

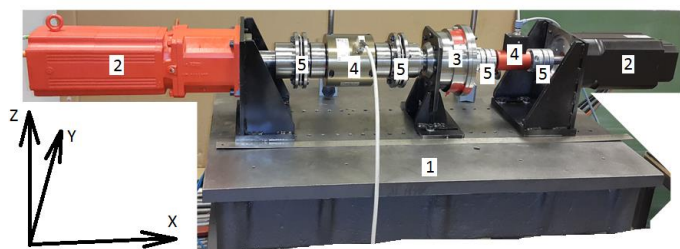
## EKSPERYMENTALNE WYZNACZENIE CZĘSTOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH STANOWISKA DO BADAŃ PRZEKŁADNI

### Streszczenie

Eksperymentalne wyznaczenie częstości drgań własnych przeprowadzono dla stanowiska do badań przekładni cykloidalnej. Badania przeprowadzono dla każdego głównego kierunku: X,Y,Z. Otrzymane wartości zestawiono z wynikami obliczeń teoretycznych. W ramach tych badań przeprowadzono również eksperyment polegający na dociężeniu stanowiska badawczego i ponownym wyznaczeniu częstości drgań własnych a otrzymany wynik porównano z wartością wyznaczoną dla stanowiska niedociążonego.

### WSTĘP

W celu przeprowadzenia badań przekładni cykloidalnej [1] przygotowano specjalne stanowisko badawcze (rys.1), które składa się z odlewanego stołu i wsporników, na których mocowane są elementy układu napędowego. Problemy jakie wystąpiły podczas rejestracji procesów obciążenia przekładni cykloidalnej spowodowały, że autorzy postanowili wyznaczyć częstości drgań własnych i postaci drgań stanowiska w celu wyeliminowania zjawiska rezonansu podczas badań przekładni [2,3].



Rys.1. Stanowisko badawcze: 1- stół, 2-silniki, 3- przekładnia cykloidalna, 4- momentomierze, 5- sprzęgła

Analiza modalna jest powszechnie stosowaną techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. W wyniku tej analizy otrzymuje się zbiory częstości własnych, postaci drgań oraz współczynniki tłumienia.

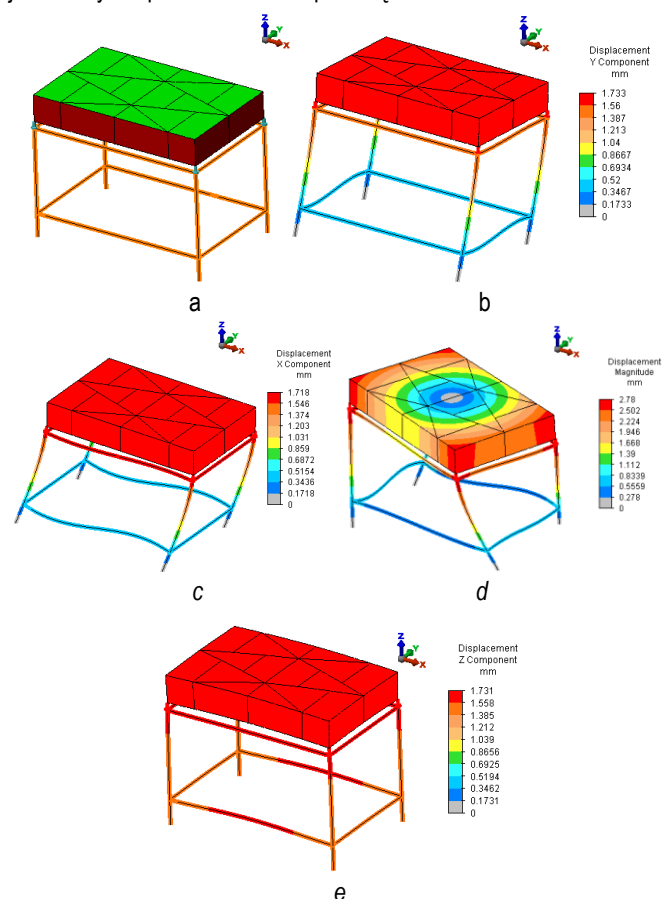
Pozyskana informacja o wymienionych parametrach daje możliwość przewidywania zachowania się obiektu na skutek dowolnych wymuszeń. Wykorzystywana jest ona na potrzeby modyfikacji konstrukcji, diagnostyki konstrukcji oraz dla celów weryfikacji i walidacji modeli numerycznych.

Można wyróżnić następujące rodzaje analizy modalnej:

- teoretyczną, wymagającą rozwiązania zagadnienia własnego dla określonego obiektu badań,
- eksperymentalną, podczas której wymusza się ruch obiektu (np. drgania) oraz dokonuje pomiaru wymuszenia i pomiaru odpowiedzi w wielu punktach pomiarowych, rozmieszczonych na badanym obiekcie,
- eksploatacyjną, polegającą na eksperymencie eksploatacyjnym, w którym dokonuje się pomiarów tylko odpowiedzi układu w wielu punktach pomiarowych, podczas gdy ruch obiektu spowodowany jest rzeczywistymi wymuszeniami eksploatacyjnymi.

### 1. OBLICZENIA TEORETYCZNE

Obliczenia częstości własnych i postaci drgań wykonano za pomocą metody elementów skończonych. Model MES (rys. 2a) składa się z elementów skończonych belkowych (nogi stołu) i elementów skończonych trójwymiarowych (blat stołu wraz z uźebrowaniem). Części wyposażenia układu napędowego były modelowane jako masy skupione. Tłumienie pominięto.



Rys.2. Postacie drgań modelu stołu z podstawowymi częstościami: a) model obliczeniowy; b) drgania poprzeczne (w kierunku y) z częstotliwością 12,04[Hz]; c) drgania wzdłużne (w kierunku x) z częstotliwością 12,52Hz; d) drgania obrotowe wokół osi pionowej z częstotliwością 24,77Hz i e) drgania pionowe (w kierunku z) z częstotliwością 46,91Hz

## 2. EKSPERYMENT

Eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości drgań własnych przeprowadzono z wykorzystaniem aparatury składającej się z:

- młotka modalnego z czujnikiem siły;
- jednoosiowego akcelometru;
- karty pomiarowej NI nr 9233;
- komputera PC z napisaną aplikacją w środowisku Labview.

Eksperyment polegał na uderzeniu młotkiem modalnym w określonym kierunku i w ściśle określone miejsce. Tuż przed uderzeniem uruchamiana była rejestracja wymuszenia i odpowiedzi z wykorzystaniem jednoosiowego akcelometru umieszczonego w określonym miejscu. Każdorazowo przeprowadzano 5 prób celem wyeliminowania błędów pomiarowych.

Na podstawie znajomości widma odpowiedzi i wymuszenia wykonywano identyfikację przebiegu charakterystyk częstotliwościowych obiektu badań.

Aplikacja pomiarowa [4] napisana w środowisku LabView umożliwiła weryfikację rejestrowanych danych w trybie on-line, co znacznie upraszcza sam proces weryfikacji jak również informacji o "jakości" wymuszenia/uderzenia młotkiem modalnym.

Kierunki uderzeń są zgodne z osiami X,Y,Z zaznaczonymi na rys.1.

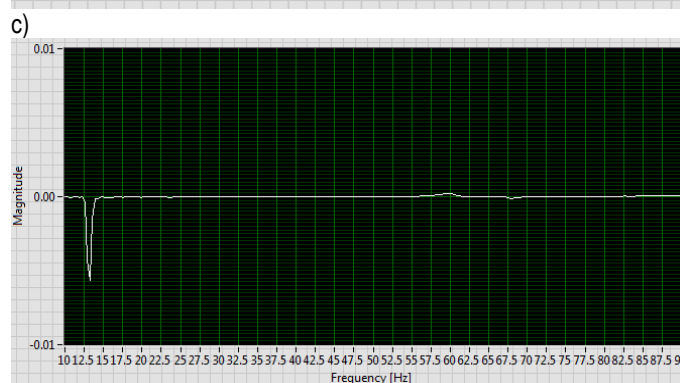
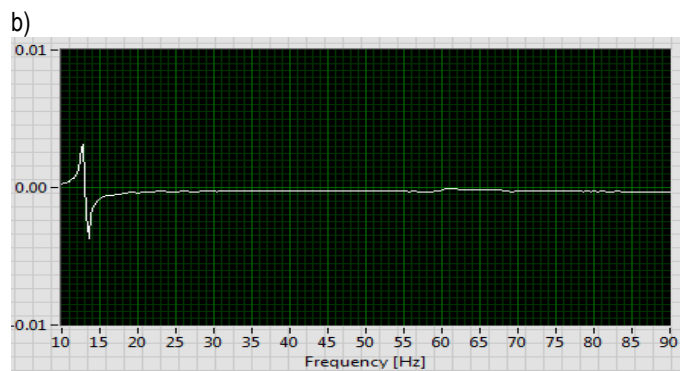
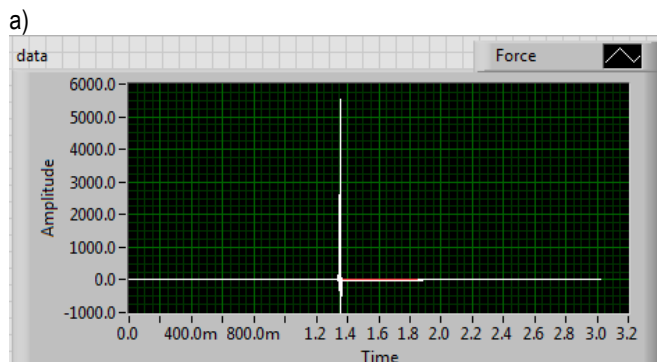
Przeprowadzono szereg eksperymentów polegających na rejestracji odpowiedzi przez akcelometr wymuszenia za pomocą młotka przy różnych miejscach instalacji akcelometru na stanowisku badawczym podczas wymuszenia w kierunkach X, Y i Z. Wyniki eksperymentów dla kierunku X, Y, Z wskazują na to, że niezależnie od miejsca instalacji akcelometru wartość częstotliwości drgań własnych nie zmienia się.

Przykładowe miejsce instalacji akcelometru przy uderzeniu młotkiem w kierunku X pokazano na rys.3.



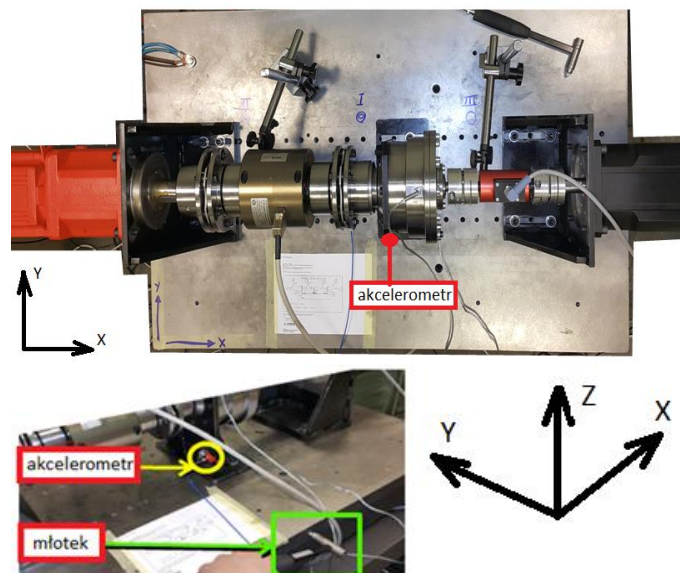
**Rys.3.** Przykładowe miejsce instalacji akcelometru na wsporniku przekładni cykloidalnej na kierunku X, przy uderzeniu młotkiem modalnym w obudowę silnika w tym samym kierunku X

Na rys.4 pokazano zarejestrowane wyniki z wymuszenia 4a i odpowiedzi 4b-4c. W oparciu o analizę wykresów części rzeczywistej i urojonej wyznaczono częstotliwość drgań własnych w kierunku X na ok. 13Hz.



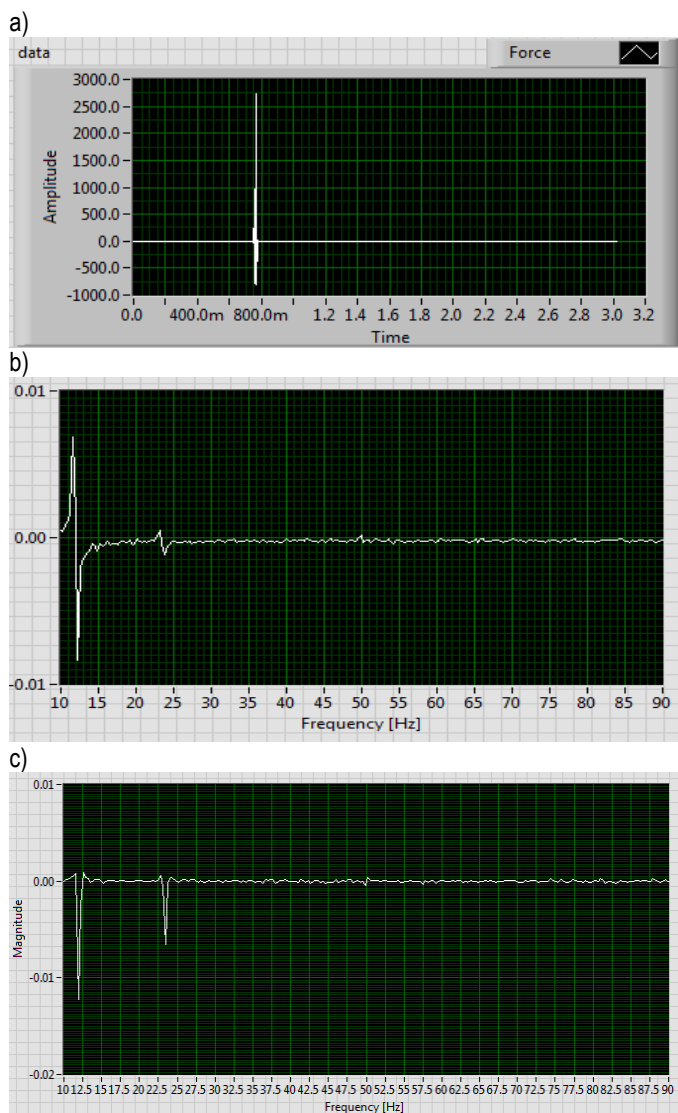
**Rys.4.** Zarejestrowane wyniki: a- podczas uderzenia młotkiem modalnym na kierunku X, b- wykres części rzeczywistej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości, c- wykres części urojonej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości

Przykładowe miejsce instalacji akcelometru dla uderzenia młotkiem w kierunku Y pokazano na rys.5.



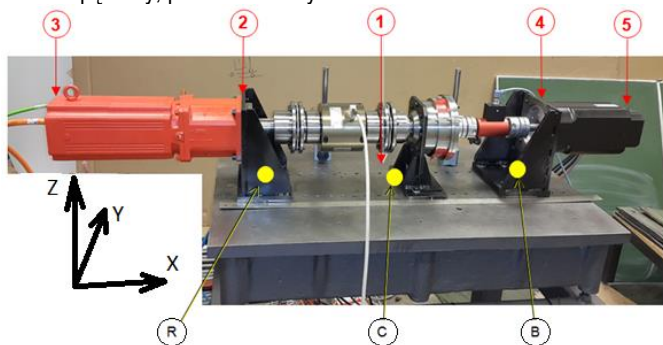
**Rys.5.** Przykładowe miejsce instalacji akcelometru na wsporniku przekładni cykloidalnej w kierunku Y, przy uderzeniu młotkiem modalnym w płytę stołu na tym samym kierunku Y

Na rys.6 pokazano zarejestrowane przykładowe wyniki z wymuszenia wg. rys.5. W oparciu o analizę wykresów części rzeczywistej i urojonej wyznaczono częstotliwość drgań własnych w kierunku Y na ok 12Hz.



**Rys.6.** Zarejestrowane wyniki: a- podczas uderzenia młotkiem modalnym w płytę stołu stanowiska badawczego w kierunku Y, b- wykres części rzeczywistej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości, c- wykres części urojonej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości

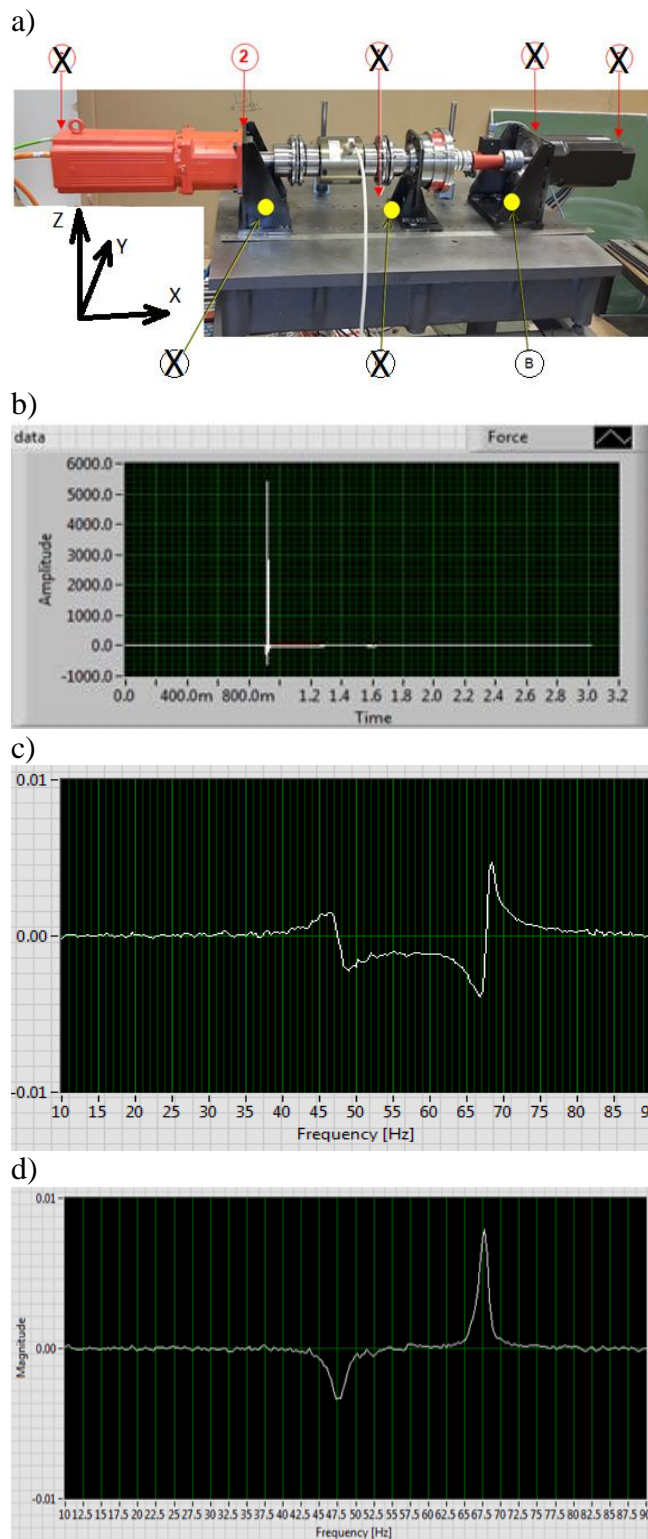
Miejsca instalacji akcelerometru na kierunku Z, oznaczone literami: R - wspornik silnika realizującego obciążenie, C - wspornik przekładni cykloidalnej, B - wspornik silnika napędowego, oraz miejsca uderzenia młotkiem w kierunku Z oznaczone cyframi: 1 - wspornik przekładni, 2- wspornik silnika realizującego obciążenie, 3 - silnik realizujący obciążenie, 4 - wspornik silnika napędowego, 5 - silnik napędowy, pokazano na rys.7.



**Rys.7** Miejsca instalacji akcelerometru R, C, B oraz miejsca uderzenia młotkiem 1-5 w kierunku Z

Na rys.8 pokazano zarejestrowane przykładowe wyniki przy uderzeniu młotkiem w kierunku Z w wspornik silnika realizującego obciążenie (punkt 2 na rys.7) i odpowiedzi z akcelerometru umieszczonego w punkcie B również na kierunku Z.

W oparciu o analizę wykresu części rzeczywistej i urojonej określono częstotliwość drgań własnych na kierunku Z na ok 47,5Hz.



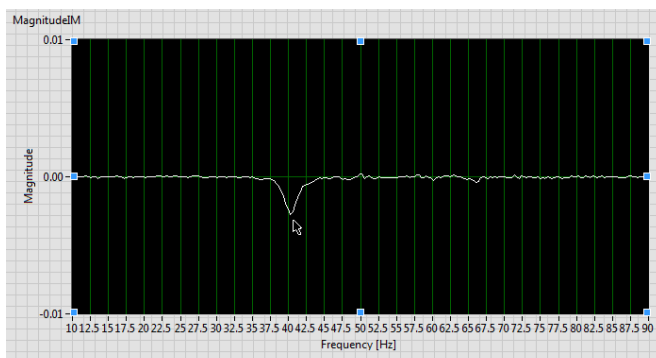
**Rys.8.** Eksperyment na kierunku Z: a- miejsca wymuszenia i instalacji akcelerometru, b- wykres zarejestrowanych wyników przy uderzeniu młotkiem modalnym, c- wykres części rzeczywistej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości, d- wykres części urojonej widma przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości

Z eksperymentu wynika że pierwsza postać drgań własnych w kierunku Z występuje przy częstotliwości ok. 47Hz. Jest to niekorzystne gdyż zakres wymuszenia przekładni cykloidalnej jest bliski częstości własnej. Zdecydowano się na przeprowadzenie zmian polegających na tymczasowym dociążeniu stanowiska masą 65kg w sposób pokazany na rys.9 i ponownym eksperymentalnym wyznaczeniu częstości drgań własnych.



Rys.9. Stanowisko badawcze z dodatkowymi masami

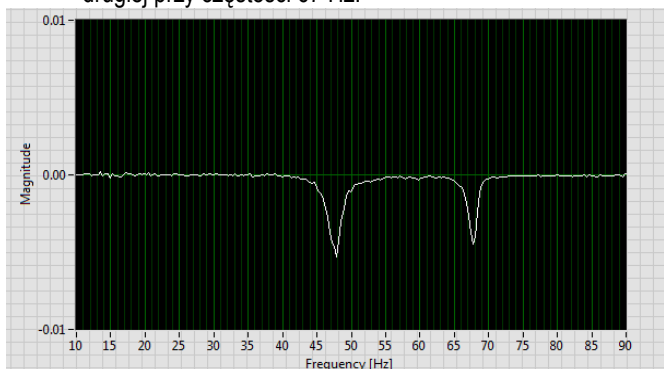
Po przeprowadzeniu testu pięć razy i wyznaczeniu wartości średniej częstości drgań własnych, otrzymano obniżenie częstości dociążonego stanowiska badawczego z 47Hz do 40,5Hz (rys.10).



Rys.10. Częstotliwości drgań własnych dla dociążonego stanowiska badawczego wynosi 40,5Hz

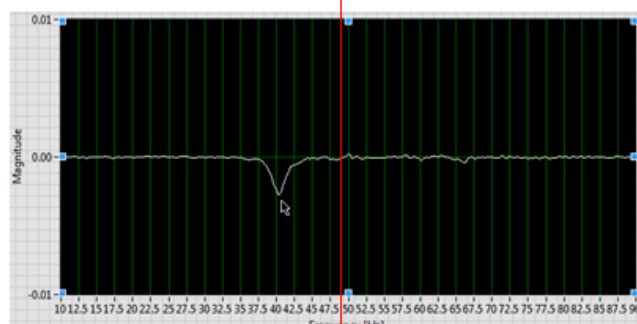
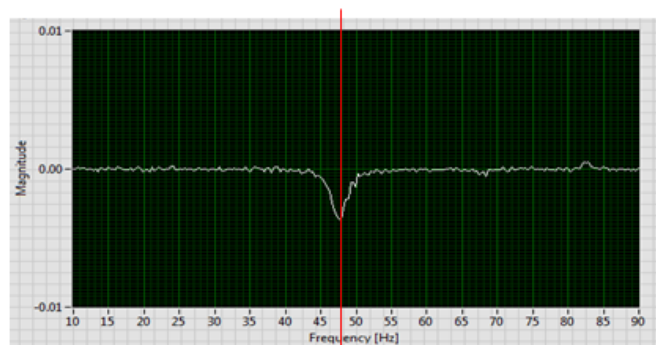
## PODSUMOWANIE

1. Analiza modalna przeprowadzana przy wymuszeniu w kierunku X, Y, Z wykazała że odpowiedź nie zależy od miejsca instalacji akcelerometru.
2. Pomiary w kierunku Z pozwoliły na wyodrębnienie dwóch postaci drgań (rys.11):
  - pierwszej przy częstotliwości 47,5 Hz;
  - drugiej przy częstości 67 Hz.



Rys.11. Pierwsze dwie częstości drgań własnych stanowiska badawczego wyznaczone dla kierunku Z

3. Otrzymano obniżenie częstości stanowiska badawczego z 47Hz do 40,5Hz (rys.12) po dociążeniu stołu dodatkowymi masami.



Rys.12. Frequency displacement from 47Hz to 40,5Hz

4. Częstość drgań własnych stanowiska badawczego na kierunku X wynosi 13Hz
5. Eksperymentalnie wyznaczona podstawowa częstość drgań własnych stanowiska badawczego wynosi:
  - na kierunku X: 13Hz,
  - na kierunku Y: 12Hz,
  - na kierunku Z: 47Hz.
6. Wyniki obliczeń teoretycznych wykonanych metodą elementów skończonych są bliskie wyników eksperymentalnych dla każdego z kierunków X, Y, Z.

## BIBLIOGRAFIA

1. Król K., Olejarczyk K., Kołodziejczyk K., Wikło M., *Obliczenia koła obiegowego metodą elementów skończonych*, TTS 12/2015 str 668
2. Cempel C., *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, WNT Warszawa 1982.
3. Szymaniec S., *Pomiary częstości drgań własnych i rezonansowych maszyn elektrycznych w warunkach ich eksploatacji* Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 3/2012.
4. *Materiały szkoleniowe z warsztatów programowania "Monitoring i diagnostyka stanu pracy maszyn" firmy National Instrument.*

## EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE FREQUENCY OF VIBRATION TEST BEACH FOR REDUCER

### *Abstract*

*Experimental determination of the frequency of vibration were conducted for test bench of cyclo reducer. The tests were performed for each main direction: X, Y, Z). The experimental values were compared with the results of theoretical calculations. The studies were also conducted an additional load test bench and determination of the frequency of vibration and the result was compared with the value determined for the position without loaded.*

Autorzy:

dr inż. **Krzysztof Olejarczyk** - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, IMSiE,

prof. ndzw dr hab. **Kazimierz Król** - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, IMSiE,

dr inż. **Marcin Wikoł** - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, IMSiE,

dr inż. **Krzysztof Kołodziejczyk** - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, IMSiE.