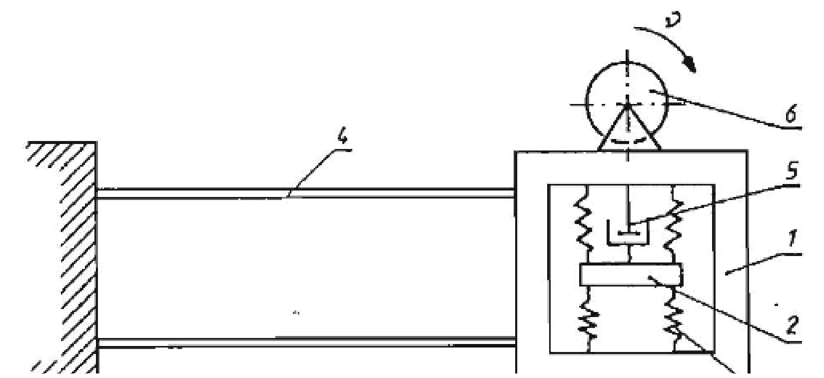
DYNAMICZNY ELIMINATOR DRGAŃ

Sprawozdanie z ćwiczenia wykonanego w dniu 13.05.2024 przez:

1. ……………………………
2. ……………………………
3. ……………………………
4. ……………………………
5. ……………………………
6. ……………………………
7. ……………………………
8. ……………………………
9. ……………………………
10. ……………………………

Wstęp

Przedmiotem badania było stanowisko przedstawione na rys. 1. Stanowisko pomiarowe składające się zasadniczo z głównej obudowy o masie M oraz zawieszonego w niej na sprężynach i tłumiku eliminatora drgań o masie m. Możliwe jest zblokowanie eliminatora z główną obudową dzięki czemu cały układ można rozpatrywać jako układ o nieskończonym tłumieniu albo układ o jednym stopniu swobody o masie m+M, lub układ o dwóch stopniach swobody gdy eliminator jest odblokowany.



Rysunek 1 Schemat stanowiska pomiarowego gdzie: 1 Układ główny o masie M podwieszony na sprężynach płaskich (4), 2 Eliminator o masie m podwieszony na sprężynach (3), 5 Tłumik, 6 Wzbudnik drgań

Sterując napięciem zasilania wzbudnika możliwa jest kontrola częstotliwości siły wymuszającej. Dane są:

$$\mu = \frac{m}{M} = 0{,}05; \quad f = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = 1$$

Gdzie: ω_{02} *– częstotliwość własna eliminatora,*

ω_{01} *– częstotliwość własna obudowy*

Wykonano po 15 pomiarów dla obydwu pomiarów przy różnych napięciach zasilania odpowiadających częstotliwościom od 6,5Hz do 27,5Hz co 1,5Hz. Stanowisko pomiarowe pozwalało na zapis wyników w postaci plików csv, zawierających 4 kolumny odpowiadające czasowi pomiaru, przyspieszeniu eliminatora, przyspieszeniu obudowy oraz częstotliwości wibratora. Na podstawie tych danych sporządzono krzywe rezonansowe dla dwóch przypadków.

Wyniki pomiarów

Układ o nieskończonym tłumieniu

W przypadku zablokowanego eliminatora rozważamy układ o nieskończonym tłumieniu, który można sprowadzić do układu o jednym stopniu swobody i uprościć do przypadku masy drgającej na sprężynie. Wtedy:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M+m}} = \sqrt{\frac{K}{M(1+\mu)}} = \sqrt{\frac{K}{1{,}05M}} \qquad (1)$$

Sterując napięciem zasilania wzbudnika ustalono częstotliwość rezonansową układu:

$$\omega_0 = 17Hz = 34\pi\frac{rad}{s}$$

Następnie wykonano 15 pomiarów i dla każdego obliczono średnią wartość przyspieszenia obudowy w celu wyeliminowania przyspieszenia grawitacyjnego oraz znaleziono maksymalne wartości bezwzględne przyspieszenia obudowy w okresie gdy częstotliwość wymuszenia $\nu = const$. Na podstawie tych danych sporządzono krzywą zależności przyspieszenia obudowy a od stosunku $\frac{\nu}{\omega_0}$ stosując interpolację sześcienną.

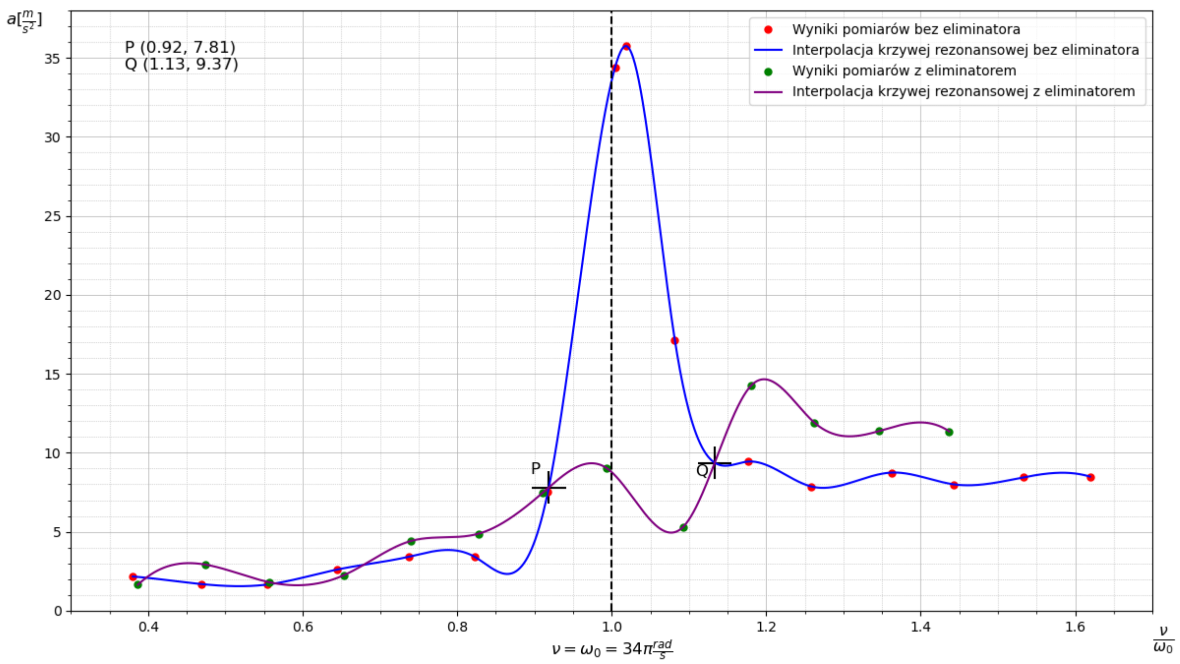
Układ o dwóch stopniach swobody

Rozważając stanowisko z odblokowanym eliminatorem sprowadzamy je do układu o dwóch stopniach swobody gdzie:

$$\omega_{10} = \sqrt{\frac{K}{M}} \qquad (2)$$

$$\omega_{20} = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad (3)$$

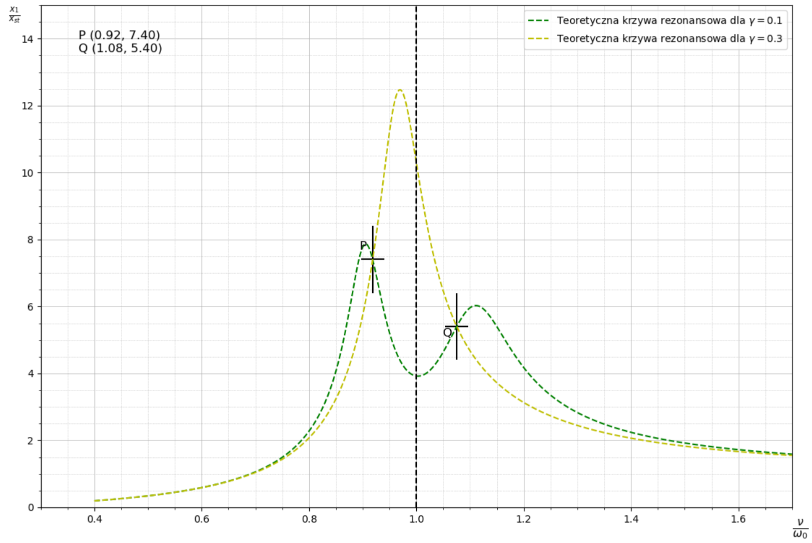
Dla tego układu wykonano 15 pomiarów w sposób opisany dla układu zblokowanego, a uzyskane krzywe nałożono na siebie i przedstawiono na rys. 2:



Rysunek 2 Krzywe rezonansowe

Analiza danych

Zgodnie z zależnością (5.15) z instrukcji wyznaczono teoretyczne krzywe rezonansowe dla podanych wartości f, μ:



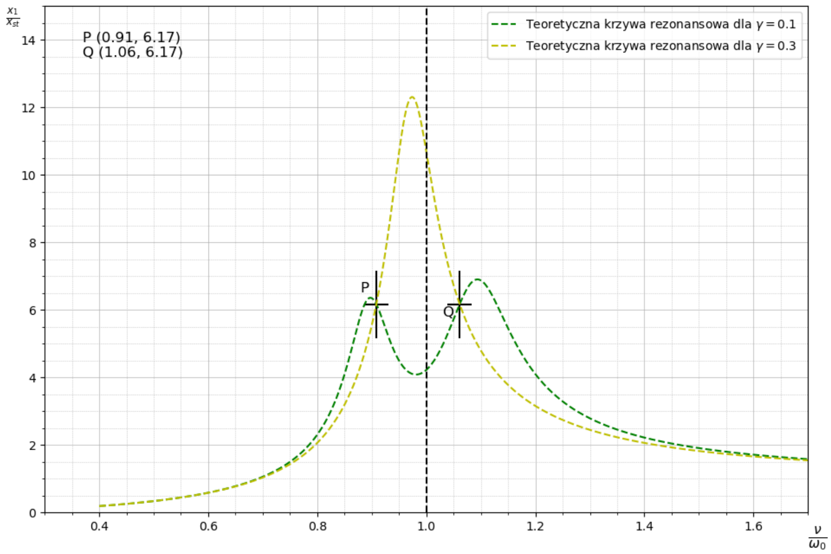
Rysunek 3 Teoretyczne krzywe dla zadanych wartości

Na podstawie równań (5.19), (5.24) z instrukcji, wyznaczono teoretyczne wartości optymalnych współrzędnych P i Q dla optymalnej wartości $f = \sqrt{\frac{1}{1+\mu}} = 0{,}9759$, które wyniosły:

$$P \approx (0{,}8167; 6{,}1721)$$

$$Q \approx (1{,}1332; 6{,}1721)$$

Sporządzono wykres dla optymalnej wartości f:

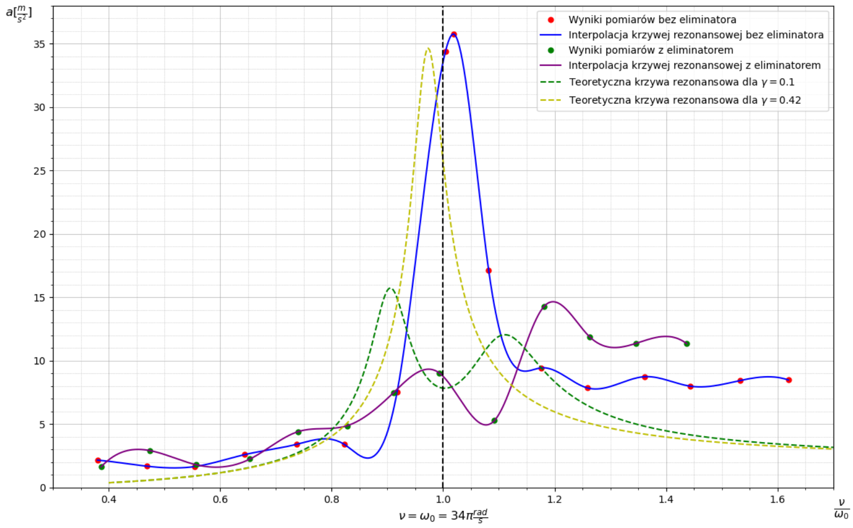


Rysunek 4 Teoretyczne krzywe rezonansowe dla optymalnej wartości f

Według równania z instrukcji (5.14) stwierdza się pewną zależność $a\left(\frac{x_{01}}{x_{st}}\right)$, na potrzeby analizy danych ustalono ją eksperymentalnie:

$$a \approx \frac{x_{01}}{x_{st}} \cdot 2\frac{m}{s^2} \qquad (4)$$

Tak przeskalowane krzywe teoretyczne dla danych parametrów μ, f nałożono na wykres z krzywymi sporządzonymi na podstawie wyników eksperymentu:

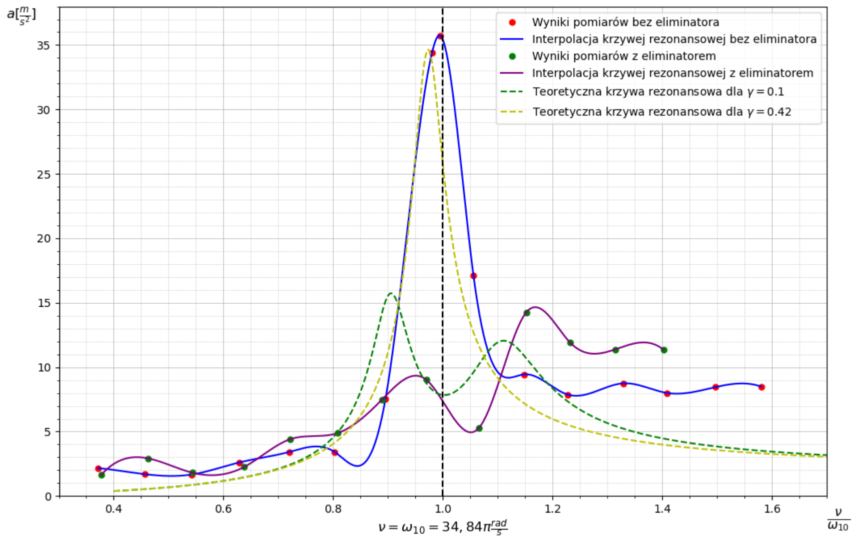


Rysunek 5 Krzywe teoretyczne po przeskalowaniu i nałożeniu na krzywe eksperymentalne

Z zależności *(1)* oraz wyznaczonej eksperymentalnie wartości ω_0 ustala się:

$$\omega_{10} = \omega_0\sqrt{1+\mu} = \omega_0\sqrt{1{,}05} = 17{,}42Hz$$

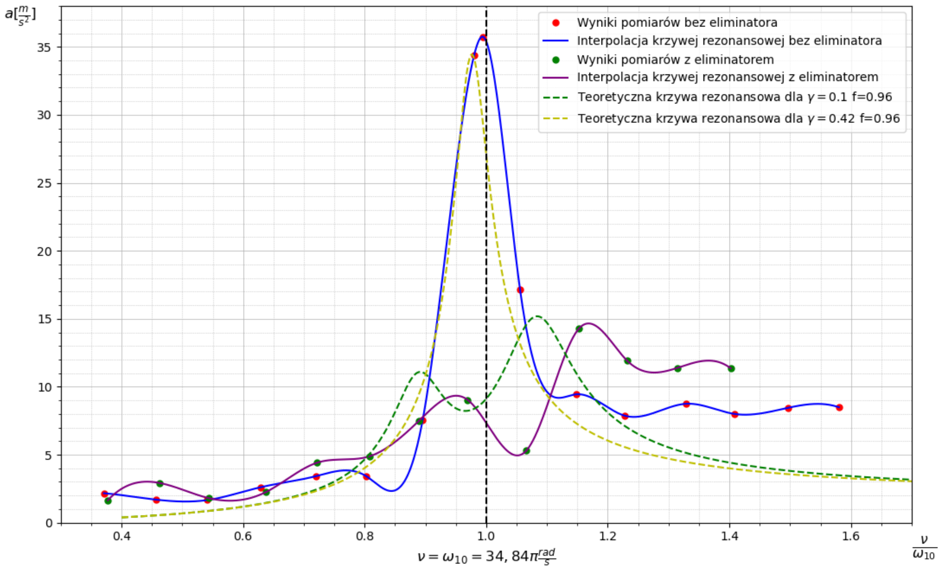
Biorąc pod uwagę otrzymaną wartość ω_{10} ponownie wykreśla się zależności $a\left(\frac{\nu}{\omega_{10}}\right)$:



Rysunek 6 Krzywe teoretyczne po przeskalowaniu i nałożeniu na krzywe eksperymentalne z uwzględnieniem ω_{10}

Wnioski

Analizując otrzymane krzywe widać, że największe tłumienie jest przesunięte względem $\frac{\nu}{\omega_{10}} = 1$ i występuje w okolicach $\nu = 18{,}5Hz$. Skutkiem tego punkty charakterystyczne przesunięte są znacznie względem lokalnych maksimów krzywej rezonansowej dla układu z eliminatorem. Wartości w tych maksimach różnią się od siebie znacznie i maksimum w okolicach punktu P jest mniejsze od maksimum w punkcie Q, oznacza to, że $f < 1$. Taki wniosek zdaje się potwierdzać zasymulowany przebieg krzywej dla $f = 0.96$:



Rysunek 7 Przeskalowane krzywe teoretyczne dla f=0,96 nałożone na krzywe eksperymentalne

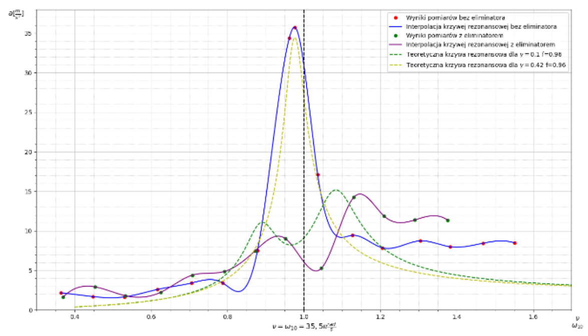
Pomimo uwzględnienia ω_{10} obserwuje się przesunięcie krzywej eksperymentalnej względem krzywej wzorcowej. Biorąc pod uwagę ograniczony zakres danych można założyć, że

$$\omega_0 > 17Hz.$$

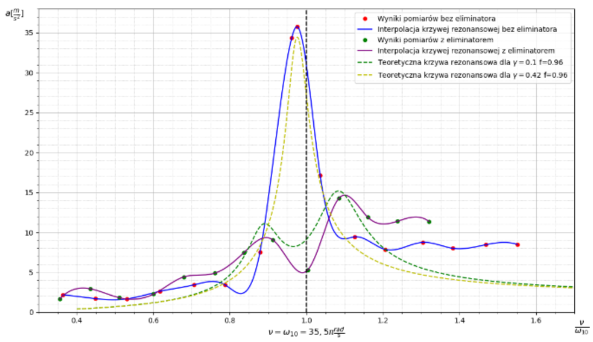
Wtedy:

$$\omega_{10} > 17{,}42Hz$$

Przyjmując $\omega_{10} = 17{,}75Hz$ sporządzono krzywe na rys. 8. Przygotowano także wykres z przesuniętą krzywą dla układu z odblokowanym eliminatorem przedstawiony na rys 9.



Rysunek 8 Krzywe teoretyczne złożone z krzywymi eksperymentalnymi dla f=0,96; $\omega_{10} = 17{,}75Hz$



Rysunek 9 Krzywe teoretyczne złożone z krzywymi eksperymentalnymi dla f=0,96; $\omega_{10} = 17{,}75Hz$ oraz z przesunięciem krzywej dla układu ze zwolnionym eliminatorem

Pomijając niedoskonałości aparatury pomiarowej, wady interpolacji oraz błędy pomiarowe, takie wyniki można wytłumaczyć w następujący sposób:

Zakładając stałość i poprawność zadanego stosunku mas oraz pomijając drobną różnicę po usunięciu śruby blokującej, zaobserwowana różnica w wartościach lokalnych maksimów przebiegu krzywej dla układu z odblokowanym eliminatorem wskazuje, że:

$$f \approx 0.96 < 1$$

Ponadto:

$$f = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = \sqrt{\frac{kM}{Km}} = \sqrt{\frac{k}{K\mu}}$$

Biorąc pod uwagę brak symetrii względem $\frac{\nu}{\omega_{10}} = 1{,}0$ oraz znaczną różnicę w wartościach przyspieszeń dla $\frac{\nu}{\omega_{10}} > 1{,}1$ względem krzywych wzorcowych można stwierdzić, że rzeczywista wartość ω_{20} może się zmieniać w zależności od prędkości wzbudnika. Przy założeniu, że $\mu = const.$ oraz $K = \ const.$ wnioskuje się, że k maleje wraz ze wzrostem $\frac{\nu}{\omega_{10}}$.

Przyczyną takiego zjawiska może być sytuacja, w której sprężyny eliminatora nie zdążają pozbyć się naprężeń przed zakończeniem okresu drgania, tzn. gdy masa eliminatora powoduje naprężenie w sprężynach z jednej strony, a następnie zmienia kierunek ruchu by zaraz powrócić, to naprężenie nie zostało jeszcze w pełni odpuszczone.

Podobne rozumowanie można zastosować dla wartości γ, która nie była ustalona i zależna jest od pracy tłumika, oraz ω_{10}.

W pracy układu kluczowa jest wartość ω_{10}, która zależy od masy obudowy oraz K. Zakładając, że M pozostaje stałe, przesunięcie eksperymentalnej krzywej dla układu z eliminatorem może wskazywać, że wartość ω_{10} wzrasta wraz z prędkością wibratora, na podstawie czego można wnioskować, że wartość K rośnie wraz z ν.

Istotne jest także przeskalowanie wykresów teoretycznych, które może być błędne i kompletnie zaburzać faktyczne wartości przyspieszeń dla określonych częstości.

W celu ustalenia przyczyny rozbieżności konieczne jest ponowne wykonanie pomiarów, zwiększenie rozdzielczości wyników pomiarowych, a także inspekcja układu badawczego i jego elementów.

Bibliografia

- https://prumianek.pl/wp-content/uploads/2018/03/5-Dynamiczny-eliminator-drga%C5%84.pdf
- https://engineering.purdue.edu/~ce573/Documents/Intro%20to%20Structural%20Motion%20Control_Chapter4.pdf