

DIAGNOZOWANIE WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH UKŁADU RUROCIĄG-POMPA POD KĄTEM MOŻLIWOŚCI TŁUMIENIA DRGAŃ

Janusz ZACHWIEJA*, Mieczysław GAWDA**

*Katedra Mechaniki Stosowanej, **Katedra Sterowania i Konstrukcji
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, ul. Prof. S. Kaliskiego 7

Streszczenie

W pracy wskazano na konieczność uwzględnienia charakterystyki rezonansowej rurociągu przy doborze parametrów pracy pompy. Zazwyczaj problem współpracy przewodu z pompą sprowadza się do wyznaczenia strat ciśnienia w oparciu o wykres piezometryczny. Tymczasem, pulsacja ciśnienia oraz oddziaływania dynamiczne pompy, są źródłem drgań powodujących zmęczeniowe pęknięcie przewodu oraz uszkodzenie elementów obrotowych maszyny przepływowej. Jest rzeczą charakterystyczną, że drgania rezonansowe rurociągu wzbudzają nie tylko wymuszenia o częstotliwości zbliżonej do jego częstotliwości własnej. Widmo drgań ujawnia amplitudy o dużych wartościach w jej sub- oraz ultra-harmonicznych.

Wyznaczenie charakterystyki rezonansowej rurociągu odbywa się zazwyczaj przy wzbudzeniu zewnętrznym. Dzięki temu możliwe jest poznanie odpowiedzi układu w szerokim paśmie częstotliwości wymuszeń. Na tej podstawie określa się obszary zalecanych i zabronionych prędkości obrotowych urządzenia. Jeżeli technologia procesu warunkuje pracę pompy w obszarze częstotliwości krytycznych, dobrym sposobem zmniejszenia amplitud wibracji jest stosowanie kompensatorów. Niestety, słabo tłumią one drgania wywołane pulsacją ciśnienia.

Słowa kluczowe: drania własne, dynamika układów wielocłonowych.

PROPERTIES DIAGNOSING OF DYNAMIC PIPELINE-PUMP SYSTEM IN TERMS OF VIBRATION DAMPING POSSIBILITY

Summary

In the work the necessity of respecting resonance characteristics while choosing a pump work parameters has been indicated. Usually the problem of cooperation of the conduit with the pump is reduced to determination of pressure losses on the bases of a piezometric diagram. However, the pressure pulsation and the pump dynamic actions are the cause of the conduit fatigue cracking and the fluid-flow machine rotational elements damage. It is a characteristic thing that the pipeline resonance vibrations excite not only constraints approximate to its natural frequency. The spectrum of vibrations reveals amplitudes of high values in its sub- or ultra-harmonic.

Determination of the pipeline resonance characteristics is usually performed with the external excitement. Thanks to that it is possible to get familiar with the system response in a wide band of frequency constraints. This serves as a basis of defining the device recommended and forbidden rotational speeds. If the process technology conditions the pump work in the area of critical frequencies it is good to use compensators in order to decrease vibration amplitudes. Unfortunately, they are little effective for damping vibrations excited by the pressure pulsation.

Keywords: natural vibrations, free vibrations, dynamics of multibody systems.

1. WSTĘP

Drgania rurociągów przemysłowych są jedną z najczęstszych przyczyn ich awarii. Wywołują je zazwyczaj zjawiska kawitacji, uderzenie hydrauliczne w przewodzie oraz wymuszenia spowodowane pracą pompy [1, 2]. Możliwość występowania wymienionych zjawisk rzadko kiedy jest uwzględniana na etapie projektowania instalacji przepływowej. O ile wyznaczanie cieplnych odkształceń układu jest normą pozwalającą na prawidłowe rozmieszczenie podpór ruchomych, to wyznaczenie przypuszczalnej charakterystyki

rezonansowej rurociągów napotyka na spore trudności [3]. Nie sposób bowiem określić rzeczywistych sztywności podpór stałych oraz dokonać prostych wyliczeń częstotliwości rezonansowych bez uciekania się do metod numerycznych [4], które, co trzeba stwierdzić z żalem, nie stanowią jeszcze powszechnego narzędzia projektanta [5].

Tłumienie drgań rurociągów na etapie ich montażu można osiągnąć poprzez zmianę sztywności układu. Jeśli pozwalają na to względy wytrzymałościowe, zadawalający efekt można

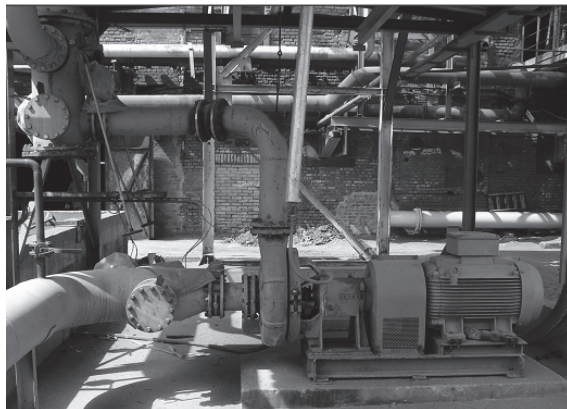
uzyskać poprzez wstawienie dodatkowych podpór albo zastosowanie tłumików.

W niniejszej pracy przedstawiono tok postępowania prowadzący do wyznaczenia częstotliwości rezonansowych wibracji rurociągów w oparciu o metodę stosowaną dla układów wielocłonowych (MBS), jak również sposób doświadczalny, poprzez wzbudzenie drgań perturbacją synchroniczną przy użyciu wzbudnika montowanego na rurze.

2. OPIS BADANEGO UKŁADU

Ważnym elementem układu technologicznego sody surowej jest rurociąg transportu ługu z pompą typu Warman (rys. 1). Wirnik pompy posiada cztery łopatki, a jego prędkość obrotowa jest regulowana, zależnie od wymaganej wydajności, w granicach 1000-1450obr/min.

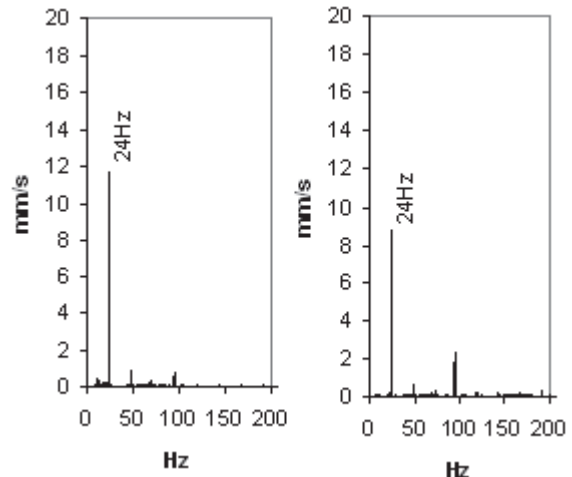
Drgania wirnika przenoszą się na korpus pompy a poprzez sztywne połączenie z króćcem przewodu wymuszają drgania rury. W następstwie periodycznych zmian ciśnienia ruch płynu w rurze ma charakter pulsacyjny o częstotliwości zależnej od prędkości obrotowej wirnika oraz liczby łopatek [6].



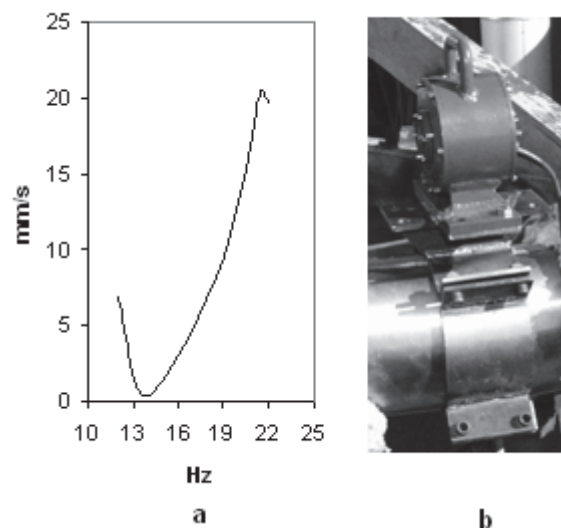
Rys. 1. Pompa Warman wraz z fragmentem rurociągu

Badanie widma amplitudowo-częstotliwościowego prędkości drgań łożysk pompy (rys. 2) wskazują na wysoką amplitudę w częstotliwości 24Hz. Dłuższa praca w tych warunkach skutkowałą w przeszłości powtarzającymi się uszkodzeniami zarówno łożysk jak i kotew mocujących ramę na której pompa jest posadowiona.

Ponieważ zachodziło podejrzenie, że drgania pompy wymuszają drgania rurociągu o charakterze rezonansowym, dokonano pomiaru jego częstotliwości własnych. Użyto do tego celu wzbudnika o szerokim paśmie wzbudzenia w granicach 1Hz – 120Hz. Sposób mocowania wzbudnika na rurze dla celu przeprowadzenia badań pokazano na rys. 3(b).

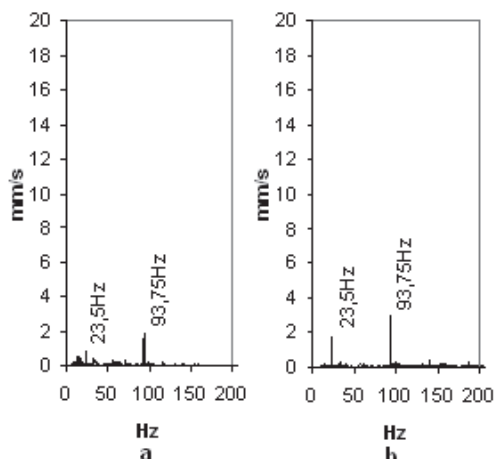


Rys. 2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożysk nr 1 i 2 pompy w kierunku pionowym przed zainstalowaniem tłumika



Rys. 3. Krzywa rezonansowa rurociągu (a) oraz usytuowanie wzbudnika na rurze (b)

Próby przeprowadzono w paśmie wymuszenia 12Hz-22Hz (rys. 3a). Wartość dolnej granicy przedziału częstotliwości wynika z rozpiętości zakresu stosowanych prędkości obrotowych. Zakończenie badań zaraz za częstotliwością rezonansową było podyktowane względami bezpieczeństwa, aby nie utrzymywać rurociągu przez dłuższy czas w stanie dużych wartości naprężeń, mogących spowodować pęknięcie ścianki rury. Trzeba mieć świadomość, że transportowane medium charakteryzuje się dużą agresywnością chemiczną, a przepływ odbywa się pod ciśnieniem ~0,8 MPa (8bar).



Rys. 4. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożysk pompy w kierunku pionowym po zainstalowaniu tłumika: (a) łożysko położone dalej od wirnika, (b) łożysko bliżej wirnika

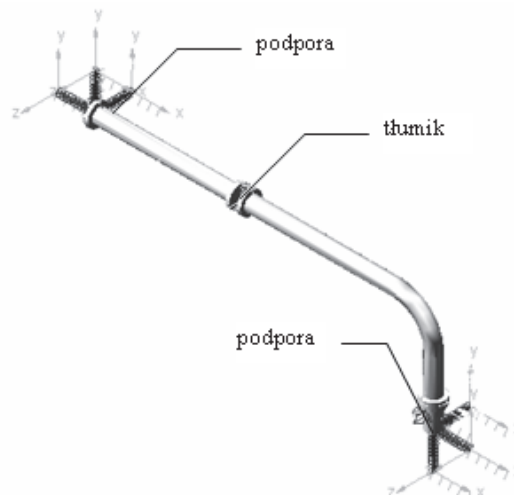
Wynik badań potwierdził występowanie jednej ze stref rezonansu przy $f=21\text{Hz}$ a więc blisko częstotliwości roboczej pompy. Wymogi procesu technologicznego uniemożliwiały zmianę prędkości obrotowej wirnika. Zdecydowano więc o wprowadzeniu do układu kompensatora pełniącego rolę tłumika. Słuszność wyboru rozwiązania potwierdziło istotne zmniejszenie poziomu amplitud prędkości drgań rurociągu po montażu kompensatora (rys. 4).

3. WYZNACZANIE ODPOWIEDZI UKŁADU NA WYMUSZENIE

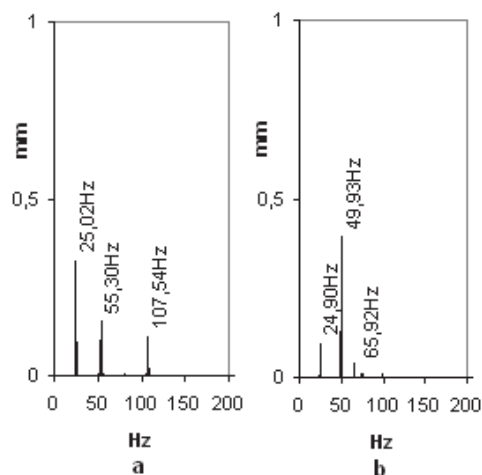
Numeryczne modelowanie rurociągu przeprowadza się zwykle przy wykorzystaniu metody elementów skończonych (MES). Umożliwia ona analizę naprężeń i odkształceń układu jako odpowiedzi na zadane wymuszenie oraz określanie częstotliwości drgań własnych. Metoda ta gorzej radzi sobie w przypadku występowania sprężystego mocowania. Rurociągi przemysłowe posiadają przeważnie duże średnice, co czyni je układami o stosunkowo dużej sztywności, zazwyczaj przewyższającej sztywność ich podparcia

Drgania rurociągu analizowano przy założeniu, że jest to układ wieloczłonowy (multi-body-system), złożony ze sztywnych (kolnierze) i odkształcalnych (rura) elementów powiązanych łącznikami sprężystymi (podparcie, kompensator) [7, 8].

Rys. 5 przedstawia model fragmentu rurociągu po wprowadzeniu tłumika. Mocowanie rurociągu do pompy oraz komory dzielnika zastąpiono elementami sprężysto-tłumiącym o sztywności translacyjnej oraz obrotowej. Kompensator w ujęciu modelowym charakteryzuje się również sztywnością i tłumieniem translacyjno-rotacyjnym.



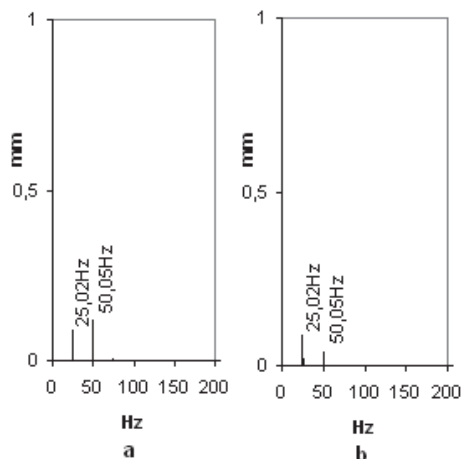
Rys. 5. Model do obliczeń dynamicznych fragmentu rurociągu z tłumikiem



Rys. 6. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przemieszczenia rurociągu w miejscu podparcia: (a) bez tłumika, (b) z kompensatorem o tłumieniu translacyjnym 1Ns/m w kierunku działania siły

Pulsację ciśnienia w przewodzie symuluje zależna od czasu siła o częstotliwości zmian odpowiadającej częstotliwości pulsacji. Siła ta jest przyłożona w miejscu przytwierdzenia rurociągu do pompy.

Wpływ tłumika na wartości parametrów drgań rurociągu oceniono przez porównanie wielkości amplitud przemieszczeń w okolicach podparcia. Są to miejsca, w których można się spodziewać występowania największych naprężeń gnących, powodujących pęknięcie rury.



Rys. 7. Wartości amplitud przemieszczeń rurociągu w okolicach podparcia w funkcji współczynnika tłumienia tłumika: (a) tłumienie translacyjne 10Ns/m, (b) tłumienie translacyjne 100Ns/m

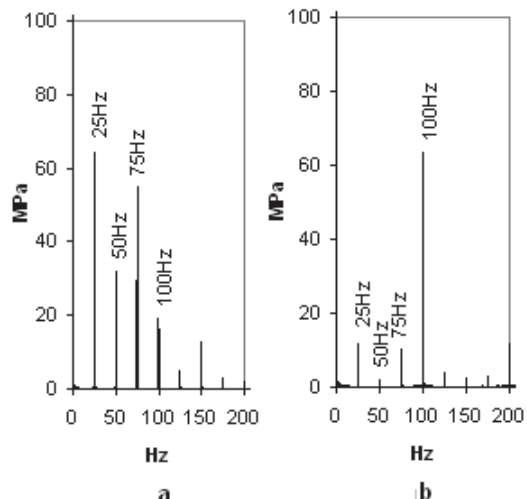
Porównanie efektów uzyskanych w wyniku zastosowania kompensatora o określonym tłumieniu przedstawiono na rys. 6 i 7. Jest rzeczą charakterystyczną, że źle dobrany tłumik może powodować wzrost amplitudy drgań rury. Dla częstotliwości wymuszenia $f_w \sim 25\text{Hz}$ największa amplituda odpowiedzi układu występuje w częstotliwości $2f_w$. Jest to zjawisko ze wszech miar niekorzystne, albowiem zwiększa liczbę cykli zmian naprężenia, co ujemnie wpływa na wytrzymałość zmęczeniową.

Odpowiednio dobrany tłumik skutecznie ogranicza poziom wibracji (rys. 7a). Występuje przy tym charakterystyczne zjawisko, bardziej intensywnego tłumienia drgań w wyższych częstotliwościach (rys. 7b).

Jest rzeczą charakterystyczną, że przebieg zmian naprężeń na odcinkach rurociągu 1 i 2 w przekrojach o maksymalnym wyężeniu (jasne obszary na rys. 8) ma odmienny charakter. Na odcinku bliższym pompy maksymalny poziom naprężenia występuje z częstotliwością czterokrotnie większą niż częstotliwość wymuszenia (rys. 9b). Za kompensatorem zmiany naprężenia mają łagodniejszy przebieg (rys. 9a).



Rys. 8. Obszary maksymalnych naprężeń



Rys. 9. Częstotliwości zmian naprężeń w przekrojach rury: (a) na odcinku 1, (b) na odcinku 2

4. WNIOSKI

Opisane w pracy zagadnienie pokazuje, że przyczyną występowania awarii pomp mogą być nieprawidłowe warunki ich współpracy z rurociągiem. Wirniki tych maszyn wykonywane są bardzo starannie, a używane materiały są odpowiednie do przeznaczenia pompy, uwzględniając własności chemiczne medium. Zachowanie warunków poprawności montażu czyni, że zespół wirnikowy pompy i silnika rzadko kiedy podlega wyważaniu, tym bardziej, że dopuszczalna klasa jego dobroci wyważenia wynosi G6.3. Amplitudy prędkości drgań pomp są zazwyczaj niewielkie, nawet dla maszyn o dużej wydajności. Doświadczenie pokazuje, że nawet niewielka siła działająca periodycznie w częstotliwości rezonansowej rurociągu może być źródłem drgań o dużych amplitudach, powodując pękanie zmęczeniowe rury. Znajomość charakterystyki rezonansowej rurociągu na etapie doboru wielkości i parametrów pracy pompy staje się niezbędną.

Skutecznym rozwiązaniem pozwalającym na zmniejszenie poziomu drgań a niekiedy również zakresu częstotliwości rezonansowych jest stosowanie kompensatorów. Rodzaj kompensatora, oraz jego własności tłumiące powinny być dokładnie dobrane, najlepiej na drodze symulacji numerycznej.

5. LITERATURA

- [1] J. Zachwieja, M. Gawda, *Drgania rurociągu wywołane zjawiskiem kawitacji*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2004, 1-5.
- [2] J. Zachwieja, *Drgania rurociągu spowodowane obecnością zaworu*, *Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne*, Wrocław 2005, Materiały konferencyjne, s. 175.

- [3] J. Zachwieja, *Kompensacja odkształceń termicznych i tłumienie drgań rurociągów przemysłowych*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2005, 23-27.
- [4] T. Niezgoda, J. Małachowski, W. Szymczyk, *Rurociągi-modelowanie numeryczne a rzeczywistość*, *Przegląd Mechaniczny*, 4, 2004, 11-18.
- [5] J. Zachwieja, M. Gawda, *Numeryczna analiza drgań rurociągów*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2003, 15-21.
- [6] J. Zachwieja, M. Gawda, *Charakter drgań rury z pulsacyjnym przepływem czynnika ściśliwego*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 4, 2004, 39-44.
- [7] W. Blajer, *Metody dynamiki układów wieloczłonowych*, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, 1998.
- [8] Shabana, *Dynamics of multibody systems*, Cambridge University Press, 1998.



dr inż. **Janusz ZACHWIEJA** jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn.



dr inż. **Mieczysław GAWDA** jest wykładowcą w Katedrze Sterowania i Konstrukcji Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem związanymi z układami pneumatycznymi i hydraulicznymi w tym drganiami rurociągów.