

Wpływ lepkości oleju na właściwości akustyczne pompy zębatej

dr hab. inż. Piotr Osiński, prof. uczelni, inż. Julia Marko, mgr inż. Paweł Bury, mgr inż. Piotr Marko

1. Wstęp

Pompy zębate są bardzo często stosowane w maszynach przemysłowych dzięki szeregowi zalet, takich jak: prosta konstrukcja, duża trwałość, niewielka cena, możliwość generowania wysokich ciśnień, możliwość pracy z dużymi prędkościami obrotowymi oraz wysoka sprawność (często przekraczająca 0,9) [1, 12, 13, 14, 15, 17]. Istotną wadę pomp zębatych stanowi duży generowany hałas, który nierzadko uniemożliwia zastosowanie ich w maszynach [10, 11]. Hałas negatywnie wpływa na zdrowie fizyczne i psychiczne ludzi. W celu poprawy klimatu akustycznego wokół maszyn przemysłowych dąży się do redukcji hałasu w urządzeniach z tym rodzajem napędu [8, 9].

Do obniżania poziomu ciśnienia akustycznego producenci maszyn i urządzeń są zmuszani przez nowe akty prawne Unii Europejskiej. Dyrektywy 98/37/WE, 200/14/WE oraz 2003/10/WE przedstawiają wartości poziomu hałasu, które są dopuszczalne w Unii Europejskiej. Wartości poziomu hałasu, wraz z kolejnymi, nowymi aktami prawnymi, są stale obniżane. Jeżeli wyrób nie spełnia wymagań to może nie zostać dopuszczony do sprzedaży lub zostać wycofany, jeśli już jest obecny na rynku.

Ponadto, w polskim prawodawstwie, a konkretnie w rozporządzeniu Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej z 2018 r. oraz w rozporządzeniu Rady Ministrów z 1996 r. jest stwierdzone, że w czasie 8-godzinnej zmiany młodociani pracownicy nie mogą być narażani na hałas powyżej 80 dB, kobiety w ciąży nie mogą przebywać w hałasie przekraczającym 65 dB, a inni pracownicy nie mogą być narażeni na hałas powyżej 85 dB [2, 3].

Długotrwałe przebywanie w hałasie może mieć wiele negatywnych konsekwencji. Organizm broniąc się przed hałasem może przesunąć próg słyszenia, które to przesunięcie może stać się nieodwracalne poprzez zmiany w uchu środkowym i wewnętrznym. Hałas może też powodować pozasłuchowe powikłania, takie jak wcześniejsze starzenie, choroby krążenia, choroby układu pokarmowego, wewnątrzwydzielniczego i nerwowego, a także zwiększenie prawdopodobieństwa zawału serca i cukrzycy typu 2 [4].

Przyczyny hałasu mogą być zarówno mechaniczne, jak i hydrauliczne. Do przyczyn mechanicznych można zaliczyć niewyrównoważenie części wirujących, błędy wykonania i montażu, nadmierne luzy i łożyskowanie zespołu pompującego. Do przyczyn hydraulicznych można zaliczyć pulsację ciśnienia cieczy po stronie tłocznej, zmiany ciśnienia w przestrzeni zasklepionej, zjawisko kawitacji (w przestrzeni ssawnej i w przestrzeni zasklepionej) oraz uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy występujące w obszarach przejścia z obszaru ssania do obszaru tłoczenia.

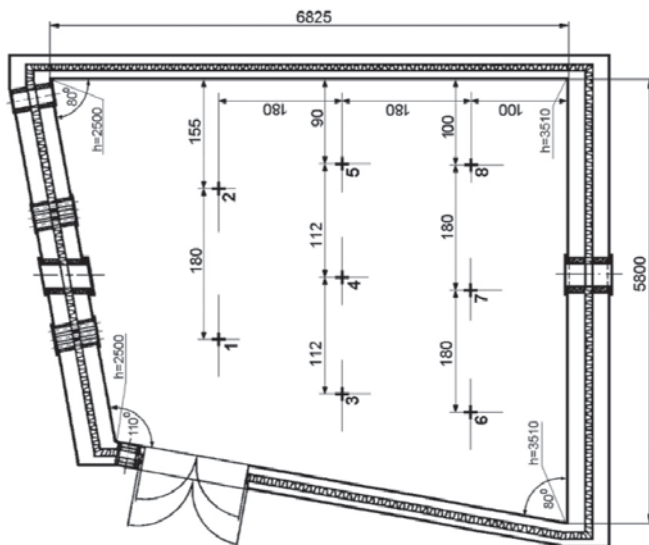
Streszczenie: W pracy przedstawiono badania hałaśliwości wysokociśnieniowej pompy zębatej 3PW-KPF1-24-40-2-776. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów obliczono skorygowany poziom mocy akustycznej w zależności od lepkości oleju, prędkości obrotowej oraz od ciśnienia roboczego. Badania zostały przeprowadzone w komorze pogłosowej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn (www.lhiw.pwr.edu.pl).

Abstrakt: *The paper presents the research of the noisiness of the high-pressure gear pump 3PW-KPF1-24-40-2-776. Based on the measurements, the corrected sound power level was calculated depending on the oil viscosity, rotational speed and operating pressure. The tests were carried out in a reverberation chamber at the Faculty of Mechanical Engineering of the Wrocław University of Technology in the Laboratory of Hydraulic Drives and Vibroacoustics of Machines (www.lhiw.pwr.edu.pl).*

Jak zostało przedstawione, istnieje wiele powodów do redukcji hałasu w pompach zębatych. Dotychczas udało się już zbadać, jaki wpływ na hałas pompy zębatej mają parametry pracy, takie jak ciśnienie robocze, prędkość obrotowa pompy, obciążenie zespołu pompującego oraz wydajność. Producenci jednostek zębatych w kartach katalogowych swoich produktów ograniczają podawanie wyników badań akustycznych wyłącznie do zalecanych lub nominalnych parametrów pracy. Przeprowadzony przegląd literaturowy nie ujawnił badań zajmujących się wpływem lepkości oleju na hałas pompy zębatej. W ramach pracy magisterskiej pani Julii Marko [5] postawiono hipotezę, że wzrost lepkości oleju będzie powodował wzrost hałasu pompy zębatej, a następnie zostały przeprowadzone badania sprawdzające doświadczalnie słuszność hipotezy. Na podstawie ww. pracy magisterskiej został przygotowany niniejszy artykuł. Celem pracy było określenie wypromieniowanej mocy akustycznej przez wybraną jednostkę zębatą w funkcji prędkości obrotowej, ciśnienia pracy oraz lepkości oleju.

2. Stanowisko pomiarowe

Pomiary mocy akustycznej zostały przeprowadzone na wysokociśnieniowej prototypowej pompie typu 3PW-KPF1-24-40-2-776. Konstrukcję pompy szerzej opisano

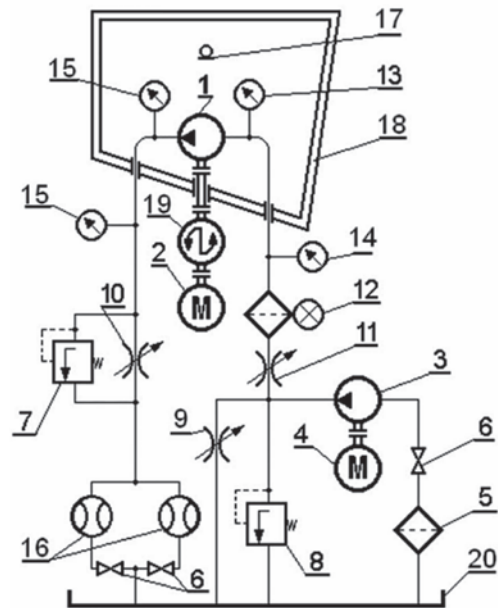


Rys. 1. Komora pogłosowa [6, 7]

w pozycji [10]. Badania przeprowadzono w komorze pogłosowej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn. Poziom ciśnienia akustycznego był mierzony dla różnych wartości lepkości oleju L-HL 68. Komora pogłosowa jest wykonana zgodnie z normami PN-83/B-02155 i PN-84/N-0133 oraz spełnia warunki opisane normą PN-85/N-01334, co umożliwia pomiary i atestowanie maszyn pod kątem drgań i hałasu.

Na rysunku 1 został pokazany schemat komory pogłosowej, na którym są zaznaczone punkty pomiarowe, które zostały wyznaczone w oparciu o przeprowadzone badania rozkładu pola akustycznego. W miejscu punktów są ustawione mikrofony. Znajdują się one na wysokości 1,3 m od podłogi, czyli na wysokości wału pompy [6, 7].

Stanowisko pomiarowe przedstawiono na schemacie na rysunku 2. Składa się ono z badanej pompy zębatej (1), która jest napędzana silnikiem elektrycznym (2), pompy zębatej

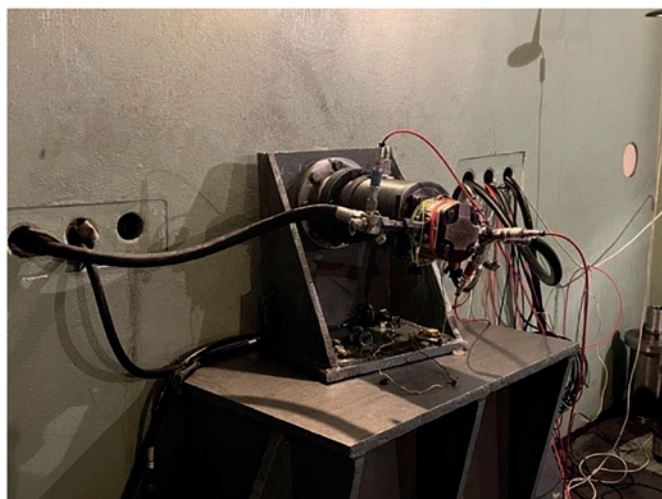


Rys. 2. Schemat badanego stanowiska [6]

wstępnego ciśnienia (3), napędzanej silnikiem elektrycznym (4) oraz zaworu dławiącego (10), przy pomocy którego obciążano badaną pompę. Przepływomierze (16) mierzą wydajność pompy. Poziom hałasu badany jest za pomocą mikrofonów pomiarowych (na schemacie symbolicznie zaznaczony jest tylko jeden mikrofon 17), który wraz z badaną pompą zębatą znajduje się w komorze pogłosowej (18). Moment i prędkość obrotowa są mierzone za pomocą momentomierza (19).

3. Metodyka obliczeń poziomu mocy akustycznej

Podczas badań mierzone były wartości średniego poziomu ciśnienia akustycznego w oktawach w zakresie częstotliwości od 125 Hz do 8000 Hz, które następnie były przeliczone na skorygowany poziom mocy akustycznej A . Zakres pomiarowy wynika z atestacji komory pogłosowej. Skorygowany poziom mocy akustycznej $A L_{pa}$ został obliczony za pomocą następujących wzorów [6, 7]:



Rys. 3. Badana pompa wysokociśnieniowa 3PW-KPF1-24-40-2-776 [5]

- poziom mocy akustycznej w j -tym paśmie częstotliwości L_p^j (metoda dokładna):

$$L_p^j = L_m^j + 10 \log \log \frac{A^j}{A_0} + 10 \log \log \frac{1 + \frac{S_v \lambda}{BV}}{1 - \frac{A^j}{S_v}} - 6 \quad (1)$$

gdzie:

L_m – poziom ciśnienia akustycznego w j -tym paśmie częstotliwości,

A^j – chłonność akustyczna w m^2 , obliczona w j -tym paśmie częstotliwości,

A_0 – powierzchnia odniesienia, $A = 1 \text{ m}^2$,

S_v – powierzchnia komory,

V – objętość komory,

V_0 – 1 m^3 ,

λ – długość fali,

C – poprawka zależna od warunków klimatycznych (w warunkach normalnych $C = 0$),

- poziom mocy akustycznej dla danego przedziału częstotliwości L_p :

$$L_p = 10 \log \log \left(\sum_{j=1}^n 10^{0,1L_p^j} \right) \quad (2)$$

gdzie:

n – liczba pasm częstotliwości,

- skorygowany poziom mocy akustycznej A w j -tym paśmie częstotliwości L_{PA}^j :

$$L_{PA}^j = L_p^j + K_A^j \quad (3)$$

gdzie:

K_A^j – poprawka korekcyjna wg charakterystyki A dla użytego miernika poziomu dźwięku oraz komory pogłosowej (tabela 1),

Tabela 1. Wartości poprawki K_A^j wg charakterystyki A dla podanych częstotliwości [6]

Oktawa j -ta [Hz]	K_A^j
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0
2000	+1,2
4000	+1
8000	-1,1

- skorygowany poziom mocy akustycznej dla danego przedziału częstotliwości L_{PA} :

$$L_{PA} = 10 \log \log \left(\sum_{j=1}^n 10^{0,1L_{PA}^j} \right) \quad (4)$$

4. Obliczenie lepkości oleju w wybranych temperaturach

Lepkość oleju była zmieniana poprzez zmianę temperatury. Wraz ze wzrostem temperatury zmniejsza się tarcie wewnętrzne w cieczy. Wpływ temperatury na lepkość oleju jest zależny od lepkości początkowej oleju, składu oraz sposobu rafinacji oleju. Lepkość dynamiczną oleju w dowolnej temperaturze z wystarczającą dokładnością można wyznaczyć za pomocą wzoru:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^k \quad (5)$$

gdzie:

μ – szukana lepkość w temperaturze T ,

μ_0 – znana lepkość w temperaturze T_0 ,

k – współczynnik kierunkowy określający zmiany lepkości spowodowane zmianą temperatury.

Współczynnik kierunkowy został wyliczony ze wzoru [5]:

$$k = \frac{\lg \mu_1 - \lg \mu_2}{\lg T_2 - \lg T_1} \quad (6)$$

gdzie:

μ_1 – lepkość dynamiczna w pierwszej temperaturze (T_1),

μ_2 – lepkość dynamiczna w drugiej temperaturze (T_2).

Wartości badanego oleju są podane w tabeli 2.

Powyższe dane uzyskano dzięki uprzejmości kierownika serwisu olejowego w oddziale firmy Lotos w Czechowicach-Dziedzicach, który zgodził się wykonać pomiary lepkości oleju w laboratorium Lotos.

Tabela 2. Wartości lepkości dynamicznej w zależności od temperatury oleju L-HL 68 [5]

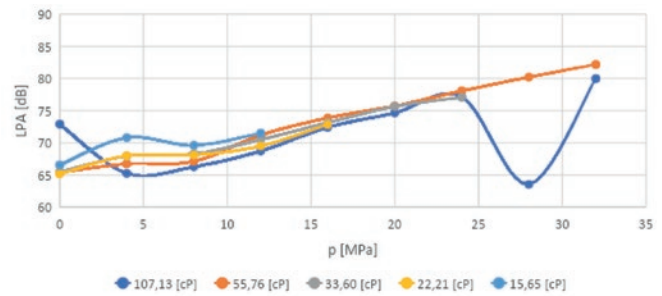
temperatura [°C]	lepkość dynamiczna
40	55,76
100	6,97

5. Wyniki badań akustycznych

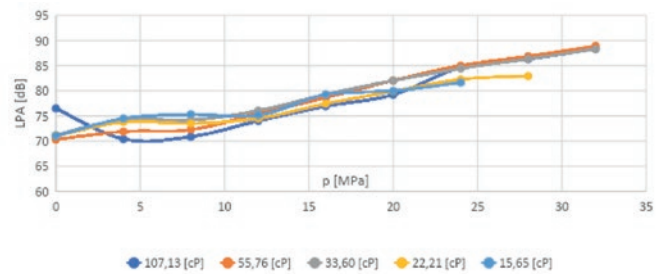
Pomiary z karty pomiarowej zostały uśrednione dla każdego mikrofonu, z których następnie obliczono średnią wartość poziomu ciśnienia akustycznego oraz skorygowaną średnią wartość poziomu dźwięku wraz z odchyleniami standardowymi. Poziom mocy akustycznej wyznaczono z wykorzystaniem metody dokładnej [6, 7].

Na rysunkach 4–16 przedstawiono skorygowany poziom mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla różnych wartości prędkości obrotowych. Dla niektórych temperatur oraz prędkości obrotowych pompa miała zbyt niską sprawność wolumetryczną i nie udało się osiągnąć zakładanych wartości ciśnienia tłoczenia. Wartości, których nie udało się uzyskać nie pokazano na wykresach.

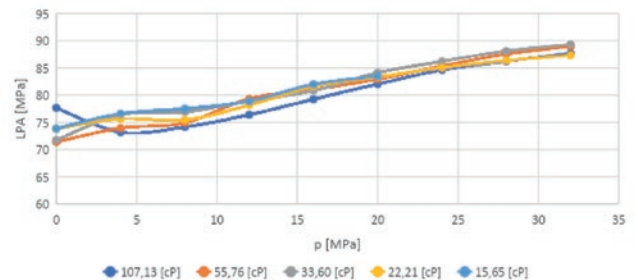
Dla najniższej analizowanej prędkości obrotowej, w początkowym zakresie ciśnień (od 4 MPa do 12 MPa) największy hałas powoduje praca pompy z olejem o najmniejszej lepkości (15,65 cP). Praca z olejem o największej lepkości (107,13 cP) powoduje największy hałas dla zerowego obciążenia, a dla pozostałych ciśnień powoduje najniższy lub drugi najniższy poziom hałasu. Dla dużych wartości obciążenia (od 16 MPa do 32 MPa) największy hałas generuje pompa z olejem o lepkości 55,76 cP, a drugi największy hałas w zakresie 16–24 MPa powoduje zastosowanie oleju o lepkości 33,60 cP. Dla tej prędkości obrotowej nie udało się osiągnąć wszystkich wartości ciśnienia tłoczenia w zakresie niższych wartości lepkości. Wraz ze spadkiem lepkości rosną przecieki wewnętrzne w pompach zębatych.



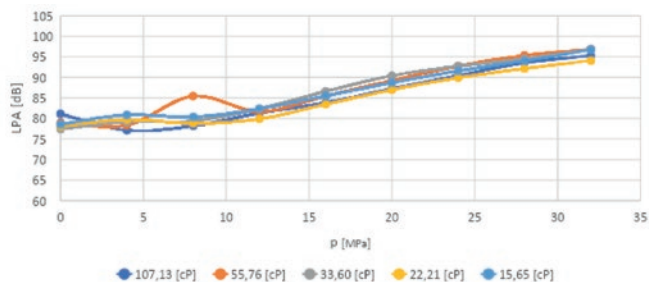
Rys. 4. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla prędkości obrotowej pompy 500 obr./min [5]



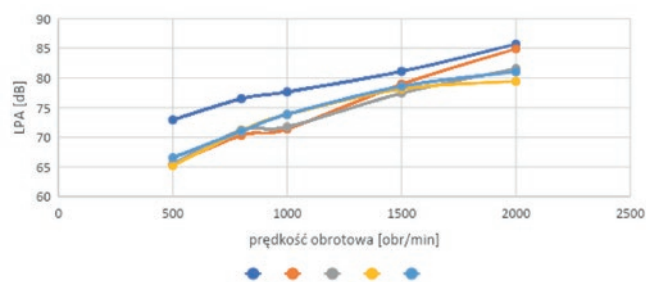
Rys. 5. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla prędkości obrotowej pompy 800 obr./min [5]



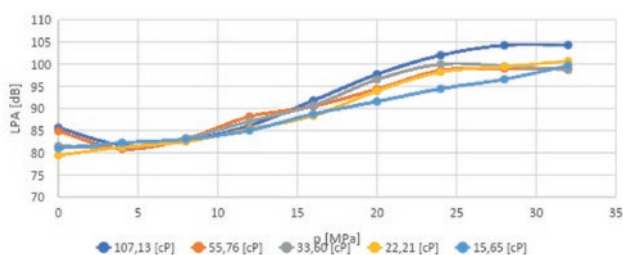
Rys. 6. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla prędkości obrotowej pompy 1000 obr./min [5]



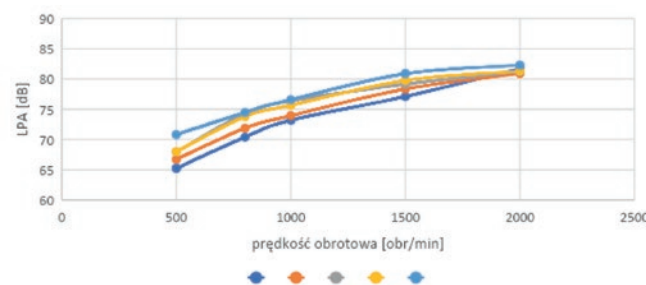
Rys. 7. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla prędkości obrotowej pompy 1500 obr./min [5]



Rys. 9. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 0 MPa [5]



Rys. 8. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od ciśnienia roboczego dla prędkości obrotowej pompy 2000 obr./min [5]



Rys. 10. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 4 MPa [5]

W przypadku prędkości obrotowej wynoszącej 800 obr./min, pompa z olejem o największej lepkości generuje największy poziom hałasu dla zerowego obciążenia, a dla ciśnień z zakresu 4–20 MPa cechuje się najmniejszą hałaśliwością. Zastosowanie oleju o najmniejszej lepkości powoduje największą hałaśliwość badanej jednostki dla ciśnień od 4 MPa do 12 MPa. Dla dużych wartości obciążenia (od 20 MPa do 32 MPa) największy hałas zarejestrowano dla pompy z olejem o lepkości 55,76 cP, a drugą największą wartość skorygowanego poziomu mocy akustycznej odnotowano w przypadku zastosowania oleju o lepkości 33,60 cP. Tutaj również nie udało się osiągnąć wszystkich wartości ciśnienia roboczego dla pompy tłoczącej olej o niższych wartościach lepkości.

Dla 1000 obr./min prototypowa jednostka pracująca z olejem o największej lepkości generuje największy poziom hałasu dla zerowego obciążenia, a dla ciśnień z zakresu 4–24 MPa cechuje się najmniejszą hałaśliwością. Z kolei zastosowanie czynnika roboczego o najmniejszej lepkości skutkuje emisją największego hałasu wytwarzanego przez pompę dla ciśnień wynoszących 4 MPa i 8 MPa. Dla dużych wartości obciążenia (od 24 MPa do 32 MPa) największy hałas odnotowano dla pompy z olejem o lepkości 33,60 cP, a drugi największy poziom hałasu odnotowano dla pompy z olejem o lepkości 55,76 cP. Dla tej prędkości obrotowej również nie udało się osiągnąć wszystkich wartości ciśnienia pracy ze względu na zbyt niską szczelność wewnętrzną jednostki dla czynnika roboczego cechującego się zbyt niską lepkością.

W przypadku prędkości nominalnej (1500 obr./min) zastosowanie oleju o największej lepkości generuje największy hałas pompy dla zerowego obciążenia, a dla ciśnień z zakresu

4–8 MPa powoduje najmniejszy hałas pompy. Dla dużych wartości obciążenia (od 20 MPa do 32 MPa) największy hałas generuje pompa pracująca na oleju o lepkościach 55,76 cP oraz 33,60 cP, a dla maksymalnej wartości ciśnienia (32 MPa) największy hałas powoduje również eksploatacja z olejem o lepkości 15,65 cP. W dużym zakresie ciśnień (od 12 MPa do 32 MPa) najmniejszy hałas generuje prototyp z olejem o lepkości 22,21 cP.

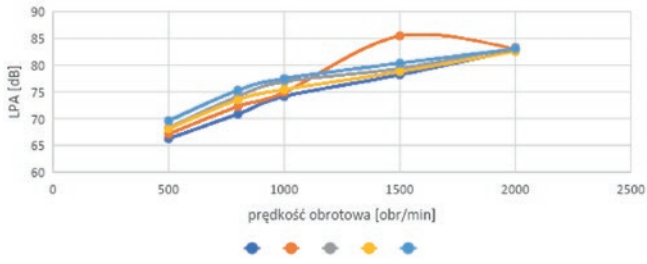
Dla najwyższej rozpatrywanej prędkości obrotowej (2000 obr./min) zastosowanie oleju o największej lepkości generuje największy hałas pompy dla zerowego obciążenia oraz dla ciśnień z zakresu 16 MPa – 32 MPa. Olej o najmniejszej lepkości powoduje największą hałaśliwość prototypu dla ciśnienia 4 MPa oraz powstawanie najmniejszego hałasu dla ciśnień wynoszących 12 MPa, 20 MPa, 24 MPa, 28 MPa.

Na rysunkach 9–17 zestawiono wykresy zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnień roboczych pompy z zakresu od 0 MPa do 32 MPa.

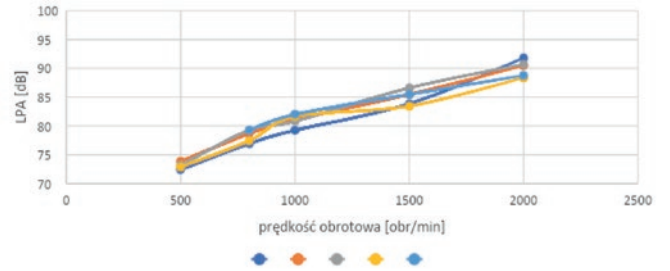
Podsumowanie

Wyznaczone wartości poziomu wypromieniowanej mocy akustycznej w zależności od ciśnienia roboczego dla różnych wartości prędkości obrotowych (rysunki 4–8) istotnie różnią się od siebie. Analogiczna sytuacja jest w przypadku charakterystyk wypromieniowanego poziomu mocy akustycznej w zależności od prędkości obrotowej dla różnych wartości ciśnienia (rysunki 9–17).

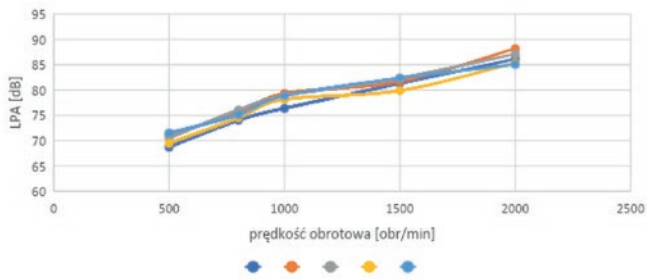
W pewnych zakresach prędkości obrotowych oraz w pewnych zakresach ciśnień można stwierdzić jednoznaczny wpływ lepkości na hałaśliwość badanej pompy – dla wszystkich prędkości



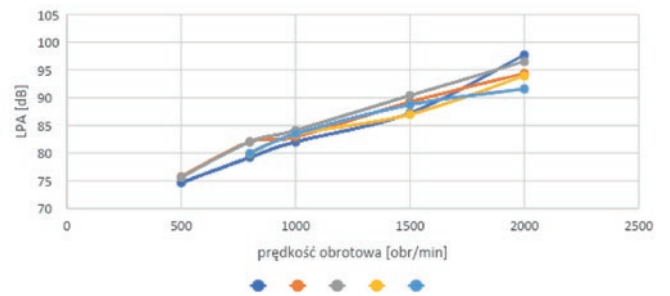
Rys. 11. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 8 MPa [5]



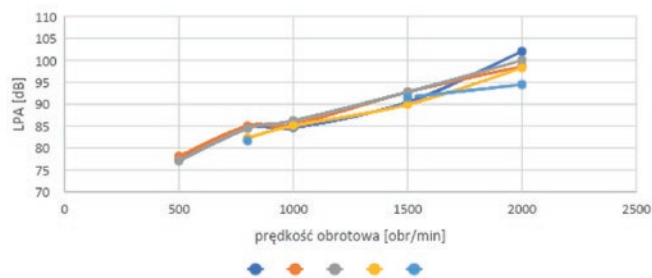
Rys. 13. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 16 MPa [5]



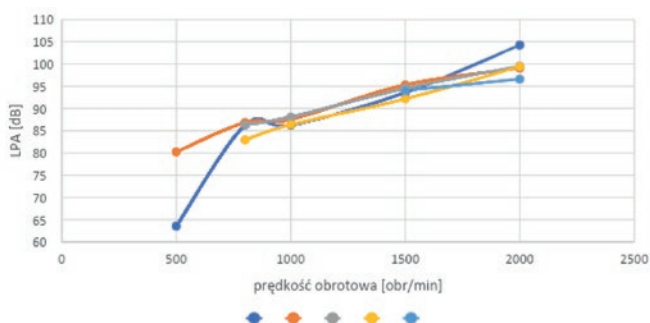
Rys. 12. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 12 MPa [5]



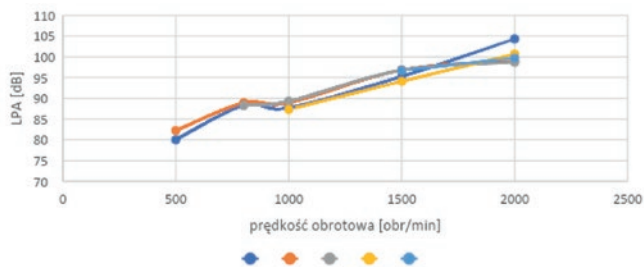
Rys. 14. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 20 MPa [5]



Rys. 15. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 24 MPa [5]



Rys. 16. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 28 MPa [5]



Rys. 17. Wykres zależności skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} od prędkości obrotowej dla ciśnienia roboczego pompy 32 MPa [5]

obrotowych pompa pracująca bez obciążenia (0 MPa, rys. 9) emituje najwięcej energii akustycznej, jeżeli pompuje olej o największej lepkości. Z kolei dla obciążenia 4 MPa (rys. 10) pompa emituje najwięcej hałasu, jeżeli pompuje olej o najmniejszej lepkości. Zwiększenie ciśnienia pracy o 4 MPa spowodowało całkowicie odmienny wpływ lepkości na hałas – bez obciążenia największy hałas był emitowany przy największej lepkości, a po zwiększeniu ciśnienia największy hałas powoduje olej o najmniejszej lepkości. Na podstawie badań można stwierdzić, że występuje wpływ lepkości na hałaśliwość pomp zębatych,

jednakże trudno jest stwierdzić trend, który określałby zależność tych dwóch parametrów w szerokim zakresie pracy.

Można jednak na podstawie otrzymanych wyników przedstawić pewne zalecenia eksploatacyjne dla nominalnych parametrów pracy. W przypadku najczęściej stosowanej prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr./min badany prototyp emituje najniższe wartości poziomu ciśnienia akustycznego dla oleju o lepkości 22,21 cP w zakresie najczęściej stosowanych ciśnień roboczych, tj. znajdujących się w przedziale od 12 do 32 MPa.

Analizując szerzej otrzymane wyniki można zaobserwować, że dla wszystkich przypadków pracy poziom mocy akustycznej zawsze się zwiększał wraz ze wzrostem dwóch parametrów: ciśnienia roboczego oraz prędkości obrotowej. Zwiększony hałas jest skutkiem wzrostu mocy hydraulicznej badanej jednostki i związanym z tym wzrostem obciążenia całego zespołu tłoczącego, a przede wszystkim łożysk.

Opisane w artykule badania nie potwierdzają ścisłej zależności pomiędzy lepkością oleju hydraulicznego a hałaśliwością. W literaturze [1] przedstawiono tezę, że wzrost lepkości powinien powodować wzrost obciążenia zespołu pompującego, a co za tymi idzie, wzrost wypromieniowanej energii akustycznej.


Istotna różnica pomiędzy wynikami badań, a teoretycznymi przewidywaniami wpływu lepkości na hałas może być spowodowana wpływem innych czynników, które również mają wpływ na powstawanie drgań dźwiękotwórczych. Przede wszystkim wraz ze wzrostem ciśnienia roboczego lub wraz ze wzrostem prędkości obrotowej może zmieniać się hałaśliwość z powodów występujących luzów, niedokładności wykonania, błędów montażowych, a także pulsacji ciśnienia, która jest funkcją nie tylko ciśnienia roboczego, ale również impedancji hydraulicznej stanowiska badawczego [1].

Odchylenie standardowe zostało obliczone dla każdej oktawy na podstawie średnich wyników dla każdego mikrofonu, które mieściło się w zakresie od 0,03 dB do 3,8 dB. Odchylenie standardowe było niższe dla mniejszych wartości poziomu ciśnienia akustycznego. Rozbieżność pomiędzy wynikami nie była istotna – maksymalna wartość odchylenia standardowego wynosiła 4%.

Literatura

- [1] KOLLEK W.: *Pompy zębate: konstrukcja i eksploatacja*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.
- [2] Rozporządzenie Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 12 czerwca 2018 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy, <https://isap.sejm.gov.pl/isap.nsf/DocDetails.xsp?id=WDU20180001286> [online: 20.07.2023].
- [3] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 10 września 1996 r. w sprawie wykazu prac wzbronionych kobietom, <https://isap.sejm.gov.pl/isap.nsf/DocDetails.xsp?id=WDU19961140545> [online 20.07.2023].

- [4] BORTKIEWICZ A., CZAJA N.: *Pozastuchowe skutki działania hałasu ze szczególnym uwzględnieniem chorób układu krążenia*, Forum Medycyny Rodzinnej, vol. 12, no. 2, pp. 41–49, 2018, https://journals.viamedica.pl/forum_medycyny_rodzinnej/article/view/58041 [online: 20.07.2023].
- [5] MARKO J.: *Wpływ lepkości oleju na właściwości akustyczne pompy zębatej*, praca magisterska, promotor Osiński P., Wrocław, 2023.
- [6] OSIŃSKI P., LESZCZYŃSKI K.: *Komora pogłosowa. Metodyka pomiaru mocy akustycznej*. Laboratorium Wibroakustyczne Diagnostowanie Maszyn i Urządzeń, 2018. http://lhiw.pwr.edu.pl/files/wibroakustyka_cw5.pdf [online: 20.07.2023].
- [7] DOBRUCKI A., SZMAL C.: *Badania pogłosowej komory akustycznej Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn*. Raporty Inst. Telekom. PWroc. 1992, Ser. SPR nr 19, 22 s.
- [8] ENGEL Z.: *Wibroakustyka maszyn i środowiska*. Wiedza i Życie, Warszawa, 1995.
- [9] ŁĄCZKOWSKI R.: *Wibroakustyka maszyn i urządzeń*. WNT, Warszawa 1983.
- [10] OSIŃSKI P.: *Wysokosprawnościowe pompy zębate*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2019.
- [11] OSIŃSKI P.: *Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu*, Oficyna Wydawnicza Politechniki, Wrocław 2017.
- [12] OSIECKI A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*, WNT, Warszawa 1998.
- [13] STRYCZEK J.: *Koła zębate maszyn hydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- [14] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 2005.
- [15] SZABŁOWSKI K.: *Pompy wyporowe*, PWN, Warszawa-Kraków 1997.
- [16] SZYDELSKI Z.: *Pojazdy samochodowe*. Napęd i sterowanie hydrauliczne. WKŁ, Warszawa 1999.

 dr hab. inż. Piotr Osiński, prof. uczelni – Kierownik Laboratorium, Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn (www.lhiw.pwr.edu.pl), Katedra Eksploatacji Systemów Technicznych, Politechnika Wrocławska
mgr inż. Paweł Bury – Pracownik badawczo-dydaktyczny, asystent, Katedra Eksploatacji Systemów Technicznych, Politechnika Wrocławska
mgr inż. Piotr Marko – Pracownik badawczo-dydaktyczny, asystent, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Układów Mechatronicznych, Politechnika Wrocławska
inż. Julia Marko – absolwentka studiów inżynierskich Politechniki Wrocławskiej, dyplomantka na studiach magisterskich

artykuł recenzowany

reklama