gears carried out in a measurement system based on the Industry 4.0 structure, *Polimery*. 64 (2019) 353–360. <https://doi.org/10.14314/polimery.2019.5.6>.
- [73] M. Batsch, Analiza geometrii obszaru styku walcowej przekładni wklęsło-wypukłej Nowikowa, *Rozprawa doktorska, Politechnika Rzeszowska*, 2015.
- [74] J. Pacana, D. Siwiec, A. Pacana, Numerical Analysis of the Kinematic Accuracy of the Hermetic Harmonic Drive in Space Vehicles, *Applied Sciences*. 13 (2023) 1694. <https://doi.org/10.3390/app13031694>.
- [75] S. Medvecká-Beňová, P. Frankovský, R. Grega, Influence Gearing Parameters on the Tooth Deformation of Spur Gears, *Applied Mechanics and Materials*. 816 (2015) 27–30. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.816.27>.
- [76] M. Sobolak, G. Budzik, Simulation of Two-dimensional Tool Geometry Mapping in Gear Machining in Cad Environment, in: *International Scientific Conference "Progressive Technologies and Materials PRO-TECH-MA '07, Bezmiechowa, 2007: pp. 193–197*.

- [77] B. Kozik, Computer Simulated Generation of Teeth in the BBW Tothing Wheels, in: International Scientific Conference "Progressive Technologies and Materials PRO-TECH-MA '07, Bezmiechowa, 2007: pp. 64–67.
- [78] M. Åkerblom, Gear geometry for reduced and robust transmission error and gearbox noise, 2008.
- [79] Ł. Jedliński, A new design of gearboxes with reduced vibration and noise levels, *Diagnostyka*. 17 (2016) 93–98.
- [80] M. Sobolak, B. Kozik, Bezluzowa przekładnia obiegowa, Zgłoszenie patentowe P.406816, 2014.
- [81] M. Sobolak, B. Kozik, Przekładnia obiegowa z samoczynnym kasowaniem luzu międzyzębego, Zgłoszenie patentowe nr P.410211, 2014.
- [82] M. Sobolak, B. Kozik, Przekładnia dwudrożna z kasowaniem luzu międzyzębego, Zgłoszenie patentowe nr P.411093, 2015.
- [83] M. Sobolak, B. Kozik, Bezluzowa przekładnia zębata, Zgłoszenie patentowe nr P.408196, 2014.
- [84] S.A. Hambric, M.R. Shepherd, R.L. Campbell, A.D. Hanford, Simulations and Measurements of the Vibroacoustic Effects of Replacing Rolling Element Bearings With Journal Bearings in a Simple Gearbox, *J Vib Acoust*. 135 (2013). <https://doi.org/10.1115/1.4024087>.
- [85] J. Yang, R. Zhu, H.P. Lee, M. Li, X. Yin, Experimental and numerical dynamic analysis of marine herringbone planetary gearbox supported by journal bearings, *J Sound Vib*. 545 (2023) 117426. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.117426>.
- [86] P. Folega, H. Madej, A. Wilk, Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na jej wibroaktywność, *Przegląd Mechaniczny*. 68 (2009) 33–37.
- [87] A. Wilk, H. Madej, T. Figlus, Analiza możliwości obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej, *Eksploatacja i Niezawodność*. 2 (2011) 42–49.
- [88] T. Figlus, A. Wilk, H. Madej, A study of the influence of ribs shape on the gear transmission housing vibroactivity, *Transport Problems*. 5 (2010) 63–69.
- [89] S. Noga, T. Markowski, Vibration Analysis of a Low-Power Reduction Gear, *Strength of Materials*. 48 (2016) 507–514. <https://doi.org/10.1007/s11223-016-9792-x>.
- [90] X. Jin, B. Zhang, H. Suo, C. Lin, J. Ji, X. Xie, Design and Mechanical Analysis of a Cam-Linked Planetary Gear System Seedling Picking Mechanism, *Agriculture*. 13 (2023) 810. <https://doi.org/10.3390/agriculture13040810>.
- [91] Z. Chen, J. Ning, K. Wang, W. Zhai, An improved dynamic model of spur gear transmission considering coupling effect between gear neighboring teeth, *Nonlinear Dyn*. 106 (2021) 339–357. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06852-y>.
- [92] J. fei Shi, X. feng Gou, L. yun Zhu, Generation mechanism and evolution of five-state meshing behavior of a spur gear system considering gear-tooth time-varying contact characteristics, *Nonlinear Dyn*. 106 (2021) 2035–2060. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06891-5>.
- [93] O. Doğan, F. Karpat, O. Kopmaz, S. Ekwaro-Osire, Influences of gear design parameters on dynamic tooth loads and time-varying mesh stiffness of involute spur gears, *Sādhanā*. 45 (2020) 258. <https://doi.org/10.1007/s12046-020-01488-x>.
- [94] R. Zhou, B. Luo, W. Li, A new dynamics modeling method for a spur gear pair with tooth profile modification, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 44 (2022). <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03742-1>.
- [95] A. Fernández-Del-Rincón, M. Iglesias, A. De-Juan, A. Diez-Ibarbia, P. García, F. Viadero, Gear transmission dynamics: Effects of index and run out errors, *Applied Acoustics*. 108 (2016) 63–83. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.11.012>.
- [96] P. Velez, M. Chapron, H. Fakhfakh, J. Bruyère, S. Becquerelle, On transmission errors and profile modifications minimising dynamic tooth loads in multi-mesh gears, *J Sound Vib*. 379 (2016) 28–52. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.05.044>.

- [97] P. Folega, Wyznaczenie sztywności skřetnej przekładni falowej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: TRANSPORT*. 83 (2014) 85–90.
- [98] P. Folega, *Wspomagane komputerowo konstruowanie wybranych elementów przekładni zębatych*, Monografia, Politechnika Śląska, 2015.
- [99] L. Shuting, Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears, *Mech Mach Theory*. 42 (2007) 698–726. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.06.002>.
- [100] X.Y. Li, N.N. Wang, Y.G. Lv, Q.L. Zeng, K. Hidenori, Tooth profile modification and simulation analysis of involute spur gear, *International Journal of Simulation Modelling*. 15 (2016) 649–662. [https://doi.org/10.2507/IJSIMM15\(4\)6.358](https://doi.org/10.2507/IJSIMM15(4)6.358).
- [101] Y.R. Wu, V.T. Tran, Transmission and load analysis for a crowned helical gear pair with twist-free tooth flanks generated by an external gear honing machine, *Mech Mach Theory*. 98 (2016) 36–47. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.014>.
- [102] X. Chen, J. Wei, J. Zhang, C. Zhang, C. lu Wang, Z. Xu, H. Gao, A. Zhang, G. Yu, A novel method to reduce the fluctuation of mesh stiffness by high-order phasing gear sets: Theoretical analysis and experiment, *J Sound Vib*. 524 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116752>.
- [103] Z. Chen, Y. Shao, Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack, *Mech Mach Theory*. 62 (2013) 63–74. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.10.012>.
- [104] Y. Huangfu, Z. Zhao, H. Ma, H. Han, K. Chen, Effects of tooth modifications on the dynamic characteristics of thin-rimmed gears under surface wear, *Mech Mach Theory*. 150 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103870>.
- [105] J. Wang, J. Yang, Y. Lin, Y. He, Analytical investigation of profile shifts on the mesh stiffness and dynamic characteristics of spur gears, *Mech Mach Theory*. 167 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104529>.
- [106] C. Xie, L. Hua, X. Han, J. Lan, X. Wan, X. Xiong, Analytical formulas for gear body-induced tooth deflections of spur gears considering structure coupling effect, *Int J Mech Sci*. 148 (2018) 174–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.08.022>.
- [107] X. Chun, C. Siyu, Experimental study of the effect of assembly error on the lightly loaded transmission error of spur gear with crown modification, *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*. 39 (2020) 1039–1051. <https://doi.org/10.1177/1461348419854833>.
- [108] P. Czech, P. Folega, G. Wojnar, Evaluation of influence of cracking gear-tooth on changes its stiffness, *Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering*. 2 (2009) 17–22.
- [109] T. Rama, N. Gnanasekar, Investigation of the effect of load distribution along the face width and load sharing between the pairs in contact on the fracture parameters of the spur gear tooth with root crack, *Eng Fail Anal*. 97 (2019) 518–533. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.01.051>.
- [110] T. Eritenel, R.G. Parker, An investigation of tooth mesh nonlinearity and partial contact loss in gear pairs using a lumped-parameter model, *Mech Mach Theory*. 56 (2012) 28–51. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.05.002>.
- [111] J.I. Pedrero, M. Pleguezuelos, M. Artés, J.A. Antona, Load distribution model along the line of contact for involute external gears, *Mech Mach Theory*. 45 (2010) 780–794. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.12.009>.
- [112] L. Chang, G. Liu, L. Wu, A robust model for determining the mesh stiffness of cylindrical gears, *Mech Mach Theory*. 87 (2015) 93–114. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.11.019>.
- [113] S.Y. Ye, S.J. Tsai, A computerized method for loaded tooth contact analysis of high-contact-ratio spur gears with or without flank modification considering tip corner

- contact and shaft misalignment, *Mech Mach Theory*. 97 (2016) 190–214. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.008>.
- [114] Y. Peng, N. Zhao, P. Qiu, M. Zhang, W. Li, R. Zhou, An efficient model of load distribution for helical gears with modification and misalignment, *Mech Mach Theory*. 121 (2018) 151–168. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.10.019>.
- [115] Y. Zhang, Z. Fang, Analysis of tooth contact and load distribution of helical gears with crossed axes, *Mech Mach Theory*. (1999) 41–57.
- [116] M. Batsch, T. Markowski, S. Legutko, G.M. Krolczyk, Measurement and mathematical model of convexo-concave Novikov gear mesh, *Measurement*. 125 (2018) 516–525. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.04.095>.
- [117] A. Wieczorek, Rola smarowania w ograniczeniu hałasu towarzyszącego eksploatacji przekładni zębatych, *Mechanizacja i Automatykacja Górnictwa*. 48 (2010) 34–39.
- [118] A. Wieczorek, R. Kruk, Minimization of vibroacoustic effects as a criterion for operation of gear transmissions in accordance with sustainable development principles, *Management Systems in Production Engineering*. 6 (2016) 12–19. <https://doi.org/DOI:10.12914/MSPE-02-01-2016>.
- [119] A. Wieczorek, Wpływ warunków smarowania na wibroaktywność górniczych przekładni kątowno-walcowo-planetarnych, in: *Mechanizacja, Automatykacja i Robotyzacja w Górnictwie : Monografia.*, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny, 2018: pp. 168–176.
- [120] J.H. Xue, W. Li, C. Qin, The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication, *Tribol Int*. 79 (2014) 74–83. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.024>.
- [121] G. xiao Jian, Y. qiang Wang, P. Zhang, Y. kai Li, H. Luo, Analysis of lubrication performance for internal meshing gear pair considering vibration, *J Cent South Univ*. 28 (2021) 126–139. <https://doi.org/10.1007/s11771-021-4591-3>.
- [122] G. Blake, J. Reynolds, Case Study Involving Surface Durability and Improved Surface Finish, *Gear Technology*. (2012).
- [123] T. Opasiak, Współczynnik tłumienia wiskotycznego sprzęgieł podatnych oponowych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*. 54 (2004) 119–124.
- [124] R. Grega, J. Homišin, J. Krajňak, M. Urbanský, Analysis of the impact of flexible couplings on gearbox vibrations, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 91 (2016) 43–50. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2016.91.4>.
- [125] J. Homišin, P. Kaššay, M. Urbanský, M. Puškár, R. Grega, J. Krajňak, Electronic Constant Twist Angle Control System Suitable for Torsional Vibration Tuning of Propulsion Systems, *J Mar Sci Eng*. 8 (2020) 721. <https://doi.org/10.3390/jmse8090721>.
- [126] R. Grega, J. Krajnak, L. Žuřová, M. Kačír, P. Kaššay, M. Urbanský, Innovative Solution of Torsional Vibration Reduction by Application of Pneumatic Tuner in Shipping Piston Devices, *J Mar Sci Eng*. 11 (2023) 261. <https://doi.org/10.3390/jmse11020261>.
- [127] T. Figlus, A. Wilk, A study upon vibroactivity of the transmission housing with the addition of ribs, in: *The Fifth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies : CM 2008 and MFPT 2008, 15-18 July 2008, Edinburgh, 2008*: pp. 450–459.
- [128] A. Wilk, P. Folęga, H. Madej, T. Figlus, Influence of housing ribbing on gearbox vibroactivity, in: *Inter-Noise 2008 : The 37rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Shanghai, China, October 26-29, Shanghai, 2008*.
- [129] P. Folęga, R. Burdzik, G. Wojnar, The optimization of the ribbing of gear transmission housing used in transportation machines, *Journal of Vibroengineering*. 18 (2016) 2372–2383. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17168>.

- [130] S. Noga, T. Markowski, Analiza drgań własnych przekładni zębatej małej mocy, *Scientific Letters of Rzeszow University of Technology - Mechanics*. (2017) 517–528. <https://doi.org/10.7862/rm.2017.48>.
- [131] Ł. Kuczyński, *Wibroaktywność korpusów przekładni zębatych wykonanych z wybranych materiałów kompozytowych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, 2019.
- [132] T. Figlus, M. Kozioł, Ł. Kuczyński, The effect of selected operational factors on the vibroactivity of upper gearbox housings made of composite materials, *Sensors (Switzerland)*. 19 (2019). <https://doi.org/10.3390/s19194240>.
- [133] T. Figlus, M. Kozioł, Ł. Kuczyński, Impact of application of selected composite materials on the weight and vibroactivity of the upper gearbox housing, *Materials*. 12 (2019). <https://doi.org/10.3390/ma12162517>.
- [134] B. Kozik, *Dwudrożne przekładnie zębate wykonane metodami szybkiego prototypowania*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2019.
- [135] M. Sobczyk, M. Oleksy, G. Budzik, R. Oliwa, M. Stacel, H. Majcherczyk, Polymers in gearbox production, *Polimery*. 65 (2020) 749–756. <https://doi.org/10.14314/polimery.2020.11.1>.
- [136] T. Dziubek, M. Oleksy, Application of ATOS II optical system in the techniques of rapid prototyping of epoxy resin-based gear models, *Polimery*. 62 (2017) 44–52. <https://doi.org/10.14314/polimery.2017.044>.
- [137] T. Dziubek, Application of coordination measuring methods for assessing the performance properties of polymer gears, *Polimery*. 63 (2018) 49–52. <https://doi.org/10.14314/polimery.2018.1.8>.
- [138] J.M. Pisula, G. Budzik, Ł. Przeszłowski, An Analysis of the Surface Geometric Structure and Geometric Accuracy of Cylindrical Gear Teeth Manufactured with the Direct Metal Laser Sintering (DMLS) Method, *Strojnicki Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. (2019). <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5614>.
- [139] M. Zajdel, J. Pisula, B. Sobolewski, T. Sanocki, H. Majcherczyk, G. Budzik, M. Oleksy, Geometrical accuracy of injection-molded composite gears, *Polimery*. 67 (2022) 324–336. <https://doi.org/10.14314/polimery.2022.7.5>.
- [140] J. Pisula, G. Budzik, P. Turek, M. Cieplak, An Analysis of Polymer Gear Wear in a Spur Gear Train Made Using FDM and FFF Methods Based on Tooth Surface Topography Assessment, *Polymers (Basel)*. 13 (2021) 1649. <https://doi.org/10.3390/polym13101649>.
- [141] J. Pacana, R. Oliwa, Use of rapid prototyping technology in complex plastic structures. Part II. Impact of operating conditions on functional properties of polymer harmonic drives, *Polimery*. 64 (2019) 216–223. <https://doi.org/10.14314/polimery.2019.3.7>.
- [142] R. Ramadani, M. Kegl, J. Predan, A. Belšak, S. Pehan, Influence of cellular lattice body structure on gear vibration induced by meshing, *Journal of Mechanical Engineering*. 64 (2018) 611–620. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5349>.
- [143] R. Ramadani, A. Belsak, M. Kegl, J. Predan, S. Pehan, Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies, *International Journal of Simulation Modelling*. 17 (2018) 92–104. [https://doi.org/10.2507/IJSIMM17\(1\)419](https://doi.org/10.2507/IJSIMM17(1)419).
- [144] P. Scholzen, D. Billenstein, G. Hammerl, C. Löpenhaus, C. Glenk, C. Brecher, F. Rieg, Investigation of the Influence of Elastic Gear Body Structures on the Operational Behavior of Gears, *Forschung Im Ingenieurwesen/Engineering Research*. 83 (2019) 435–444. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00363-4>.
- [145] L. Shuting, Effects of centrifugal load on tooth contact stresses and bending stresses of thin-rimmed spur gears with inclined webs, *Mech Mach Theory*. 59 (2013) 34–47. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.08.011>.
- [146] J. Yang, Y. Zhang, C.H. Lee, Multi-parameter optimization-based design of lightweight vibration-reduction gear bodies, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 36 (2022) 1879–1887. <https://doi.org/10.1007/s12206-022-0325-1>.

- [147] C. Wang, S. Wang, G. Wang, Volume models for different structures of spur gear, *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 17 (2019) 145–153. <https://doi.org/10.1080/14484846.2017.1381373>.
- [148] J. Hong, D. Talbot, A. Kahraman, Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements, *Mech Mach Theory*. 74 (2014) 42–57. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.007>.
- [149] S. Wang, C. Zhu, C. Song, H. Liu, J. Tan, H. Bai, Effects of gear modifications on the dynamic characteristics of wind turbine gearbox considering elastic support of the gearbox, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 31 (2017) 1079–1088. <https://doi.org/10.1007/s12206-017-0207-0>.
- [150] S. Noga, T. Markowski, R. Bogacz, Method of determining the normal modes of toothed gears with complex geometry, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 89 (2015) 119–127. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2015.89.13>.
- [151] S. Noga, F. Stachowicz, Modeling and vibration analysis of complex annular system with using cyclic symmetry feature, *Acta Metallurgica Slovaca*. 21 (2015) 293. <https://doi.org/10.12776/ams.v21i4.633>.
- [152] S. Medvecká-Beňová, Influence of the face width and length of contact on teeth deformation and stiffness, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 91 (2016) 99–106. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2016.91.10>.
- [153] S. Medvecká-Beňová, Designing pitch curves of non-circular gears, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 99 (2018) 105–114. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2018.99.10>.
- [154] S. Medvecká-Beňová, Analysis of Gear Wheel Body Influence on Gearing Stiffness, *Acta Mechanica Slovaca*. 21 (2017) 34–39. <https://doi.org/10.21496/ams.2017.024>.
- [155] T. Dziubek, B. Sobolewski, G. Budzik, M. Gontarz, Static Analysis of Selected Design Solutions for Weight-Reduced Gears, *Advances in Science and Technology Research Journal*. 16 (2022) 258–268. <https://doi.org/10.12913/22998624/150254>.
- [156] Z. Dąbrowski, J. Dziurdź, G. Klekot, Influence of the Mesh Geometry Evolution on Gearbox Dynamics during Its Maintenance, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 22 (2017) 1097–1105. <https://doi.org/10.1515/ijame-2017-0071>.
- [157] A. Kowal, Kształtowe połączenie wahliwe czopa z piastą, PL 379605, 2007.
- [158] M. Juzek, G. Wojnar, Analysis of selected solutions and methods to limit the uneven load distribution on the tooth width, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 96 (2017) 71–79. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2017.96.7>.
- [159] M. Juzek, G. Wojnar, Analiza możliwości zastosowania wybranych rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatach w celu redukcji drgań generowanych przez przekładnie zębata, in: *Projektowanie, Badania i Eksploatacja : Monografia, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydaw. Naukowe Akademii Techniczno-Humanistycznej, Bielsko Biała, 2018: pp. 169–176*.
- [160] A. Kowal, A. Skoć, J. Stachurski, J. Suchoń, Przekładnia obiegowa, PL 321717, 1999.
- [161] S. Baranowski, Wpływ podziału i szerokości kół zębatach na obciążenie uzębienia przekładni planetarnej, *Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, 2018*.
- [162] S. Oberle, M. Bernhard, M. Seidel, C. Kutscher, E. Stoppel, Roue dentée à plusieurs composants, EP2899430, 2017.
- [163] E.G. Hines, E. Barany, Shockproof gear, US2307129, 1943.
- [164] P.J. Fenelon, Stress dissipation gear and method of making same, US5307705, 1994.
- [165] F. Hutchins, Flexible toothed element, US820789, 1906.
- [166] S. Lundback, Compound planet gear arrangement and gear wheel arrangement, EP3379106, 2018.
- [167] R.F. Handschuh, G.D. Roberts, Hybrid gear, US 9296157 B1, 2016.

- [168] Ma. Sobolak, Analiza i synteza współpracy powierzchni kół zębatach metodami dyskretnymi, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2006.
- [169] J. Drewniak, J. Kielbasa, K. Stańco, Model przestrzenny kontaktu zębów kół walcowych, Biuletyn WAT. 56 (2007) 149–157.
- [170] J. Śładkowski, A. Wilk, Modelowanie przekładni zębataj o zazębieniu skośnym, in: XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Rzeszów - Przemysł, 2007: pp. 407–415.
- [171] J. Śładkowski, A. Wilk, Zastosowanie MES do rozwiązania zagadnień kontaktowych w przekładniach zębatach, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej . 69 (2006) 205–214.
- [172] M. Juzek, G. Wojnar, Koło zębata ograniczające przenoszenie drgań, zgłoszenie patentowe: P.435585, 2020.
- [173] A. Palermo, A. Toso, G.H.K. Heirman, R. Cerdá, M. Gulinelli, D. Mundo, W. Desmet, Structural coupling and non-linear effects in the experimental modal analysis of a precision gear test rig, in: International Gear Conference 2014: 26th–28th August 2014, Lyon, Elsevier, 2014: pp. 1049–1059. <https://doi.org/10.1533/9781782421955.1049>.
- [174] A. Mbarek, A. Hammami, A. Fernandez Del Rincon, F. Chaari, F. Viadero Rueda, M. Haddar, Effect of load and meshing stiffness variation on modal properties of planetary gear, Applied Acoustics. 147 (2019) 32–43. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.08.010>.
- [175] A. Mbarek, A.F. Del Rincon, A. Hammami, M. Iglesias, F. Chaari, F. Viadero, M. Haddar, Comparison of experimental and operational modal analysis on a back to back planetary gear, Mech Mach Theory. 124 (2018) 226–247. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.03.005>.
- [176] B. Łazarz, C. Piotr, G. Wojnar, Wibrometria laserowa i modelowanie : narzędzia współczesnej diagnostyki przekładni zębatach, Wydaw. Instytutu Technologii Eksploatacji - PIB, Katowice, Radom, 2007.

Streszczenie i słowa kluczowe

Przekładnie zębate są powszechnie stosowane w układach przeniesienia napędu bardzo wielu środków transportu np. w pojazdach samochodowych, pojazdach szynowych, statkach powietrznych i środkach transportu wodnego, a także obiektach inżynierii lądowej. Szczegółowo przedstawiono to w rozdziale pierwszym.

Zagadnienia związane z ich wibroaktywnością w sposób istotny wpływają m.in. na komfort użytkownika urządzeń transportowych, a z pracą przekładni zębatych związane są drgania, których główne źródło stanowi strefa zazębienia. Drgania powstałe w tej strefie przekazywane są na: koła zębate, wały, ich łożyskowanie oraz korpus przekładni. Pobudzany w ten sposób korpus przekładni oddziałuje na najbliższe otoczenie i użytkowników środków transportu nie tylko poprzez drgania ale i związane z nimi hałas. W związku z powyższym w celu ograniczenia drgań i hałasu bardzo istotnym jest poszukiwanie możliwości ograniczenia przekazywania drgań już na odcinku pomiędzy strefą zazębienia a korpusem przekładni zębatej.

Przedstawiony w pracy przegląd literatury z tematyki wibroaktywności przekładni zębatych oraz analiza aktualnego stanu wiedzy wykazały, iż możliwości ograniczenia drgań pracującej przekładni poszukuje się głównie poprzez modyfikacje konstrukcji korpusów przekładni oraz próby opracowania alternatywnych w stosunku do zarysu ewolwentowego kształtu uzębienia. Natomiast Autor niniejszej pracy poszukuje możliwości ograniczenia przekazywania drgań już na odcinku pomiędzy strefą zazębienia a korpusem przekładni zębatej m. in. poprzez modyfikację budowy wewnętrznej koła zębatego. Z kolei na podstawie wykonanego przeglądu zgłoszeń patentowych o zasięgu europejskim i światowym stwierdzono że, podjęta tematyka jest aktualna, lecz przedstawione konstrukcje bardzo często obarczone są istotnymi ograniczeniami dotyczącymi ich zastosowania oraz wadami uniemożliwiającymi m.in. przenoszenie znacznych wartości momentu obrotowego.

Poszukując rozwiązania przedstawionego problemu autor niniejszej pracy wykonał wstępne badania doświadczalne walcowej przekładni kinematycznej z zastosowaniem jednego z kół mocowanego wahliwie na osi, której analizowano 24 pozycje względem wału koła napędzającego. Na podstawie tych badań nie odnotowano znaczącej redukcji

wartości skutecznych przyspieszeń drgań zarówno wspomnianej osi przekładni jak i korpusu przekładni, a w niektórych przypadkach odnotowano wzrost wartości skutecznych przyspieszeń drgań wynoszący aż do 249%. Również analiza zmian sum amplitud sześciu pierwszych harmonicznosci częstotliwości zazębienia w funkcji położenia tej osi stałej nie skutkowała wyraźną redukcją wartości przyjętej miary $\Sigma \text{ amp. } 1\div 6\text{-fz}$ w stosunku do mocowania klasycznego koła zębatego na osi. Z powyższych powodów stwierdzono, że należy poszukiwać innego rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego zredukowanie drgań na drodze strefa zazębienia - korpus przekładni.

W ramach realizacji niniejszej pracy doktorskiej opracowano innowacyjną konstrukcję koła zębatego, stanowiącą także przedmiot zgłoszenia patentowego złożonego do Urzędu Patentowego RP we wrześniu 2020 roku. Zaproponowana konstrukcja koła zębatego cechuje się rozdzieleniem wieńca zębatego od piasty koła oraz ich ponownym połączeniem z wykorzystaniem elementu charakteryzującego się niższym modułem Younga oraz wyższym współczynnikiem tłumienia niż materiał rodzimy koła

i została szczegółowo przedstawiona w rozdziale piątym niniejszej rozprawy. Ponadto, w celu uzyskania dodatkowej możliwości ograniczenia przenoszenia drgań pomiędzy łożyskowaniem przekładni a jej korpusem, zaproponowano zastosowanie tulei wyposażonych również w elementy podatne, służących do osadzenia łożysk wałów w korpusie przekładni.

W ramach niniejszej rozprawy doktorskiej wykonano również badania doświadczalne polegające na ocenie wpływu zastosowania ww. modyfikacji klasycznej walcowej przekładni zębatej na transmisję drgań ze strefy zazębienia do korpusu przekładni. Badania te podzielono na trzy etapy:

1. Badania kół zębatach (klasycznego i dzielonego - zaproponowanego przez autora) pobudzanych do drgań wraz z wałem przez wzbudnik.
2. Badania kół zębatach (klasycznego i dzielonego) oraz mocowania łożyskowania klasycznego i zmodyfikowanego przez autora pracy, zamontowanych w korpusie przekładni, przy zastosowaniu pobudzenia impulsowego młotkiem modalnym w wierzchołek zęba koła.

3. Badania kół zębatach (klasycznego i dzielonego) oraz mocowania łożyskowania klasycznego i zmodyfikowanego przez autora pracy w przypadku przekładni pracującej i przenoszącej obciążenie.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że:

1. W przypadku zastosowania wzbudnika do pobudzenia do drgań dzielonego koła zębatego osiągnięto co najmniej kilkunastoprocentowe zmniejszenie maksymalnej amplitudy modułu widmowej funkcji przejścia w miejscach oddziaływania wału na łożyska, niż w przypadku zastosowania koła zębatego klasycznego. Uzyskane redukcje, w zależności od analizowanego punktu przyszłej współpracy wału z łożyskiem oraz dla istotnego kierunku związanego z obwodową siłą międzyzębną, wynosiły 18 % i 14 %.
2. W przypadku punktów umieszczonych na korpusie i pokrywie korpusu przekładni wyposażonej w zaproponowane modyfikacje: koła zębatego oraz mocowania łożyskowania, odnotowano redukcję maksymalnej wartości widmowej funkcji przejścia na drodze głowa zęba koła – korpus przekładni wynoszącą blisko 50 % w stosunku do klasycznej przekładni niewyposażonej w wspomniane modyfikacje.
3. W przypadku przekładni pracującej ze zmieniającą się w czasie prędkością obrotową i stałym obciążeniem oraz zastosowania zaproponowanych modyfikacji koła zębatego i łożyskowania wyznaczono zakresy prędkości obrotowej, w których uzyskano redukcję drgań pracującej przekładni wynoszącą maksymalnie 55% w stosunku do klasycznej przekładni niewyposażonej w przywołane modyfikacje.
4. W przypadku przekładni pracującej z ustaloną prędkością obrotową i jednoczesnego zastosowania obu zaproponowanych modyfikacji koła zębatego oraz łożyskowania i wartości momentu hamującego wynoszącej 144 Nm uzyskano redukcję wartości skutecznych przyspieszeń drgań wynoszącą 54% w stosunku do klasycznej przekładni niewyposażonej w wspomniane modyfikacje.

Słowa kluczowe: drgania, przekładnia zębata, wibroaktywność, innowacyjne koła zębata, modyfikacja, łożyskowanie, redukcja, zmienne prędkości obrotowe.

Abstract and keywords

Gearboxes are commonly used in drive systems of many means of transport, for e.g. in motor vehicles, rail vehicles, aircraft and means of water transport, as well as civil engineering facilities. This is presented in detail in the first chapter.

Issues related to their vibroactivity significantly affect, among others on the comfort of using transport devices, and the operation of gearboxes is related to vibrations. The main source of these vibrations is the meshing zone. The vibrations generated in this zone are transmitted to: gears, shafts, their bearings and the transmission housing. The gearbox housing stimulated in this way affects the immediate surroundings and users of means of transport not only through vibrations, but also noise related to them. In connection with the above, in order to reduce vibrations and noise, it is very important to look for possibilities to reduce the transmission of vibrations already in the section between the meshing zone and the gearbox housing.

The review of the literature on the vibroactivity of gearboxes and the analysis of current state of knowledge presented in the thesis have shown that the possibilities of reducing the vibrations of operating gearbox are sought mainly through modifications to the housing structure and attempts to develop meshing shapes alternative to the involute outline. While the author of this thesis looked for the possibility of limiting the transmission of vibrations already in the section between the meshing zone and the gearbox housing, e.g. by modifying the internal structure of the gear. Based on the review of European and global patent applications, it was found that the subject is up-to-date, but the presented structures very often have significant limitations regarding their use and drawbacks that prevent, among others, transmission of significant torque values.

In search of a solution to the presented problem, the author of this thesis performed preliminary experimental tests of a kinematic gearbox with the use of one of the gears mounted on the axis by tiled joint. 24 positions of the axis were analyzed relative to the shaft of the driving gear. On the basis of these tests results, no significant reduction in the RMS values of vibration accelerations of gear axis and the gearbox housing was noted, and in some cases an increase in the RMS values of vibration accelerations

was up to 249%. Also, the analysis of changes in the amplitudes sums of the first six meshing frequency harmonics did not result in a significant reduction in the value of the adopted measure $\Sigma \text{amp. } 1\div 6\cdot f_z$ in relation to the classic mounting of gear on the axis. For the above reasons, it was found that another design solution should be sought to reduce vibrations on the way between the meshing zone and the gear housing.

As part of this doctoral thesis, an innovative gear structure was developed, which is also the subject of a patent application submitted to the Patent Office of Poland in September 2020. The proposed design of the gear is characterized by the separation of the toothed rim from the hub and their reconnection using an element characterized by a lower Young's modulus and a higher damping coefficient than the material of rim and hub. This construction of divided gear was presented in detail in chapter five of this dissertation. In addition, in order to obtain an additional possibility of limiting the transmission of vibrations between the gearbox bearings and housing, it was proposed to use sleeves also equipped with flexible elements, used to mount the shaft bearings in the gear housing.

As part of this dissertation, experimental research was also conducted to assess the impact of the use of the above-mentioned modification on transmission of vibrations from the meshing zone to the gear housing. These researches were divided into three stages:

1. Testing of gears (classic and divided - proposed by the author) which were excited to vibrate together with the shaft by the shaker.
2. Testing of gears (classic and divided - proposed by the author) and classical and modified bearings sleeves mounted in the gear housing and using impulse excitation with a modal hammer into the top of the gear tooth.
3. Testing of gears (classic and divided - proposed by the author) and classical and modified bearings sleeves in the case of an operating and load-transmitting gearbox.

Based on the conducted research, it was found that:

1. In the case of using the shaker to excite the vibration of a divided gear, a reduction of at least a dozen percent of the maximum amplitude of the modulus of the frequency response function was achieved in the places where the shaft interacted with the bearings, than in the case of using a classic gear. The obtained reductions, depending on the analyzed point of future cooperation of the shaft with the bearing and for the significant direction related to the circumferential meshing force, were 18% and 14%.
2. In the case of points located on the housing and housing cover of the gearbox equipped with the proposed modifications: the gear and the bearing mounting, a reduction of the frequency transfer function maximal value of nearly 50% was noted, on the tooth head - gear body path, compared to the classic gear not equipped with the aforementioned modifications.
3. In the case of a gearbox operating with a rotational speed changing over time and a constant load, as well as the application of the proposed modifications of the gear and bearings mounting, the ranges of rotational speed were determined,
in which the vibrations reduction of operating gearbox was achieved by a maximum of 55% compared to the classic gearbox not equipped with the mentioned modifications.
4. In the case of the gearbox operating at a constant rotational speed and the simultaneous use of both proposed modifications of the gear and bearings mounting, and the torque value of 144 Nm, the RMS values of vibrations acceleration was reduced by 54% compared to the classic gearbox not equipped with the aforementioned modifications.

Keywords: vibrations, gearbox, vibroactivity, innovative gears, modifications, bearing, reduction, variable rotational speed.

Załączniki

Załącznik nr 1 - specyfikacja wzbudnika drgań DS-MS-440

Parameters	Specifications
Output Force (Sinus)	440 N
Frequency	0-5 kHz
Displacement (Peak to Peak)	25 mm
Suspension	Spring
Maximum Acceleration	100 g
Shaker Weight	11.8 kg
Cooling System	Forced Convection
Operation Temperature Range	5-35 °C
Maximum Input Current	10A (RMS)
Amplifier	External
DS-SA-1100	
Operation Voltage	110/220 VAC
Sine Freq. Generator	Activated by pulling out the gain knob
Sine Freq. Range	0-15 kHz
External Signal Voltage Level	10 VAC (PEAK)
Amplifier Weight	5.3 kg
DS-BLW-511 Monofaze Blower	
Frequency	50 Hz
Rated Power	0.8 kW
Input Voltage	230 V
Input Current	5.2 A
Blower Weight	15 kg

Załącznik nr 2a - specyfikacja modułu akwizycji danych

Power	
Power Supply	9 - 36 V DC
Power consumption	Typ. 15 - 35 W
Environmental	
Operating Temperature	-10 to 50 °C (40 °C for fanless series)
Storage Temperature	-40 to 85 °C
Humidity	5 to 95 % RH non condensing @ 60 °C
IP rating	IP20 (IP50 for fanless series)
Shock & Vibration	Vibration sweep sinus (EN 60068-2-6:2008) Vibration random (EN 60721-3-2: 1997 - Class 2M2) Shock (EN 60068-2-27:2009) MIL-STD-810D
EMC	EN 61326-1, EN 61000-3-2, EN61000-3-3
Acquisition rate	
Time base accuracy	Typical 5 ppm, Max: 20 ppm
Synchronisation	
Delay between slices	50 nsec
Max. Sync-cable length	100 m (Master/Slave), 200 m (IRIG)
EtherCAT®: Max. cable length	100 m
Sync Input / Output	
Level (Input/Output)	TTL compatible
Max. Output Current	±24 mA (±50 mA for 1 sec)

Załącznik nr 2b - specyfikacja modułu akwizycji danych

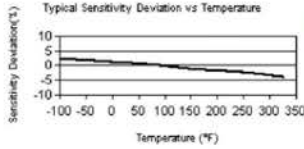
Inputs		
Input types	Voltage IEPE	
ADC Type	24-bit delta-sigma dual core with anti-aliasing filter	
Sampling Rate	Simultaneous 200 kS/sec	
Ranges (Dual Core Low Range)	±10 V (±500 mV)	±500 mV (NA)
Input Accuracy (Dual Core)	±0.1 % of reading ±10 (I) mV	±0.1 % of reading ±1 (NA) mV
Dynamic Range @ 10 kS (Dual Core)	-140 dB (-160 dB)	-135 dB (NA)
Typ. Noise floor @ 50 kS (Dual Core)	-107 dB (-125 dB)	-100 dB (NA)
Typ. CMR @ 50 Hz / 1 kHz	140 / 120 dB	140 / 120 dB
Gain Drift	Typical 10 ppm/K, max. 30 ppm/K	
Offset Drift	Typical 0.5 µV/K + 2 ppm of range/K, max 2 µV/K + 10 ppm of range/K	
Gain Linearity	<0.02 %	
Inter Channel Phase-mismatch	0.02° * fin [kHz] + 0.1° (@ 200 kS/sec)	
Channel Crosstalk	<-160 dB @ 1 kHz	
Input Coupling	DC, AC 0.1 Hz, 1 Hz	
Input Impedance	1 MΩ [270 kΩ for AC coupling ≥1 Hz] in parallel with 100 pF	
Overvoltage Protection	In+ to In-: 50 V continuous; 200 V peak (10 msec)	
IEPE mode		
Excitation	2, 4, 8, 12, 16 or 20 mA	
Compliance voltage	25 Volt	
Output Impedance	>100 kΩ	
Sensor detection	Shortcut: <4 Volt; Open: >19 Volt	
Counters (ACC+ type only)		
Inputs	1 digital counter input 3 digital inputs Fully synchronised with analog data	
Counter Modes	counting, waveform timing, encoder, tacho, gear-tooth sensor	
General Counter Specifications	See "SIRIUS counter specifications"	
Additional Specifications		
Input connector BNC	BNC or TNC (others on request)	
TEDS support	IEPE mode only	

Załącznik nr 3 - specyfikacja przetwornika przyspieszeń drgań Endevco 65-10

Specifications			
Dynamic characteristics	Units	-10	-100
Range	g (m/s ²)	±500 (4900)	±50 (490)
Voltage sensitivity			
Typical	mV/g (mV / m/s ²)	10 (1.02)	100 (10.2)
Min	mV/g (mV / m/s ²)	8 (.82)	80 (8.2)
Max	mV/g (mV / m/s ²)	12 (1.22)	120 (12.2)
Amplitude response			
5%	Hz	0.8 to 10 000	3 to 6 000
±1 dB	Hz	0.4 to 10 000	1.5 to 6000
±3 dB	Hz	0.2 to 10 000	0.7 to 10 000
Phase response, ±5°	Hz	3 to 1500	10 to 1500
Resonance frequency, typ	Hz	60 000	45 000
Transverse sensitivity	%		< 5
Sensitivity deviation vs. temperature			
At -67°F (-55°C)			-4
At +257°F (+125°C)		7	5
Amplitude non-linearity	%		< 1
Output characteristics			
Output polarity			See arrows on outline drawing
DC output bias voltage [1]	Vdc		+12.3 to +13.5
Output impedance			
2 mA to 3 mA	Ω		< 300
3 mA to 20 mA	Ω		< 100
Full scale output voltage	Vpk		±5
Noise floor			
Broadband (2Hz to 10kHz)	μg rms	800	400
Spectral			
1Hz	μg/√Hz	500	300
10Hz	μg/√Hz	80	50
100Hz	μg/√Hz	15	10
1kHz	μg/√Hz	6	4
Grounding [2]			Signal ground connected to case
Power requirement			
Compliance voltage	Vdc		+23 to +30
Supply current	mA		+2 to +20
Warm-up time (to reach 90% of final bias)	sec		< 20
Environmental characteristics			
Temperature range			-67°F to 257°F (-55°C to +125°C)
Humidity			Hermetically sealed
Sinusoidal vibration limit	g pk	±500	±200
Shock limit [3]	g pk		10 000
Base strain sensitivity at 250 μstrain	eq. g/μstrain		< 0.001
Thermal transient sensitivity	eq. g/°F		0.02
Physical characteristics			
Dimensions			See outline drawing
Weight	oz (gm)		0.17 (5)
Case material			Titanium, commercially pure
Connector [4]			4 pin Microtech style side mounted
Mounting [5]			Adhesive or m2.5 thread
Mounting torque	lbf-in		8
Calibration data			
Supplied, each axis:			
Voltage sensitivity	mV/g		
Bias	Vdc		
Maximum transverse sensitivity	%		
Frequency Response			
X & Y Axis	%		20 to 6000 Hz
Z Axis	%	20 to 10000 Hz	20 to 6000 Hz

Załącznik nr 4 - specyfikacja przetwornika przyśpieszeń drgań PCB Piezotronics M320C15

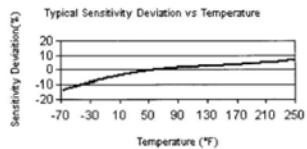
Model Number 320C15	ICP® ACCELEROMETER		Revision: G ECN #: 36906
Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS
Sensitivity(± 10 %)	10 mV/g	1.02 mV/(m/s ²)	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.
Measurement Range	± 500 g pk	± 4900 m/s ² pk	A - Adhesive Mount Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)
Frequency Range(± 5 %)	1.0 to 10,000 Hz	1.0 to 10,000 Hz	J - Ground Isolated Frequency Range(± 5 %)
Frequency Range(± 10 %)	0.7 to 18,000 Hz	0.7 to 18,000 Hz	1.0 to 8000 Hz
Frequency Range(± 3 dB)	0.35 to 30,000 Hz	0.35 to 30,000 Hz	Frequency Range(± 10 %)
Resonant Frequency	± 60 kHz	± 60 kHz	0.7 to 12,000 Hz
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.005 g rms	0.05 m/s ² rms	Frequency Range(± 3 dB)
Non-Linearity	± 1 %	± 1 %	0.35 to 25,000 Hz
Transverse Sensitivity	± 5 %	± 5 %	Resonant Frequency
Environmental			± 50 kHz
Overload Limit(Shock)	± 10,000 g pk	± 98,100 m/s ² pk	Electrical Isolation(Base)
Temperature Range(Operating)	-100 to +325 °F	-73 to +163 °C	± 10 ⁸ ohm
Temperature Response	See Graph	See Graph	Size - Hex x Height
Base Strain Sensitivity	± 0.0005 g/µt	± 0.005 (m/s ²)/µt	3/8 in x 0.38 in
Electrical			Weight
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	0.11 oz
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	M - Metric Mount
Output Impedance	± 100 ohm	± 100 ohm	Mounting Thread
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	M3x0.50 Male
Discharge Time Constant	0.25 to 2.0 sec	0.25 to 2.0 sec	M3x0.50 Male
Settling Time(within 10% of bias)	<5 sec	<5 sec	Supplied Accessory : Model M080A15 Adhesive Mounting Base (1) replaces Model 080A15
Spectral Noise(1 Hz)	2800 µg/√Hz	27,468 (µm/sec ²)/√Hz	W - Water Resistant Cable
Spectral Noise(10 Hz)	700 µg/√Hz	8867 (µm/sec ²)/√Hz	Electrical Connector
Spectral Noise(100 Hz)	180 µg/√Hz	1766 (µm/sec ²)/√Hz	Sealed Integral Cable
Spectral Noise(1 kHz)	64 µg/√Hz	628 (µm/sec ²)/√Hz	Sealed Integral Cable
Physical			Electrical Connection Position
Sensing Element	Quartz	Quartz	Side
Sensing Geometry	Shear	Shear	Side
Housing Material	Titanium	Titanium	
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic	NOTES:
Size (Hex x Height)	5/16 in x 0.43 in	5/16 in x 10.9 mm	[1] Typical.
Weight	0.07 oz	2.0 gm	[2] Zero-based, least-squares, straight line method.
Electrical Connector	5-44 Coaxial	5-44 Coaxial	[3] Transverse sensitivity is typically ≤ 3%.
Electrical Connection Position	Side	Side	[4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.
Mounting Thread	5-40 Male	5-40 Male	
Mounting Torque	8 to 12 in-lb	90 to 135 N-cm	SUPPLIED ACCESSORIES:
			Model 080A109 Petro Wax (1)
			Model 080A15 Adhesive Mounting Base (1)
			Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1)
			Entered: DMW Engineer: SDS Sales: WDC Approved: BAM Spec Number:
			Date: 9/19/2011 Date: 9/19/2011 Date: 9/19/2011 Date: 9/16/2011 9961
			PCB PIEZOTRONICS Phone: 716-684-0001
			VIBRATION DIVISION Fax: 716-685-3886
			3425 Walden Avenue, Depew, NY 14243 E-Mail: vibration@pcb.com



All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

Załącznik nr 5 - specyfikacja przetwornika przyspieszeń drgań PCB Piezotronics M352C65

Model Number 352C65	ICP® ACCELEROMETER		Revision: L ECN # 16511
Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. A - Adhesive Mount [6] Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1) replaces Model 080A15 HT - High temperature , extends normal operation temperatures Frequency Range (5 %) 5 Hz Frequency Range (10 %) 3 Hz Frequency Range (3 dB) 2 Hz Temperature Range (Operating) -65 to +250 °F -54 to +121 °C Discharge Time Constant 0.08 to 0.24 sec 0.08 to 0.24 sec Broadband Resolution (1 to 10000 Hz) 0.0002 g rms 0.002 m/s ² rms Spectral Noise (1 Hz) 75 µg/√Hz 736 (µm/s ²)/√Hz Spectral Noise (10 Hz) 25 µg/√Hz 245 (µm/s ²)/√Hz Spectral Noise (100 Hz) 5 µg/√Hz 49 (µm/s ²)/√Hz Spectral Noise (1 kHz) 1.5 µg/√Hz 14.7 (µm/s ²)/√Hz J - Ground Isolated Frequency Range (5 %) 8 kHz 8 kHz Frequency Range (10 %) 10 kHz 10 kHz Frequency Range (3 dB) 16 kHz 16 kHz Resonant Frequency ≥30 kHz ≥30 kHz Electrical Isolation (Base) >10 ⁸ ohms >10 ⁸ ohms Size (Hex x Height) 0.37 in x 0.55 in 9.5 mm x 14.0 mm Weight 0.1 oz 2.8 gm M - Metric Mount Mounting Thread M3 x 0.50 Male M3 x 0.50 Male Supplied Accessory : Model M080A15 Adhesive Mounting Base (1) replaces Model 080A15 W - Water Resistant Cable Electrical Connector Sealed Integral Cable Sealed Integral Cable Electrical Connection Position Side Side Side
Sensitivity (±10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)	
Measurement Range	±50 g pk	±491 m/s ² pk	
Frequency Range (±5 %)	0.5 to 10000 Hz	0.5 to 10000 Hz	
Frequency Range (±10 %)	0.3 to 12000 Hz	0.3 to 12000 Hz	
Frequency Range (±3 dB)	0.2 to 20000 Hz	0.2 to 20000 Hz	
Resonant Frequency	≥35 kHz	≥35 kHz	
Phase Response (±5 °) (at 70° F [21° C])	2 to 6000 Hz	2 to 6000 Hz	
Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)	0.00016 g rms	0.0015 m/s ² rms	
Non-Linearity	≤1 %	≤1 %	
Transverse Sensitivity	≤5 %	≤5 %	
Environmental			
Overload Limit (Shock)	±5000 g pk	±49050 m/s ² pk	
Temperature Range (Operating)	-65 to +200 °F	-64 to +93 °C	
Temperature Response	See Graph	See Graph	
Base Strain Sensitivity	<0.005 g/µε	<0.05 (m/s ²)/µε	
Electrical			
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	
Output Impedance	≤300 ohms	≤300 ohms	
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	
Discharge Time Constant	0.8 to 2.4 sec	0.8 to 2.4 sec	
Settling Time (within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec	
Spectral Noise (1 Hz)	60 µg/√Hz	588 (µm/s ²)/√Hz	
Spectral Noise (10 Hz)	16 µg/√Hz	157 (µm/s ²)/√Hz	
Spectral Noise (100 Hz)	5 µg/√Hz	49 (µm/s ²)/√Hz	
Spectral Noise (1 kHz)	1.5 µg/√Hz	14.7 (µm/s ²)/√Hz	
Physical			
Sensing Element	Ceramic	Ceramic	
Sensing Geometry	Shear	Shear	
Housing Material	Titanium	Titanium	
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic	
Size (Hex x Height)	0.31 in x 0.42 in	7.9 mm x 10.7 mm	
Weight	0.070 oz	2.0 gm	
Electrical Connector	5-44 Coaxial	5-44 Coaxial	
Electrical Connection Position	Side	Side	
Mounting Thread	5-40 Male	5-40 Male	
Mounting Torque	8 to 12 in-lb	90 to 135 N-cm	



All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

- NOTES:**
 [1] Typical.
 [2] 200°F to 250°F data valid with HT option only.
 [3] Zero-based, least-squares, straight line method.
 [4] Transverse sensitivity is typically <= 3%.
 [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.
 [6] Mounting stud removed, adhesive mounting base not required.

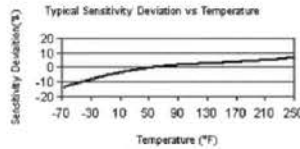
SUPPLIED ACCESSORIES:
 Model 080A109 Petro Wax (1)
 Model 080A15 Adhesive Mounting Base (1)
 Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point).

Entered: <i>DS</i>	Engineer: <i>DS</i>	Sales: <i>WDL</i>	Approved: <i>DS</i>	Spec Number:
Date: 11/22/02	Date: 11/27/02	Date: 1/14/03	Date: 11/22/02	8339

PCB PIEZOTRONICS
 VIBRATION DIVISION
 3136 Walker Avenue, Danvers, MA 01923
 Phone: 716-684-0001
 Fax: 716-685-3886
 E-Mail: vibration@pcb.com

Załącznik nr 6 - specyfikacja przetwornika przyspieszeń drgań PCB Piezotronics M352C66

Model Number 352C66	ICP® ACCELEROMETER		Revision: L ECN #: 31827
Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS
Sensitivity(± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.
Measurement Range	± 50 g pk	± 491 m/s ² pk	A - Adhesive Mount Supplied Accessory: Model 080A90 Quick Bonding Gel (1) replaces Model 080A15 [5]
Frequency Range(± 5 %)	0.5 to 10,000 Hz	0.5 to 10,000 Hz	HT - High temperature, extends normal operation temperatures
Frequency Range(± 10 %)	0.3 to 12,000 Hz	0.3 to 12,000 Hz	Frequency Range(5 %) 5 to 10,000 Hz 5 to 10,000 Hz
Frequency Range(± 3 dB)	0.2 to 20,000 Hz	0.2 to 20,000 Hz	Frequency Range(10 %) 3 to 12,000 Hz 3 to 12,000 Hz
Resonant Frequency	≥ 35 kHz	≥ 35 kHz	Frequency Range(3 dB) 2 to 20,000 Hz 2 to 20,000 Hz
Phase Response(± 5 °)(at 70°F [21°C])	2 to 6000 Hz	2 to 6000 Hz	Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz) 0.0002 g rms 0.002 m/s ² rms
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.00016 g rms	0.0015 m/s ² rms [1]	Temperature Range(Operating) -65 to +250 °F -54 to +121 °C
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 % [3]	Discharge Time Constant 0.08 to 0.24 sec 0.08 to 0.24 sec
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 % [4]	Spectral Noise(1 Hz) 75 µg/√Hz 736 (µm/sec ²)/√Hz
Environmental			Spectral Noise(10 Hz) 25 µg/√Hz 245 (µm/sec ²)/√Hz
Overload Limit(Shock)	± 5000 g pk	± 49,050 m/s ² pk	J - Ground Isolated
Temperature Range(Operating)	-65 to +200 °F	-54 to +93 °C [2]	Frequency Range(5 %) 0.5 to 8000 Hz 0.5 to 8000 Hz
Temperature Response	See Graph	See Graph [1]	Frequency Range(10 %) 0.3 to 10,000 Hz 0.3 to 10,000 Hz
Base Strain Sensitivity	≤ 0.005 g/µε	≤ 0.05 (m/s ²)/µε [1]	Frequency Range(3 dB) 0.2 to 16,000 Hz 0.2 to 16,000 Hz
Electrical			Resonant Frequency ≥ 30 kHz ≥ 30 kHz
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	Electrical Isolation(Base) >10 ⁸ ohm >10 ⁸ ohm
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	Size - Hex x Height 3/8 in x 0.73 in 3/8 in x 18.5 mm
Output Impedance	≤ 300 ohm	≤ 300 ohm	Weight 0.1 oz 2.8 gm
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	M - Metric Mount
Discharge Time Constant	0.8 to 2.4 sec	0.8 to 2.4 sec	Mounting Thread M3 x 0.50 Male M3 x 0.50 Male
Settling Time(within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec	Supplied Accessory: Model M080A15 Adhesive Mounting Base (1) replaces Model 080A15
Spectral Noise(1 Hz)	60 µg/√Hz	588 (µm/sec ²)/√Hz [1]	W - Water Resistant Cable
Spectral Noise(10 Hz)	16 µg/√Hz	157 (µm/sec ²)/√Hz [1]	Electrical Connector Sealed Integral Cable Sealed Integral Cable
Spectral Noise(100 Hz)	5 µg/√Hz	49 (µm/sec ²)/√Hz [1]	Electrical Connection Position Top Top Top
Spectral Noise(1 kHz)	1.5 µg/√Hz	14.7 (µm/sec ²)/√Hz [1]	
Physical			NOTES:
Sensing Element	Ceramic	Ceramic	[1] Typical
Sensing Geometry	Shear	Shear	[2] 200°F to 250°F data valid with HT option only.
Housing Material	Titanium	Titanium	[3] Zero-based, least-squares, straight line method.
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic	[4] Transverse sensitivity is typically ≤ 3%.
Size (Hex x Height)	9/32 in x 0.67 in	9/32 in x 17.0 mm	[5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.
Weight	0.070 oz	2.0 gm [1]	[6] Mounting stud removed, adhesive mounting base not required.
Electrical Connector	5-44 Coaxial	5-44 Coaxial	
Electrical Connection Position	Top	Top	
Mounting Thread	5-40 Male	5-40 Male	
Mounting Torque	8 to 12 in-lb	90 to 135 N-cm	



All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.


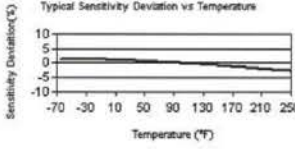

SUPPLIED ACCESSORIES:
Model 080A109 Petro Wax (1)
Model 080A15 Adhesive Mounting Base (1)
Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point).

Entered: <i>FCB</i>	Engineer: <i>BAM</i>	Sales: <i>WDC</i>	Approved: <i>JJK</i>	Spec Number
Date: <i>12/20/09</i>	Date: <i>1/2/10</i>	Date: <i>1/2/10</i>	Date: <i>1/2/10</i>	8340


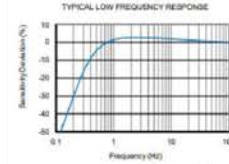
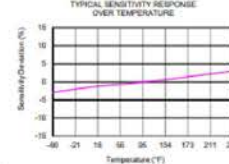
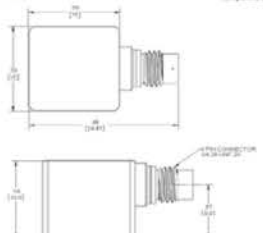

PCB PIEZOTRONICS
VIBRATION DIVISION
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Phone: 716-684-0001
Fax: 716-685-3886
E-Mail: vibration@pcb.com

Załącznik nr 7 - specyfikacja przetwornika przyspieszeń drgań PCB Piezotronics M353B16

Model Number 353B16		ICP® ACCELEROMETER		Revision: K ECN #: 35369	
Performance		ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS	
Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.					
A - Adhesive Mount Supplied Accessory: Model 080A90 Quick Bonding Gel (1) replaces Model 060A15					
B - Low bias electronics					
Output Bias Voltage: 4.5 to 7.5 VDC 4.5 to 7.5 VDC					
Excitation Voltage: 12 to 30 VDC 12 to 30 VDC					
Constant Current Excitation: 1 to 20 mA 1 to 20 mA					
Measurement Range: ± 300 g pk ± 2943 m/s ² pk					
J - Ground Isolated					
Frequency Range(s): 1 to 8000 Hz 1 to 8000 Hz					
Frequency Range(s) 5%: 0.7 to 15,000 Hz 0.7 to 15,000 Hz					
Resonant Frequency: ± 55 kHz ± 55 kHz					
Electrical Isolation(Base): ± 10 ⁸ ohm ± 10 ⁸ ohm					
Size - Hex x Height: 3/8 in x 0.78 in 3/8 in x 19.3 mm					
Weight: 0.09 oz 2.7 gm [1]					
M - Metric Mount					
Mounting Thread: M3 x 0.50 Male M3 x 0.50 Male					
Supplied Accessory: Model M080A15 Adhesive Mounting Base (1) replaces Model 080A15					
Q - Extended discharge time constant					
Frequency Range(s): 0.15 to 10,000 Hz 0.15 to 10,000 Hz					
Frequency Range(s) 10%: 0.1 to 20,000 Hz 0.1 to 20,000 Hz					
Discharge Time Constant: ± 5 sec ± 5 sec					
Setting Time (within 10% of bias): <45 sec <45 sec					
Supplied Accessory: Model ACS-97 Single axis, low frequency phase and amplitude response cal from 1 to 10 Hz (1)					
W - Water Resistant Cable					
Electrical Connector: Sealed Integral Cable Sealed Integral Cable					
Electrical Connection Position: Top Top					
NOTES:					
[1] Typical.					
[2] Zero-based, least-squares, straight line method.					
[3] Transverse sensitivity is typically ± 3%.					
[4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.					
SUPPLIED ACCESSORIES:					
Model 060A109 Petro Wax (1)					
Model 080A15 Adhesive Mounting Base (1)					
Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1)					
Entered: <u> </u>		Engineer: <u> </u>		Sales: <u> </u>	
Date: <u> </u>		Date: <u> </u>		Date: <u> </u>	
Approved: <u> </u>		Spec Number: <u> </u>		Date: <u> </u>	
				353-2160-80	
					
					
<p>All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.</p>					
					
Phone: 716-684-0001 Fax: 716-685-3886 E-Mail: vibration@pcb.com 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043					

Załącznik nr 8 - specyfikacja przetwornika przyspieszeń drgań Dytran 3093D5

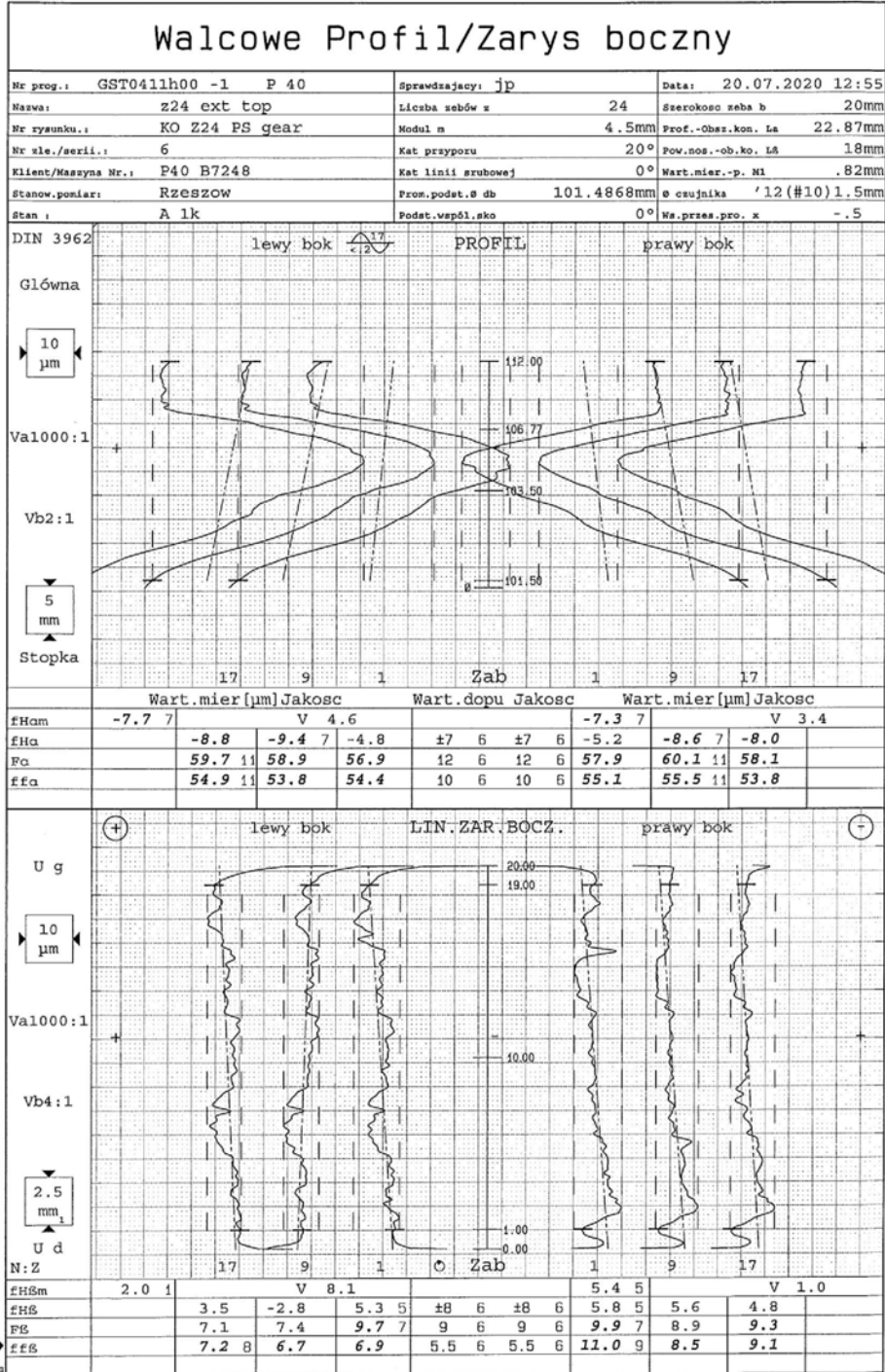
Model Number	PERFORMANCE SPECIFICATION		DOC NO																																				
3093D3	Accelerometer, Triaxial, IEPE		PS3093D3 REV A, ECN 11879, 11/04/16																																				
 <ul style="list-style-type: none"> CASE ISOLATED HERMETICALLY SEALED STUD MOUNTED 	ENGLISH	SI	This family also includes: <table border="1"> <thead> <tr> <th>Model</th> <th>Sensitivity (mV/g)</th> <th>Range (Gpeak)</th> <th>Resolution (Grms)</th> <th>Oper. Temp (°F)</th> <th>TC</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3093D2</td> <td>5</td> <td>1000</td> <td>0.014</td> <td>-50 to +250</td> <td>0.7 to 1.7</td> </tr> <tr> <td>3093D4</td> <td>20</td> <td>250</td> <td>0.0035</td> <td>-50 to +250</td> <td>0.7 to 1.7</td> </tr> <tr> <td>3093D5</td> <td>25</td> <td>200</td> <td>0.0028</td> <td>-50 to +250</td> <td>0.7 to 1.7</td> </tr> <tr> <td>3093D6</td> <td>50</td> <td>100</td> <td>0.0014</td> <td>-50 to +250</td> <td>0.7 to 1.7</td> </tr> <tr> <td>3093D7</td> <td>100</td> <td>50</td> <td>0.0007</td> <td>-50 to +250</td> <td>0.7 to 1.7</td> </tr> </tbody> </table> <p>Refer to performance specifications of products in this family for detailed description.</p> <p>Supplied Accessories: 1) Model 6200 Mounting Stud Supplied, Qty: 1 2) Accredited Calibration Certificate (ISO 17025)</p> <p>Notes: [1] Glass to Metal seal connector. Mates with Dytran cable Model 6811A0X (XX=length in feet) [2] Measured at 100 Hz, 1 Grms per ISA RP 37.2 [3] Measured using zero-based straight line method, % of F.S. or any lesser range. [4] Do not apply power to this device without current limiting, 20mA Max. To do so will destroy the integral IC amplifier. [5] In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.</p>	Model	Sensitivity (mV/g)	Range (Gpeak)	Resolution (Grms)	Oper. Temp (°F)	TC	3093D2	5	1000	0.014	-50 to +250	0.7 to 1.7	3093D4	20	250	0.0035	-50 to +250	0.7 to 1.7	3093D5	25	200	0.0028	-50 to +250	0.7 to 1.7	3093D6	50	100	0.0014	-50 to +250	0.7 to 1.7	3093D7	100	50	0.0007	-50 to +250	0.7 to 1.7
	Model	Sensitivity (mV/g)	Range (Gpeak)	Resolution (Grms)	Oper. Temp (°F)	TC																																	
3093D2	5	1000	0.014	-50 to +250	0.7 to 1.7																																		
3093D4	20	250	0.0035	-50 to +250	0.7 to 1.7																																		
3093D5	25	200	0.0028	-50 to +250	0.7 to 1.7																																		
3093D6	50	100	0.0014	-50 to +250	0.7 to 1.7																																		
3093D7	100	50	0.0007	-50 to +250	0.7 to 1.7																																		
PHYSICAL Weight, Max. Mounting Stud Mount Connector [1] Type Material Housing Material Isolation Material Sealing Element Mode	0.35 oz 10-32 UNF-2A screw 4-pin, 1/4-28 Titanium Titanium Case Isolated Ceramic O-ring	10.0 grams 10-32 UNF-2A screw 4-pin, 1/4-28 Titanium Titanium Case Isolated Ceramic O-ring																																					
PERFORMANCE Sensitivity, +/-5% [2] Acceleration Range, ± Frequency Range, 15% Resonance Frequency Linearity [3] Transverse Sensitivity Max. Noise floor Spectral Noise	10 mV/g 500 Gpeak 6-5000 Hz > 30 kHz 1 %F.S. 5 % 0.007 Grms 1Hz 2000 µGrms/√g(Hz) 10Hz 1400 µGrms/√g(Hz) 100Hz 900 µGrms/√g(Hz) 1000Hz 500 µGrms/√g(Hz) 10000Hz 200 µGrms/√g(Hz)	1.0 mV/m/s ² 4905 ms ⁻² peak 6-5000 Hz > 30 kHz 1 %F.S. 5 % 0.07 ms/m/s ² 18520 µm/s ² rms/√g(Hz) 13734 µm/s ² rms/√g(Hz) 8829 µm/s ² rms/√g(Hz) 4905 µm/s ² rms/√g(Hz) 1962 µm/s ² rms/√g(Hz)																																					
ELECTRICAL Supply Current Range [4] Compliance Voltage Range Output Impedance, Typ. Output Bias Voltage Discharge Time Constant	2 to 20 mA +18 to +30 VDC 100 Ω +11 to +13 VDC 0.7 to 1.7 sec	2 to 20 mA +18 to +30 VDC 0 +11 to +13 VDC 0.7 to 1.7 sec																																					
ENVIRONMENTAL Shock Max., ± Vibration Max., ± Operating Temperature Seal Magnetic Sensitivity at 100 Gauss Base Strain Sensitivity	1000 g pk 800 g pk -50 to +250 °F Hermetic 0.0007 g/Gauss 0.05 g/µε	8810 m/s ² 5680 m/s ² -13 to +121 °C Hermetic 0.0007 m/s ² /Gauss 0.4905 m/s ² /µε																																					
   <p>Units on the line drawing are in inches, units in brackets are in millimeters. Refer to 127-206-02 for more information.</p>																																							
 <p>21592 Manila Street, Chatsworth, California 91311 Phone: 818.700.7818 Fax: 818.700.7880 www.dytran.com For permission to reprint this content, please contact info@dytran.com</p>																																							

Załącznik nr 9 - specyfikacja przetwornika młotka modalnego Dytran 5800B2

Model Number 5800B2	PERFORMANCE SPECIFICATION IMPULSE HAMMER			DOC NO PS5800B2																								
REV. A, ECN 11034, 06/25/14																												
This family also includes:																												
	Model	Sensitivity (mV/Lb)	Range (Lb. Force)	Max Force (Lb. Force)	Discharge T.C. (sec)																							
	5800B1	500	10	200	5																							
	5800B3	50	100	1000	50																							
	5800B4	10	500	1000	170																							
	5800B5	5	1,000	2,000	300																							
	5801B4	10	500	6000	170																							
	5801B5	5	1,000	8000	300																							
	5801B6	1	5,000	8000	1700																							
Refer to the performance specifications of the products in this family for detailed description.																												
Supplied Accessories: 1) Accredited calibration certificate (ISO 17025) 2) Impact tips: 1X Model 6250A (aluminum), 1X Model 6250P (plastic), 1X model 6250PS (soft plastic)																												
Notes: [1] Percent of full scale or any lesser range. Zero based best-fit straight line method. [2] In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.																												
<ul style="list-style-type: none"> • ACCELERATION COMPENSATED • EXCELLENT LINEARITY • INTERCHANGABLE IMPACT TIPS 																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>ENGLISH</th> <th>SI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Weight, Head</td> <td>3.5</td> <td>grams</td> </tr> <tr> <td>Connector</td> <td>BNC</td> <td>BNC</td> </tr> <tr> <td>Head</td> <td>Stainless Steel</td> <td>Stainless Steel</td> </tr> <tr> <td>Handle</td> <td>Fiberglass</td> <td>Fiberglass</td> </tr> <tr> <td>Impact Tip</td> <td>Aluminum / Plastic</td> <td>Aluminum / Plastic</td> </tr> <tr> <td>Sensing Element</td> <td>Quartz</td> <td>Quartz</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Compression</td> <td>Compression</td> </tr> </tbody> </table>						ENGLISH	SI	Weight, Head	3.5	grams	Connector	BNC	BNC	Head	Stainless Steel	Stainless Steel	Handle	Fiberglass	Fiberglass	Impact Tip	Aluminum / Plastic	Aluminum / Plastic	Sensing Element	Quartz	Quartz		Compression	Compression
	ENGLISH	SI																										
Weight, Head	3.5	grams																										
Connector	BNC	BNC																										
Head	Stainless Steel	Stainless Steel																										
Handle	Fiberglass	Fiberglass																										
Impact Tip	Aluminum / Plastic	Aluminum / Plastic																										
Sensing Element	Quartz	Quartz																										
	Compression	Compression																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>ENGLISH</th> <th>SI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Linearity [1]</td> <td>±1</td> <td>% Full Scale</td> </tr> <tr> <td>Resonant Frequency</td> <td>75</td> <td>KHz</td> </tr> <tr> <td>Stiffness, Force Sensor</td> <td>11.3</td> <td>Lb/in</td> </tr> </tbody> </table>						ENGLISH	SI	Linearity [1]	±1	% Full Scale	Resonant Frequency	75	KHz	Stiffness, Force Sensor	11.3	Lb/in												
	ENGLISH	SI																										
Linearity [1]	±1	% Full Scale																										
Resonant Frequency	75	KHz																										
Stiffness, Force Sensor	11.3	Lb/in																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>ENGLISH</th> <th>SI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sensitivity, ± 10 % Range</td> <td>100</td> <td>mV/LbF</td> </tr> <tr> <td>Minimum Force</td> <td>50</td> <td>Lbs. Force</td> </tr> <tr> <td>Linearity [1]</td> <td>1,000</td> <td>Lbs. Force</td> </tr> <tr> <td>Resonant Frequency</td> <td>±1</td> <td>% Full Scale</td> </tr> <tr> <td>Stiffness, Force Sensor</td> <td>75</td> <td>KHz</td> </tr> <tr> <td></td> <td>11.3</td> <td>Lb/in</td> </tr> </tbody> </table>						ENGLISH	SI	Sensitivity, ± 10 % Range	100	mV/LbF	Minimum Force	50	Lbs. Force	Linearity [1]	1,000	Lbs. Force	Resonant Frequency	±1	% Full Scale	Stiffness, Force Sensor	75	KHz		11.3	Lb/in			
	ENGLISH	SI																										
Sensitivity, ± 10 % Range	100	mV/LbF																										
Minimum Force	50	Lbs. Force																										
Linearity [1]	1,000	Lbs. Force																										
Resonant Frequency	±1	% Full Scale																										
Stiffness, Force Sensor	75	KHz																										
	11.3	Lb/in																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>ENGLISH</th> <th>SI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Output Voltage F.S</td> <td>±5</td> <td>V</td> </tr> <tr> <td>Output Impedance, Max</td> <td>100</td> <td>Ω</td> </tr> <tr> <td>Bias Voltage</td> <td>7 to 12</td> <td>VDC</td> </tr> <tr> <td>Compliance Voltage Range</td> <td>18 to 30</td> <td>VDC</td> </tr> <tr> <td>Supply Current Range</td> <td>2 to 20</td> <td>mA</td> </tr> <tr> <td>Discharge Time Constant, Nom</td> <td>20</td> <td>Sec</td> </tr> </tbody> </table>						ENGLISH	SI	Output Voltage F.S	±5	V	Output Impedance, Max	100	Ω	Bias Voltage	7 to 12	VDC	Compliance Voltage Range	18 to 30	VDC	Supply Current Range	2 to 20	mA	Discharge Time Constant, Nom	20	Sec			
	ENGLISH	SI																										
Output Voltage F.S	±5	V																										
Output Impedance, Max	100	Ω																										
Bias Voltage	7 to 12	VDC																										
Compliance Voltage Range	18 to 30	VDC																										
Supply Current Range	2 to 20	mA																										
Discharge Time Constant, Nom	20	Sec																										
<p>Units on the line drawing are in inches, units in brackets are in millimeters. Refer to 5800B for more information.</p>																												
<p>21592 Manila Street, Chatsworth, California 91311 Phone: 818.700.7818 Fax: 818.700.7880 www.dytran.com</p> <p>For permission to reprint this content, please contact info@dytran.com</p>																												

Załącznik nr 10a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 1

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn



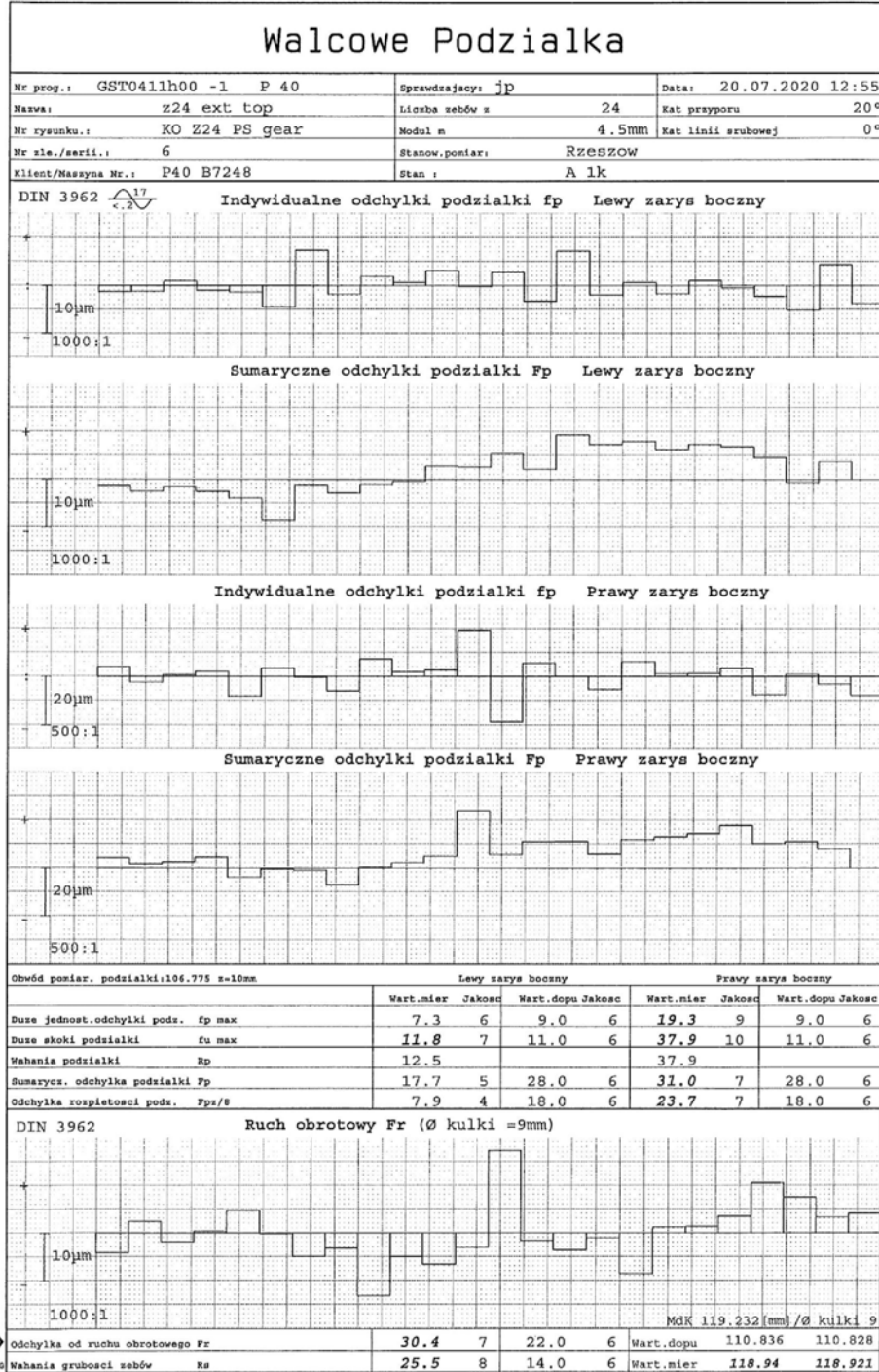
Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 10b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 1

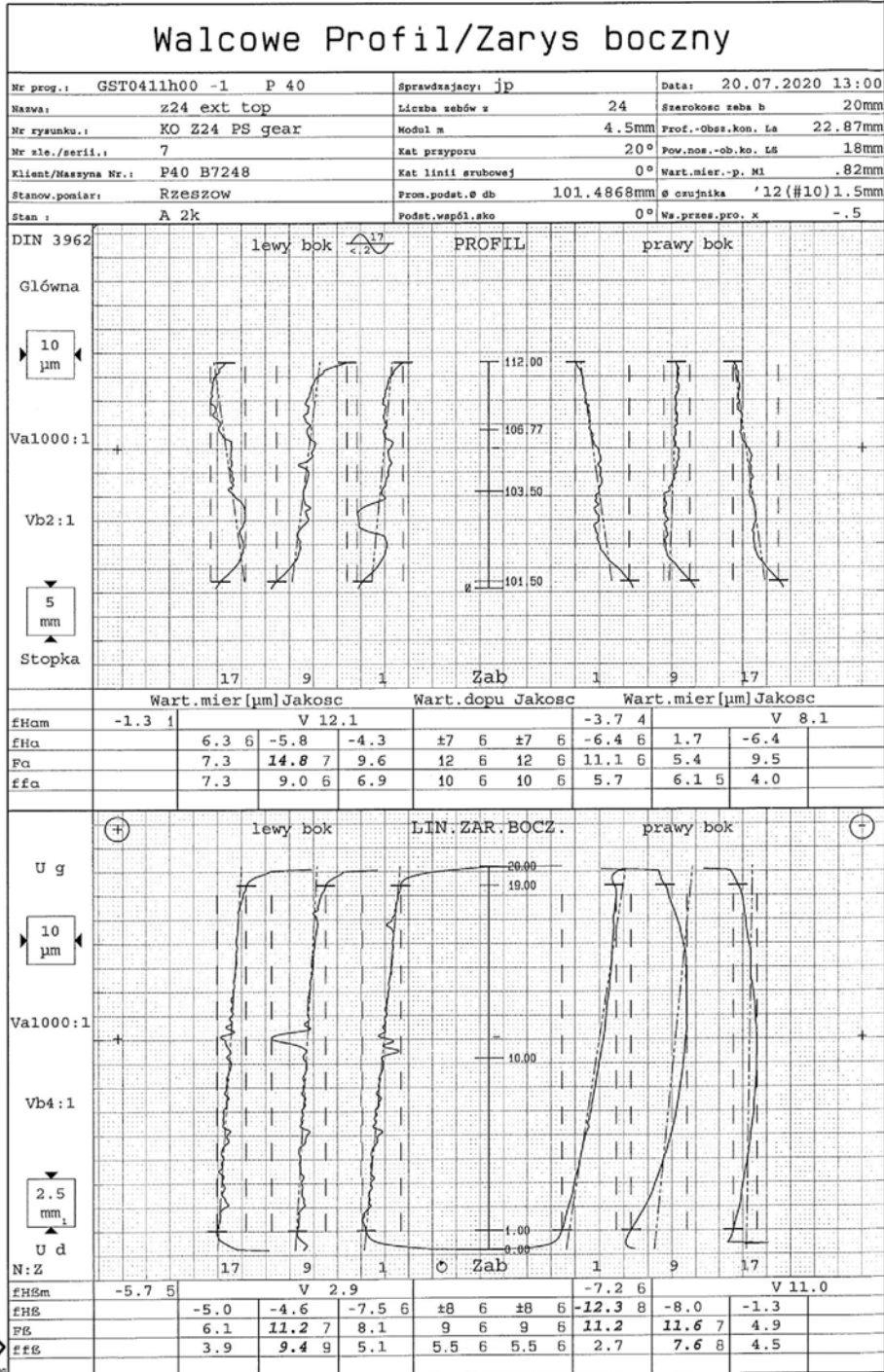
Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

Copyright (c) Klingelberg GmbH



Załącznik nr 11a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 2

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn



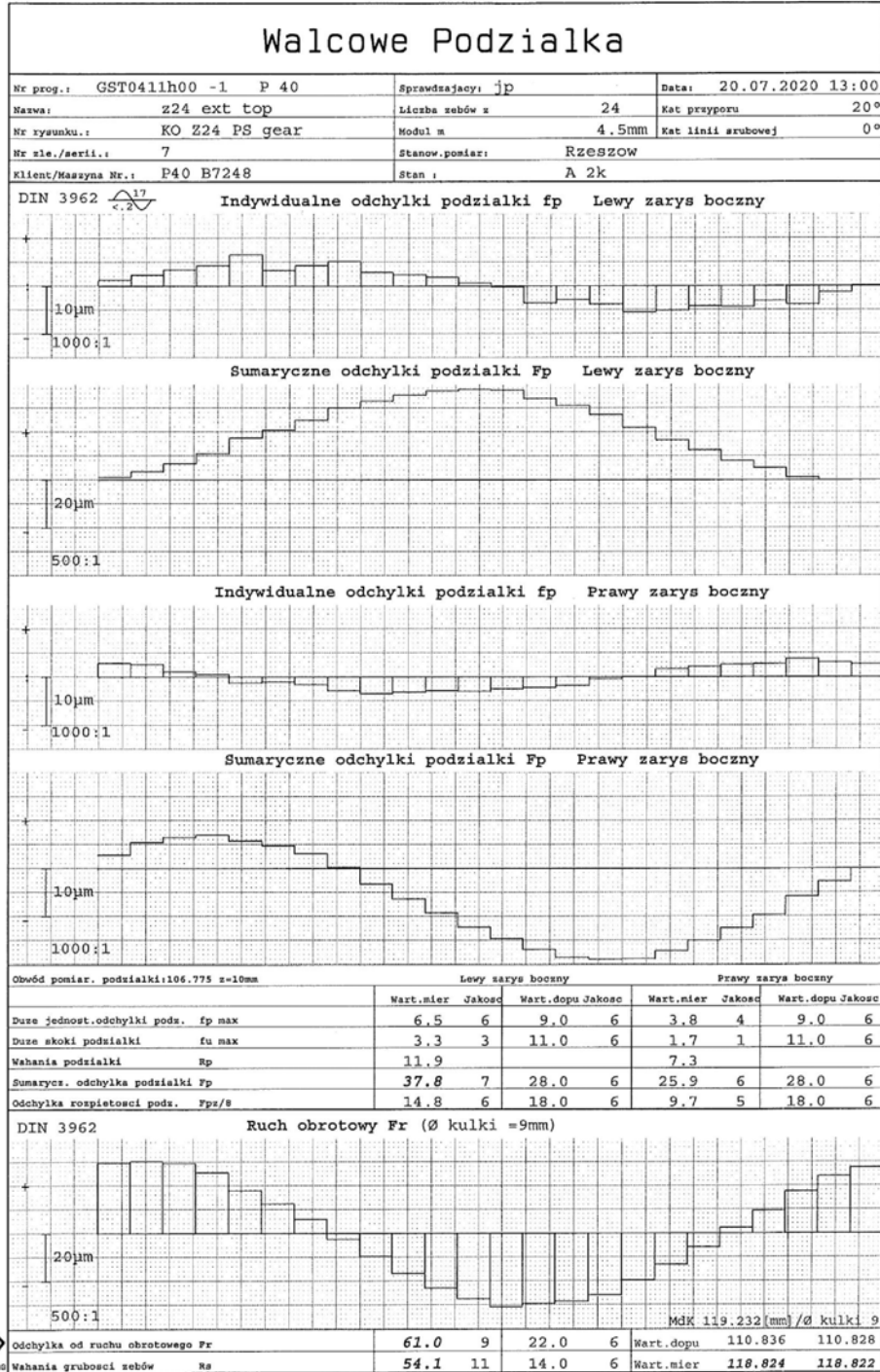
Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 11b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 2

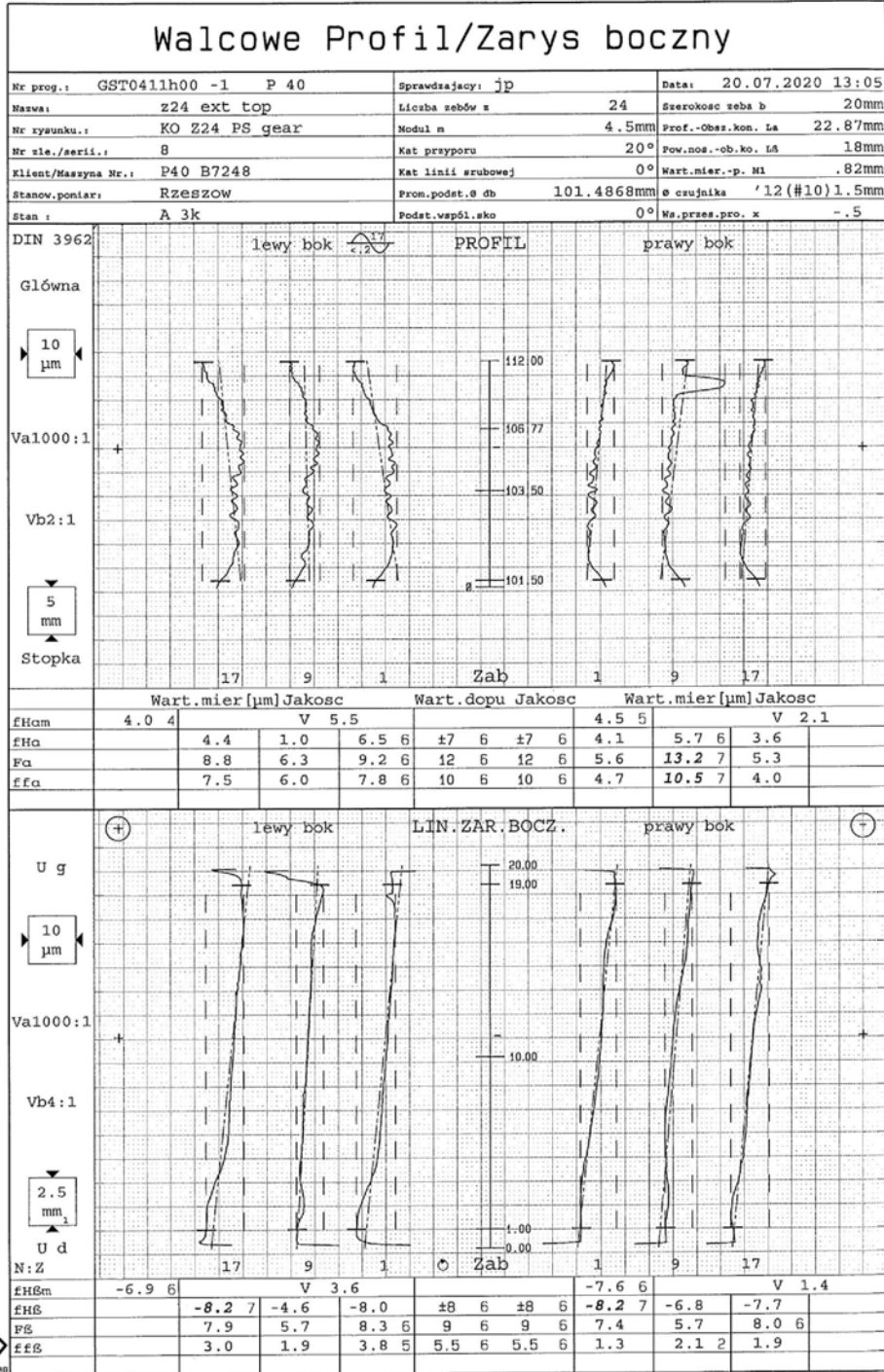
Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

Copyright (c) Klingelnberg GmbH



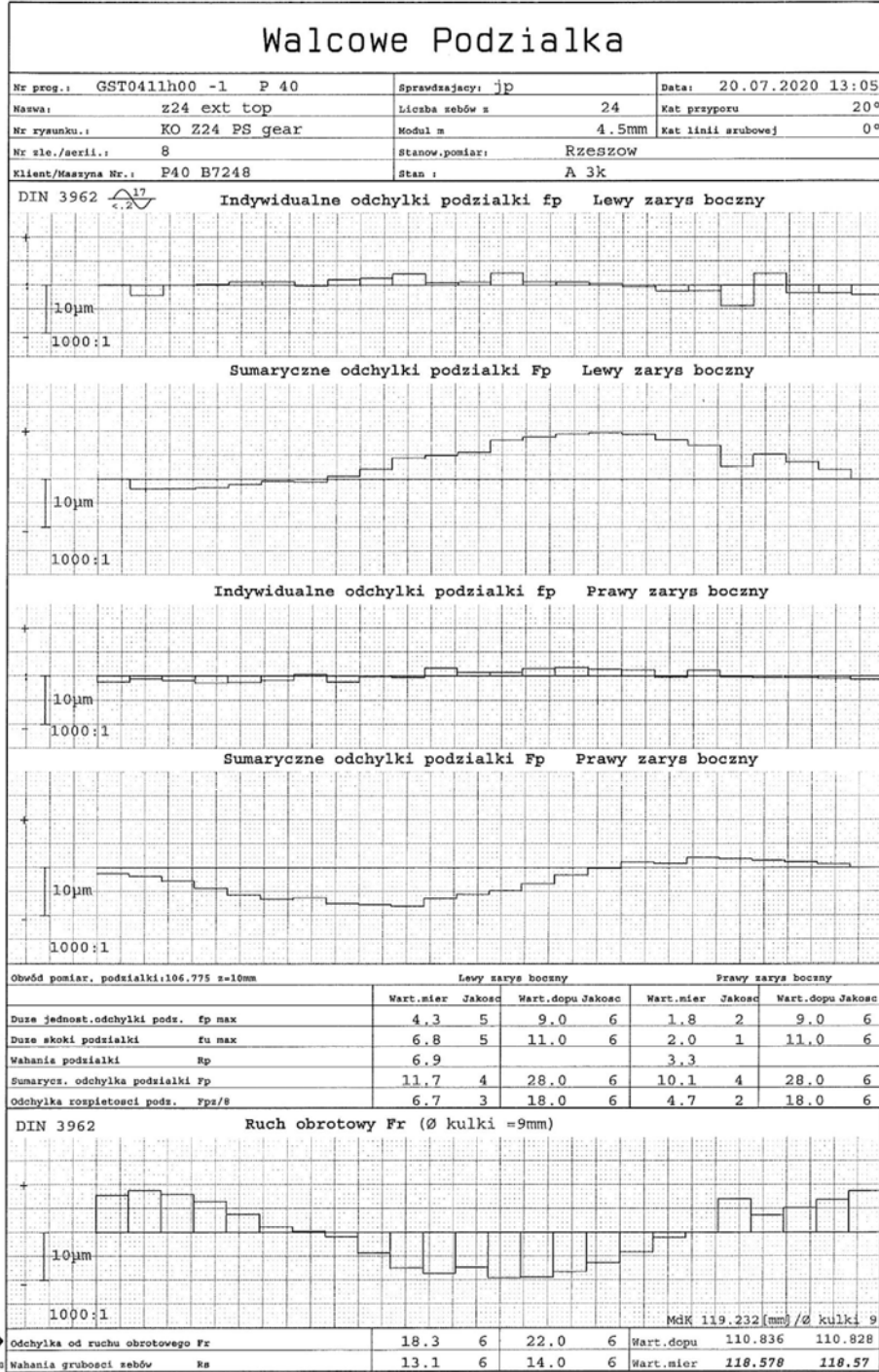
Załącznik nr 12a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 3

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn



Załącznik nr 12b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 3

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

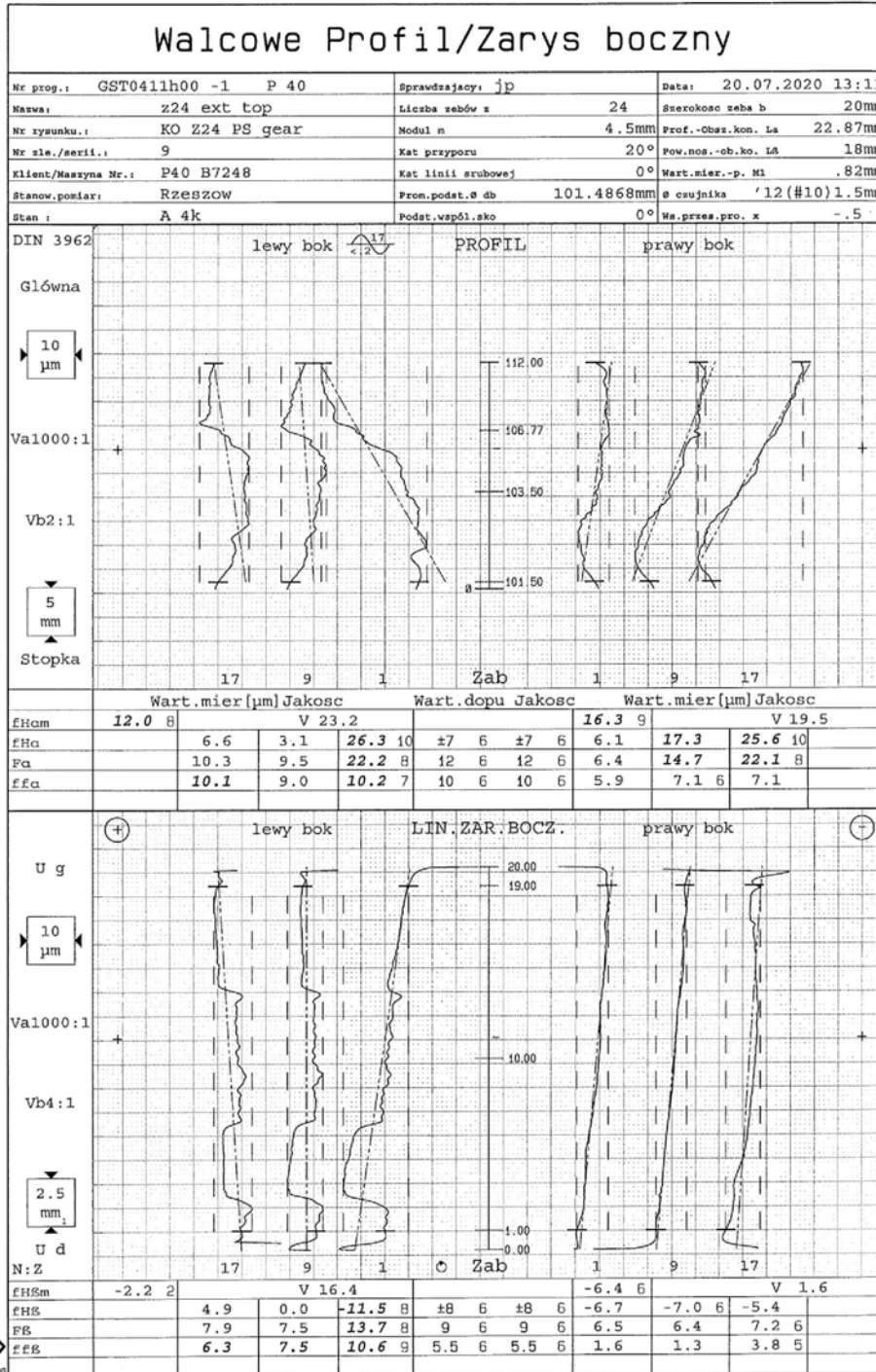


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 13a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 4

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

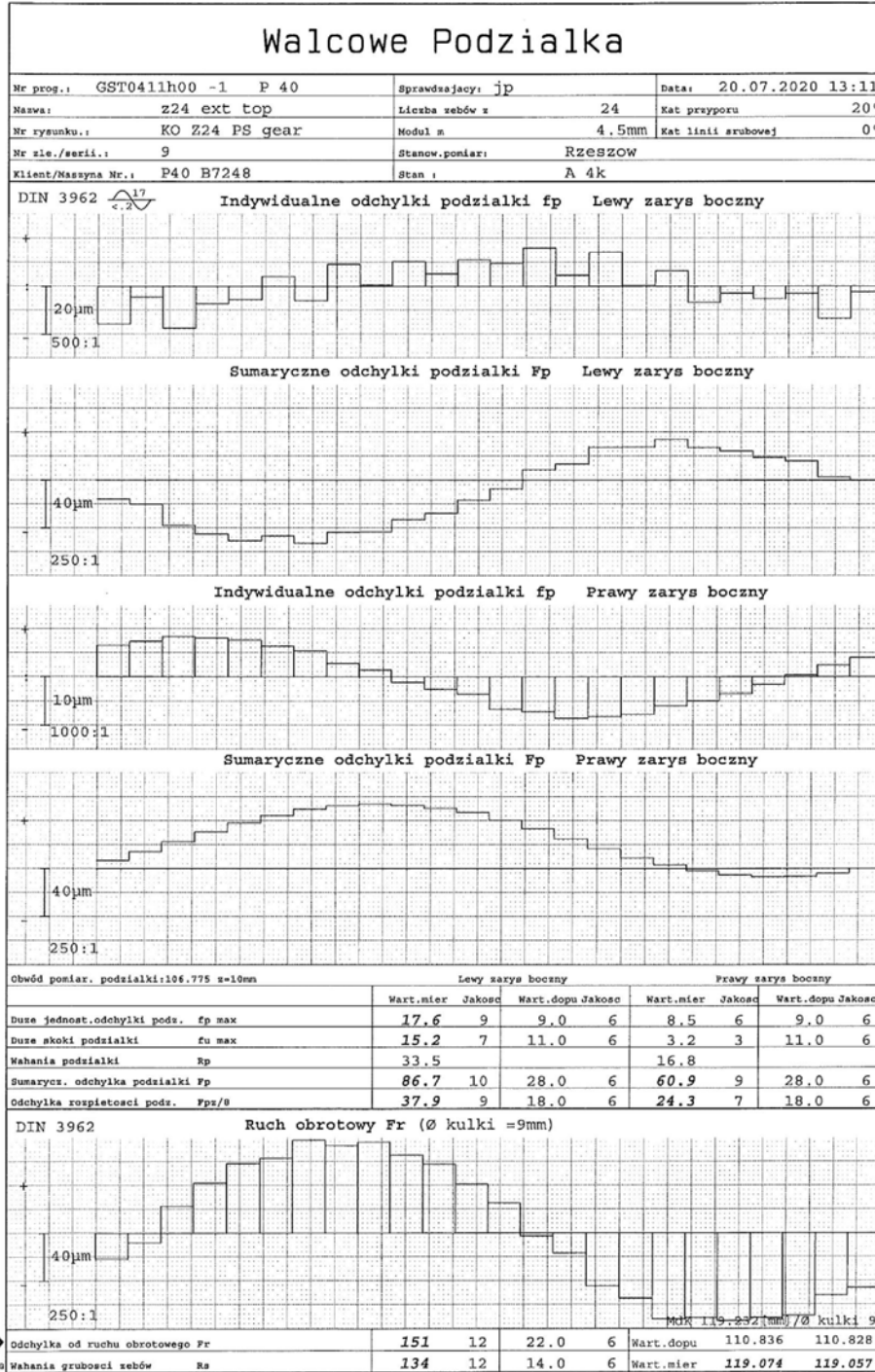


Copyright (c) Klingenberg mbH



Załącznik nr 13b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 4

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

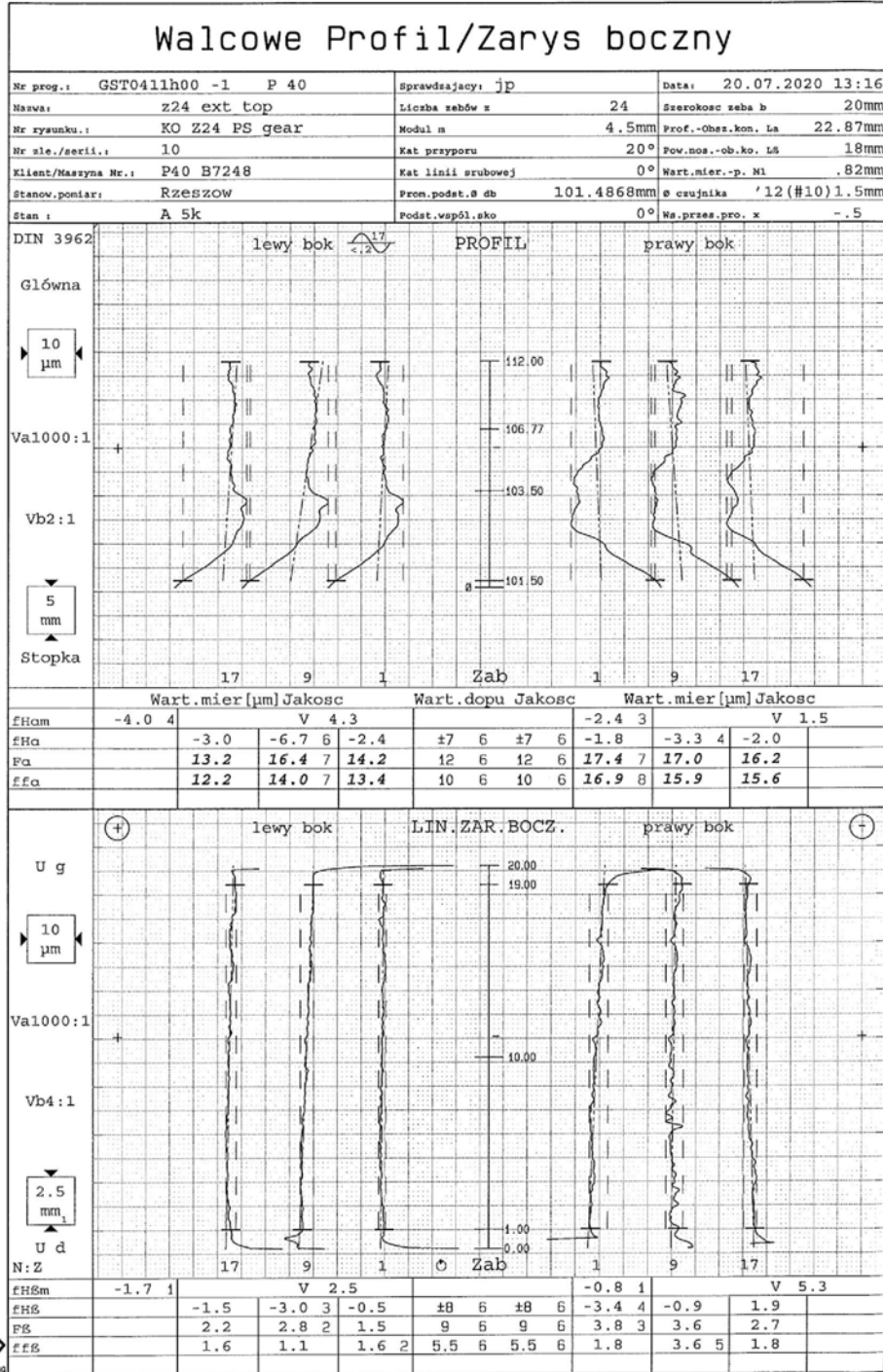


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 14a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 5

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

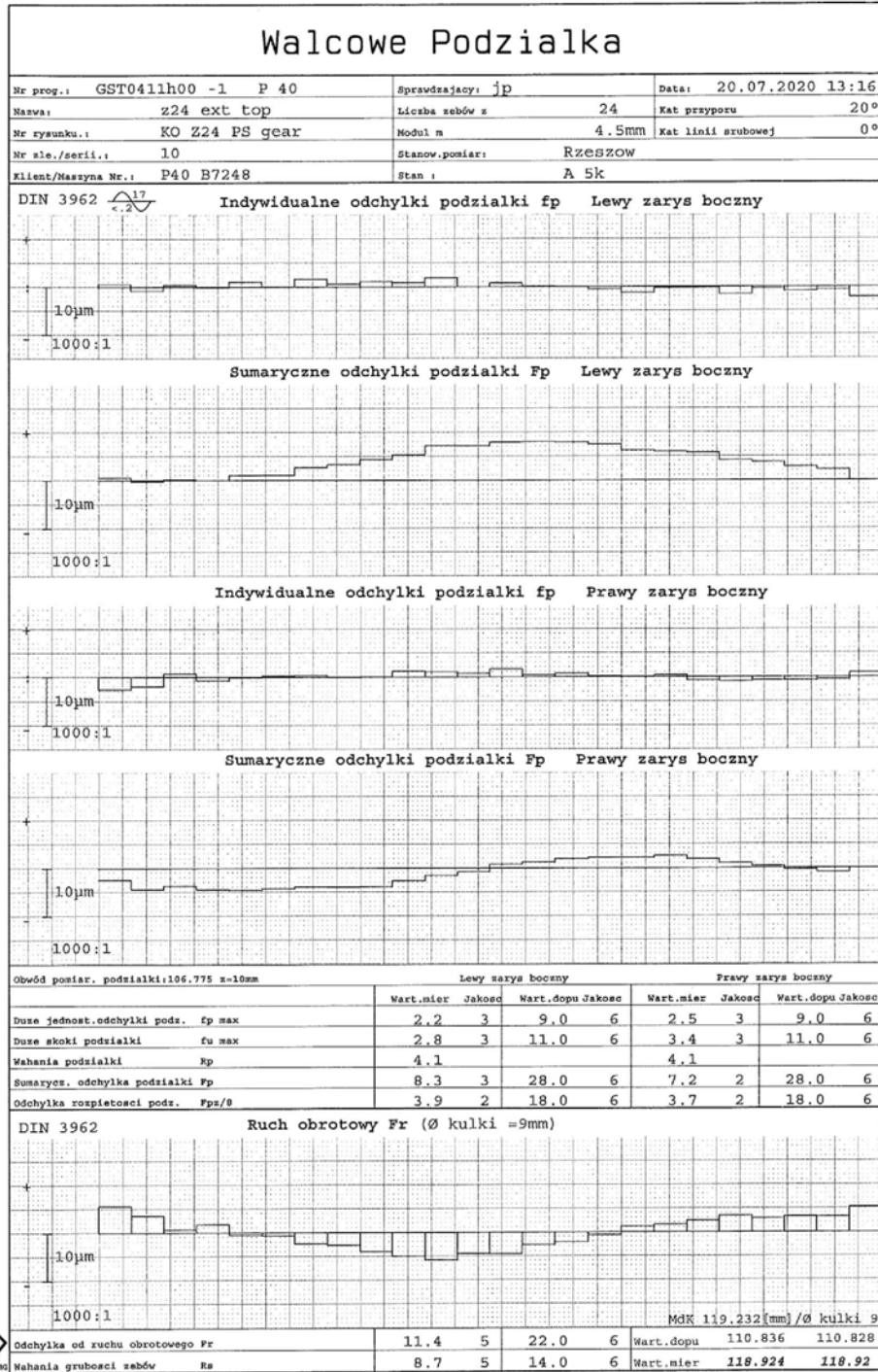


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 14b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- koło nr 5

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

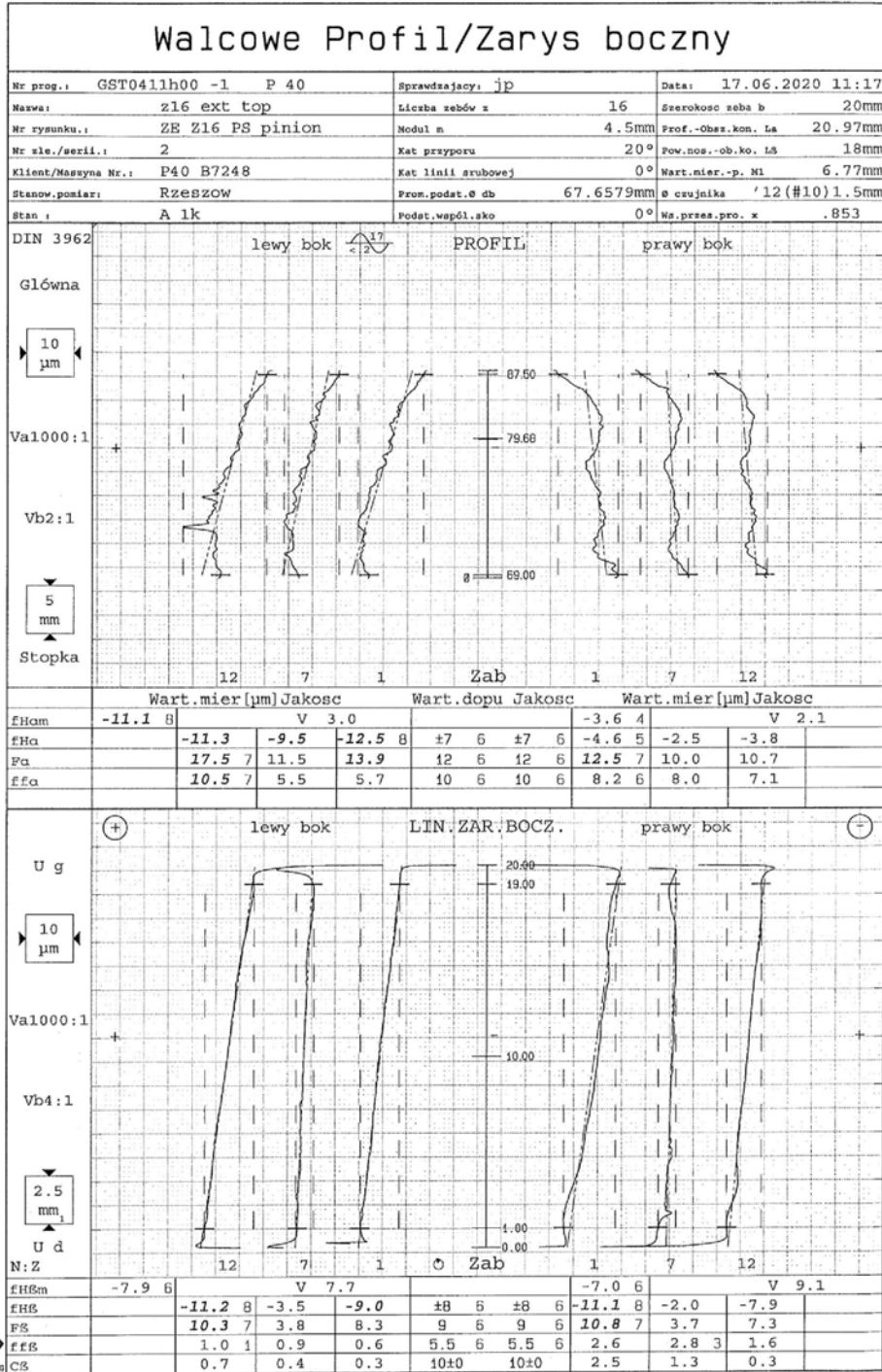


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 15a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
 – zębnik nr 1

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

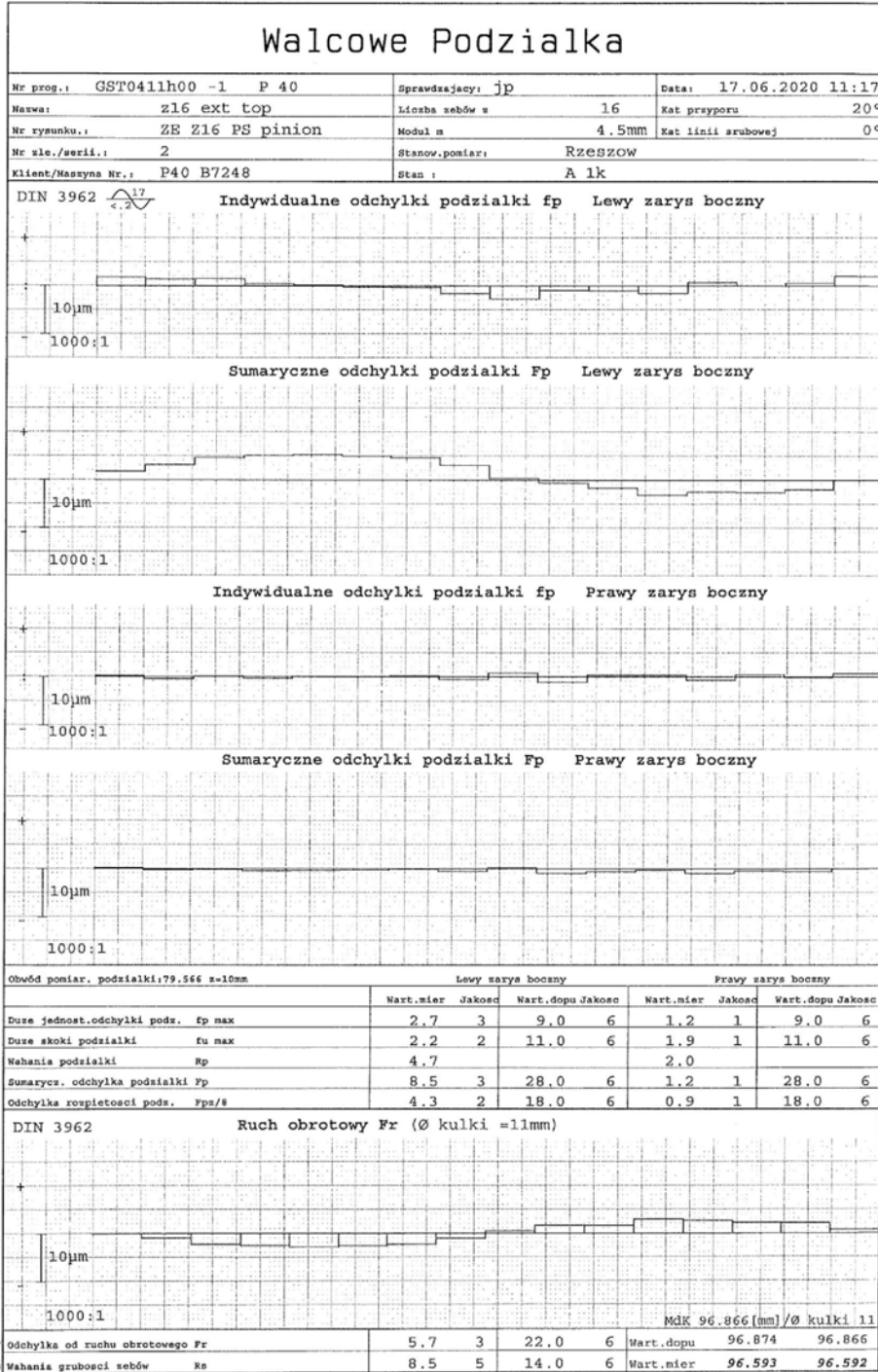


Copyright (c) K1 LangeLaberg GmbH



Załącznik nr 15b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania – zębnik nr 1

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

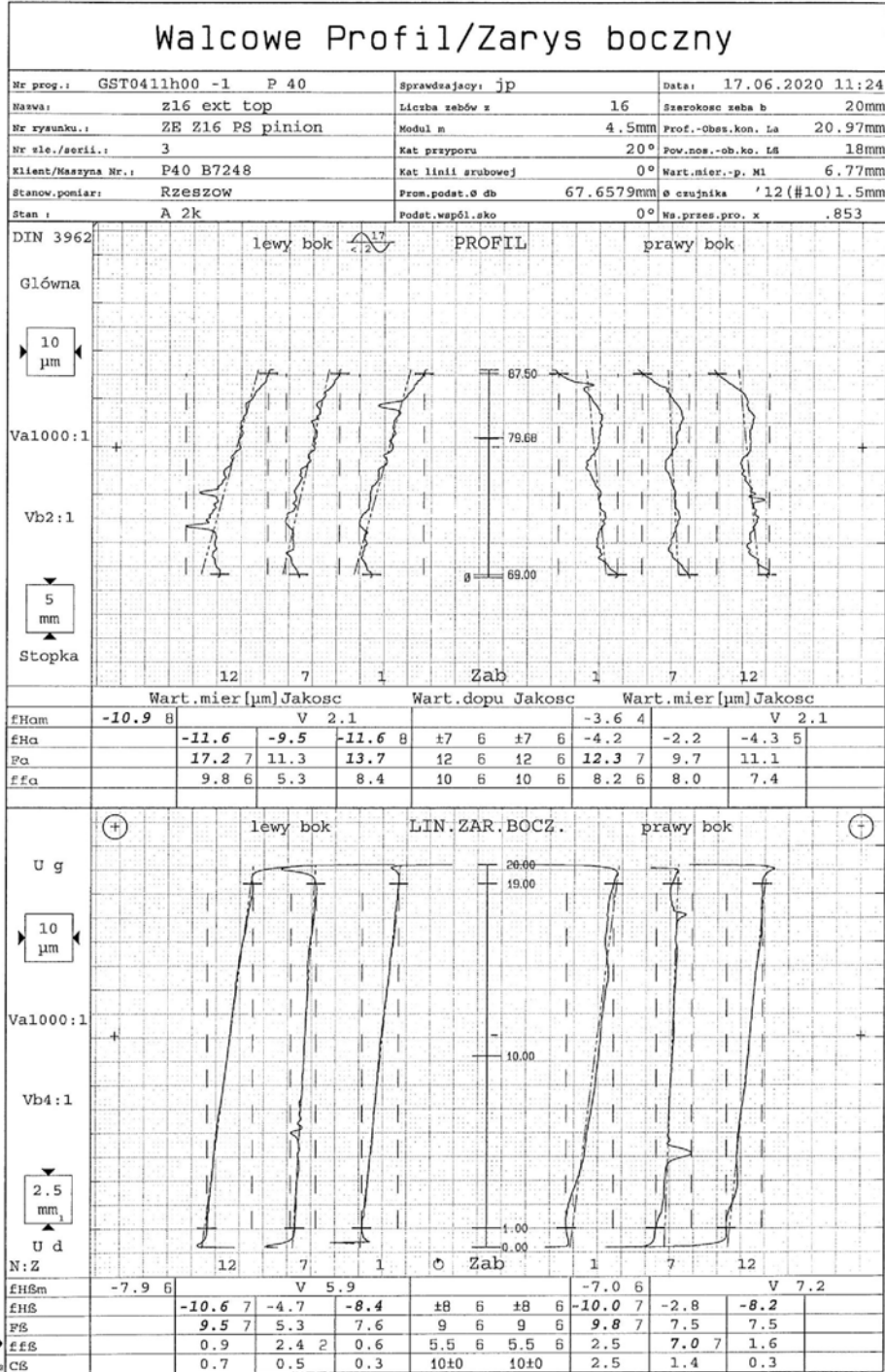


Copyright (c) Klingelberg GmbH



Załącznik nr 16a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- zębnik nr 2

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn



Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 16b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania – zębnik nr 2

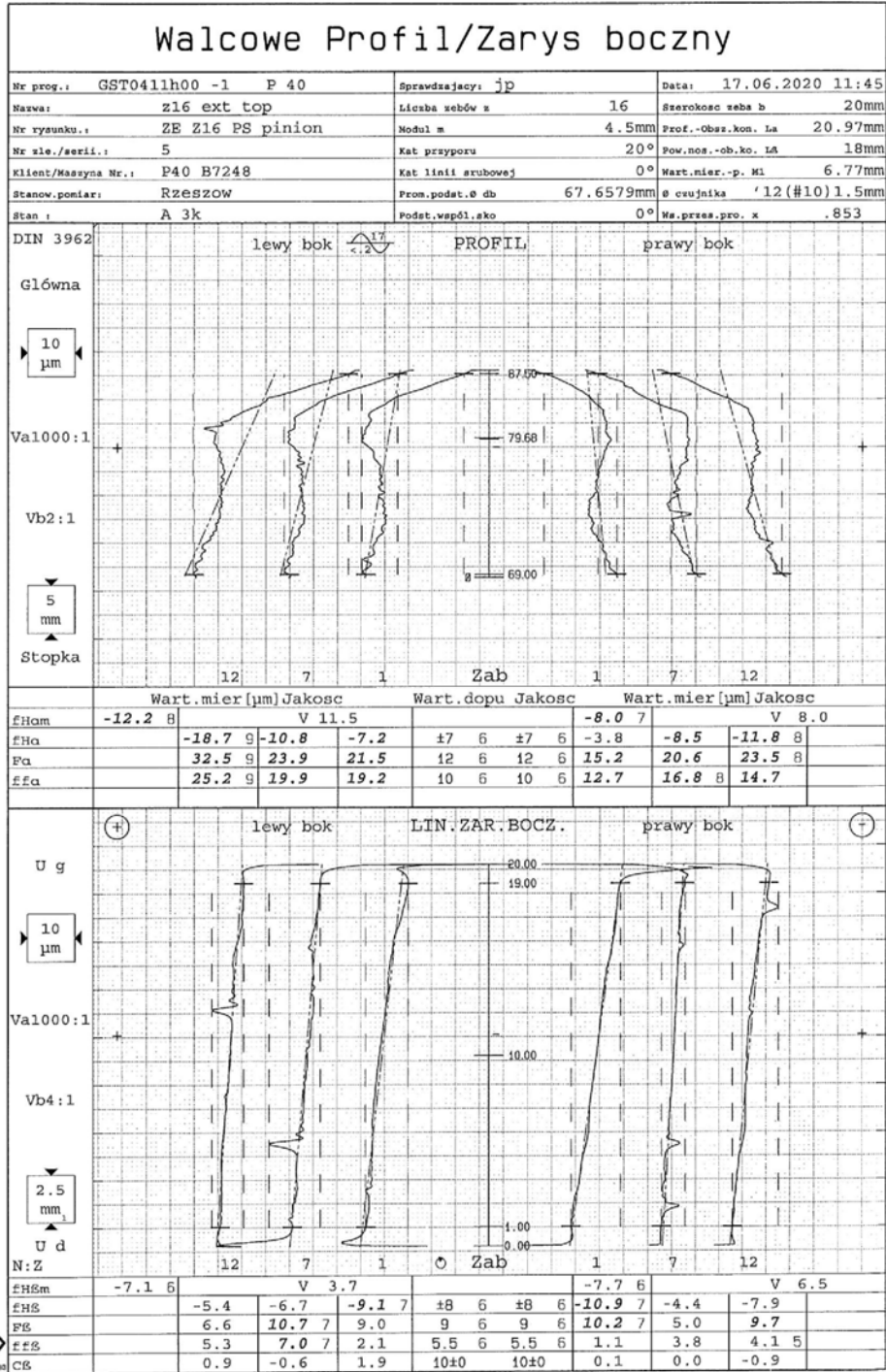
Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 17a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
 – zębnik nr 3

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

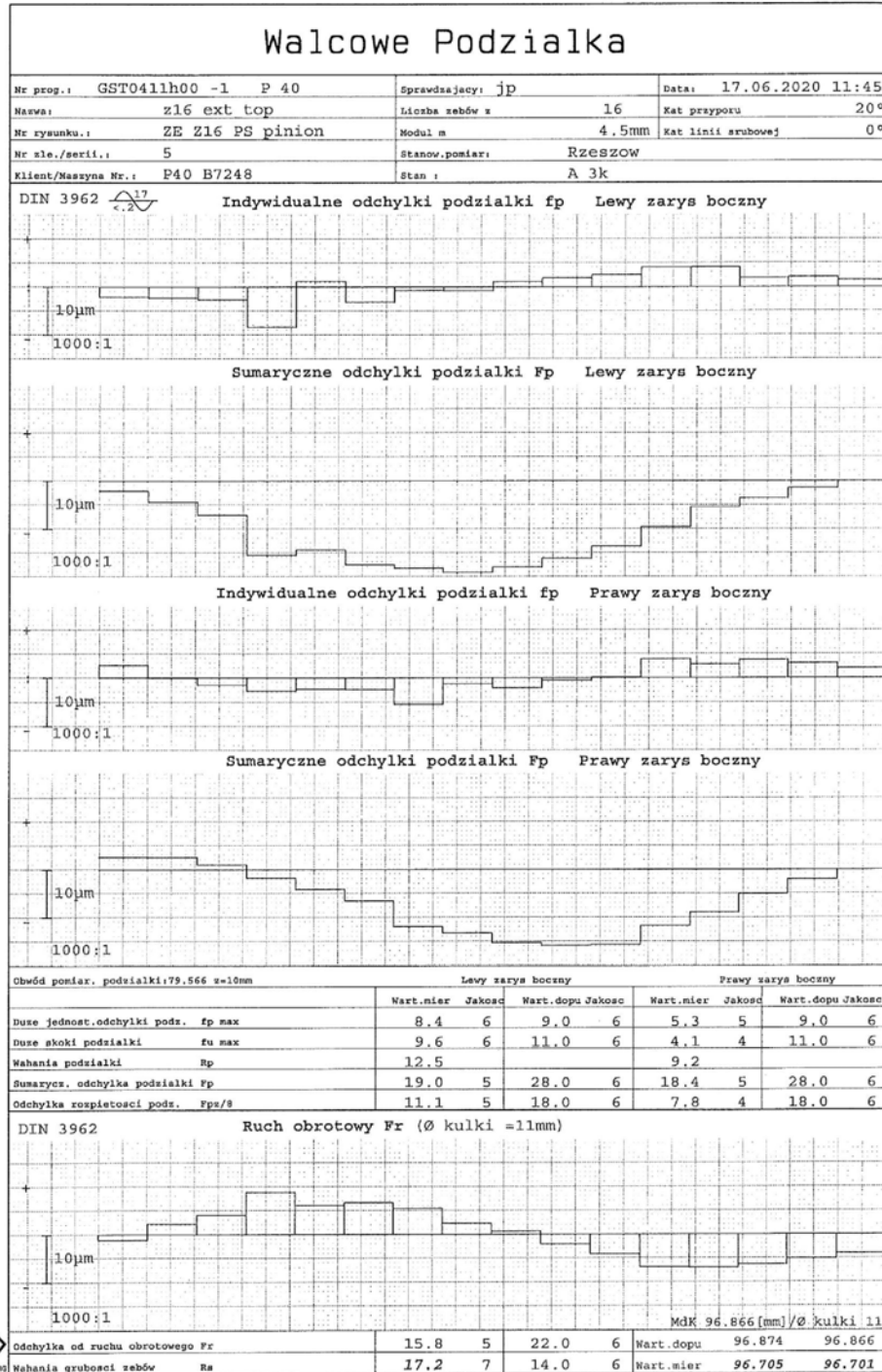


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 17b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania – zębnik nr 3

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

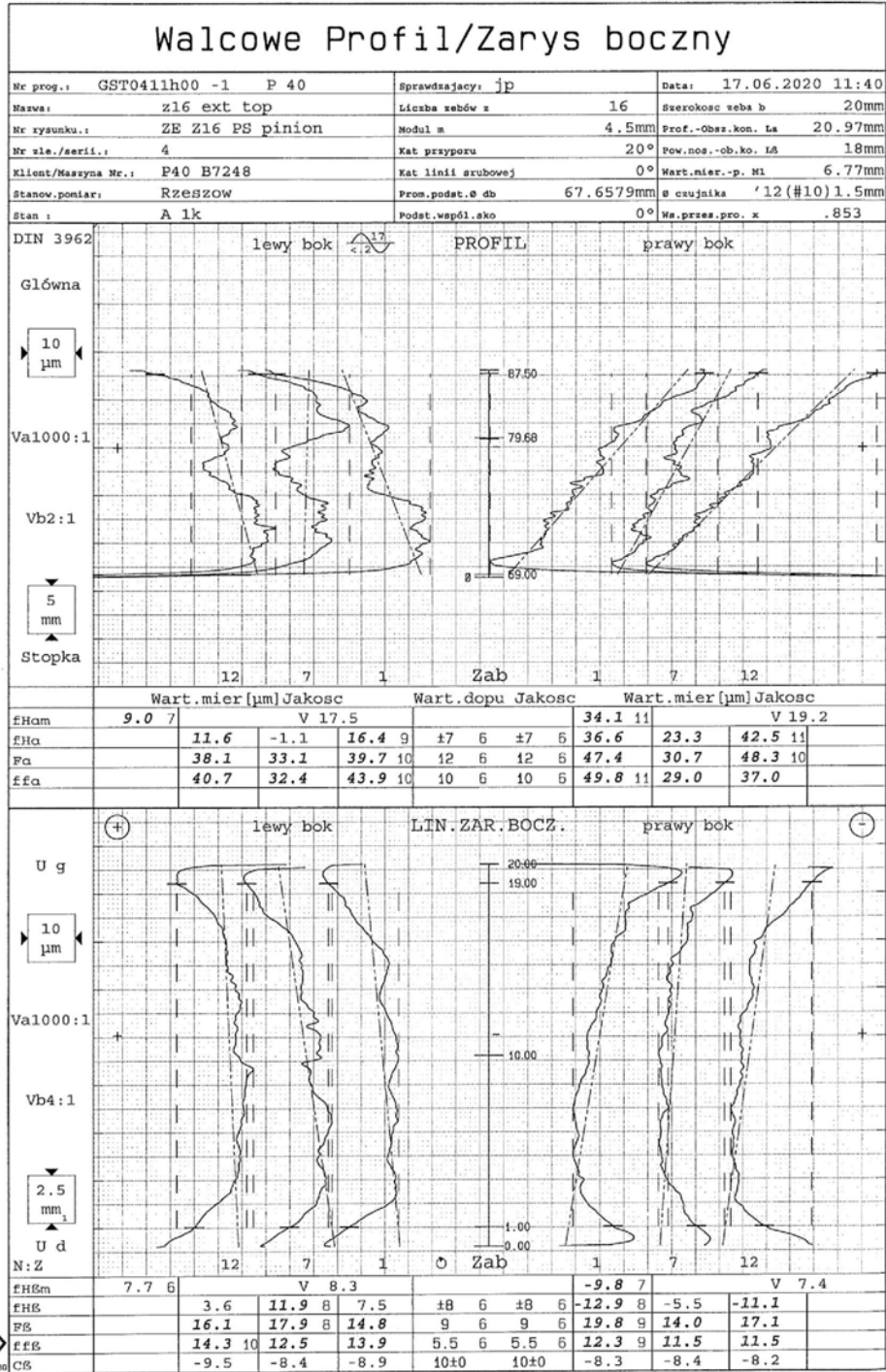


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 18a - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania
- zębnik nr 4

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn

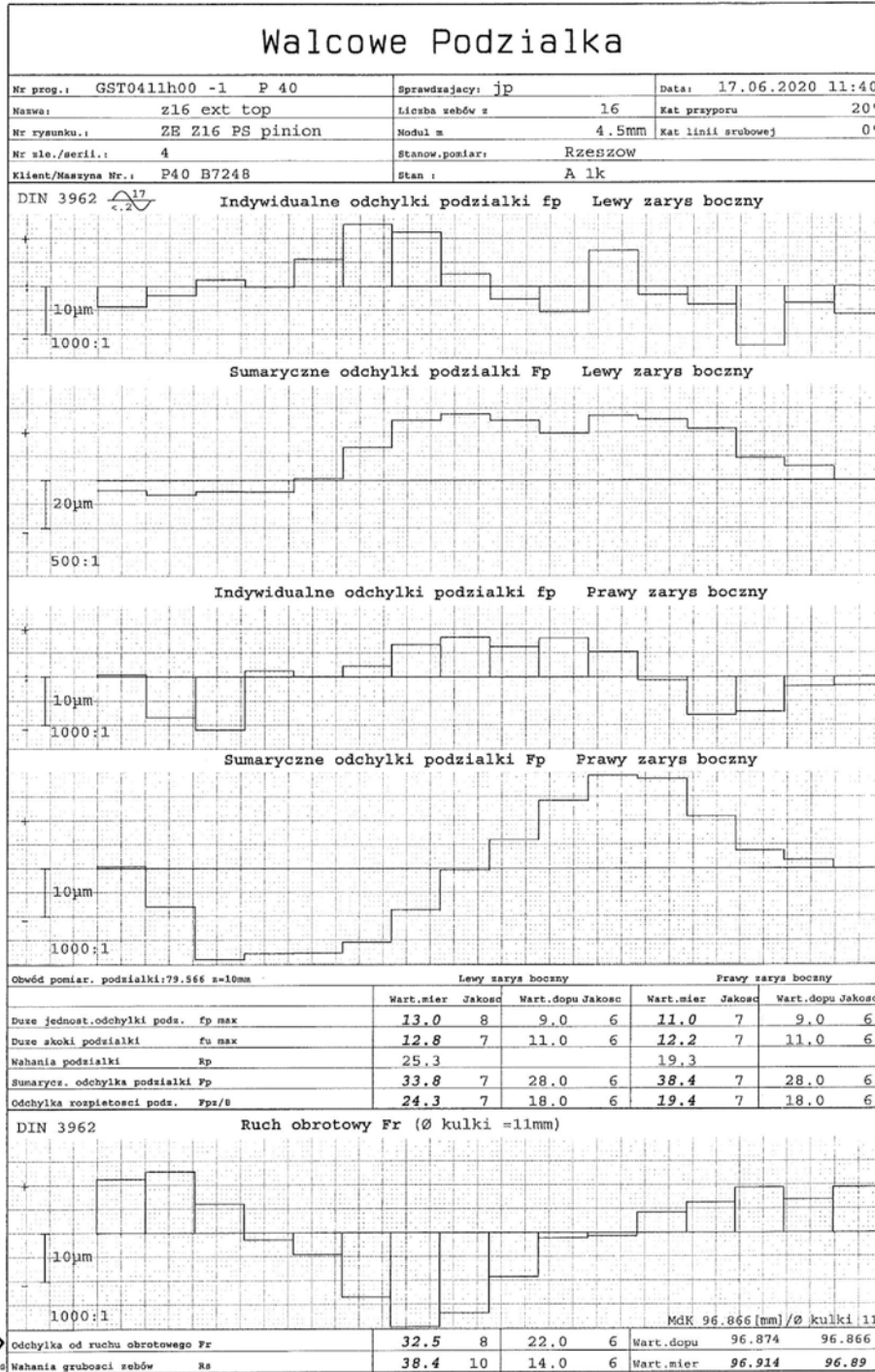


Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Załącznik nr 18b - pomiar wybranych wymiarów geometrycznych i odchyłek wykonania – zębnik nr 4

Politechnika Rzeszowska Katedra Konstrukcji Maszyn



Copyright (c) Klingenberg GmbK

