

Badanie zjawiska kawitacji w pompach wyporowych

Zygmunt Kudźma

Politechnika Wrocławska, Wydział Techniczno-Inżynieryjny, ul. Armii Krajowej 78, 58-302 Wałbrzych

Olgierd Mackiewicz

SUT Sp. z o.o., ul. Blizińskiego 12, 71-703 Szczecin

Streszczenie: W artykule omówiono zjawisko kawitacji w pompach wyporowych. Podano warunki i miejsce powstawania zjawiska. Badania własne autorów oraz studia literaturowe obrazują wizualizację zjawiska kawitacji. Dokonano identyfikacji efektu akustycznego towarzyszącego procesowi rozwoju kawitacji w pompach – wielotłoczkowej i zębatej.

Słowa kluczowe: kawitacja, pompa wyporowa, hałas

1. Wprowadzenie

Podstawowa tendencja współczesnej techniki to optymalizacja gabarytowa i wagowa maszyn i urządzeń. Ten sam kierunek działania zauważa się w rozwoju napędów hydrostatycznych. Działania rozwojowe idą, między innymi, w kierunku minimalizacji masy elementów hydraulicznych oraz strat energetycznych i zwiększenia przenoszonej mocy. Należy zaznaczyć, że elementy hydrostatycznego układu napędowego mają zatem, nieosiągalną dla innych rodzajów napędu, zwartość konstrukcji, tzn. małą masę na jednostkę generowanej lub przekazywanej mocy. Przykładowo, gęstość mocy dla pomp i silników hydraulicznych może dochodzić nawet do 10 kW/kg, podczas gdy gęstość mocy przeciętnych silników elektrycznych wynosi od 0,1 kW/kg do 0,15 kW/kg [2, 3]. Jednym z podstawowych ograniczeń parametrów eksploatacyjnych układów hydraulicznych takich jak: maksymalne prędkości obrotowe wałów pomp wyporowych, maksymalne wartości natężenia przepływu czynnika roboczego przy danej średnicy hydraulicznej, czyli dalszego zwiększenia współczynnika gęstości mocy – jest zjawisko kawitacji. Objawia się ono powstawaniem w cieczy obszarów nieciągłości wypełnionych gazem lub parą cieczy [9]. Zjawisko kawitacji w układach hydraulicznych polegające w pierwszej fazie na uwalnianiu i wydzielaniu się powietrza w postaci pęcherzy rozpuszczonego w oleju hydraulicznym [3, 4], określane jest mianem aeracji, jednakże na podobne skutki tego zjawiska jak dla kawitacji parowej powszechnie stosuje się termin kawitacja gazowa.

W artykule podjęto próbę ustalenia warunków powstawania kawitacji oraz akustycznego sygnału diagnostycznego

pozwalającego w prosty sposób określić początek powstawania i rozwoju tego zjawiska w pompach wyporowych instalowanych powszechnie w hydrostatycznych układach napędowych. Badano pompę wielotłoczkową osiową i zębatą.

2. Warunki powstawania kawitacji

W zakresie ciśnień powszechnie stosowanych w układach napędowych hydrostatycznych (do 30 MPa) obowiązuje prawo Henry'ego mówiące, że ilość powietrza rozpuszczonego w oleju jest proporcjonalna do ciśnienia [4]:

$$V_{\text{gazu}} = \alpha_v \cdot V_{\text{ol}} \cdot p \quad (1)$$

gdzie: V_{gazu} – objętość gazu rozpuszczonego w oleju, p – wartość ciśnienia, α_v – współczynnik absorpcji Bunsena dla olejów waha się w granicach 0,7–1,2 (dla ciśnienia wyrażonego w MPa), V_{ol} – objętość oleju.

Na podstawie zależności (1) można twierdzić, że największy wpływ na ilość rozpuszczonego powietrza ma ciśnienie, przy którym zachodzi absorpcja. Wynika z tego, że np. przy ciśnieniu $p = 20$ MPa, ilość rozpuszczonego powietrza w oleju przekracza około 20-krotnie objętość oleju, w którym nastąpiła absorpcja.

Kawitacja pojawia się wtedy, gdy wartość ciśnienia w dowolnym punkcie obwodu hydraulicznego znajdzie się poniżej poziomu nasycenia rozpuszczonego powietrza w oleju dla danej temperatury. W celu określenia wartości ciśnienia na początku kawitacji p_{kaw} przeprowadzono, za pomocą urządzenia przedstawionego na rys. 1, obserwację pojawienia się pęcherzyków powietrza w obszarze zajęтым przez badany olej w trakcie obniżania ciśnienia w naczyniu pomiarowym. Badany olej znajduje się w zbiorniku pomiarowym 1 (górnym, zaciemniony). Po zamknięciu górnego zaworu 2 i szczelnym odcięciu objętości pomiarowej od otoczenia obniża się ciśnienia w przestrzeni pomiarowej przez opuszczanie zbiorniczka z rtęcią 4. Opuszczając powoli zbiorniczek z rtęcią 4, obserwuje się pojawienie się bardzo małych pęcherzyków o średnicy $d_p = 0,2\text{--}0,3$ mm wokół ścianek objętości pomiarowej. W miarę dalszego niewielkiego obniżania ciśnienia pęcherzyki rozszerzają się i uno-

Autor korespondujący:

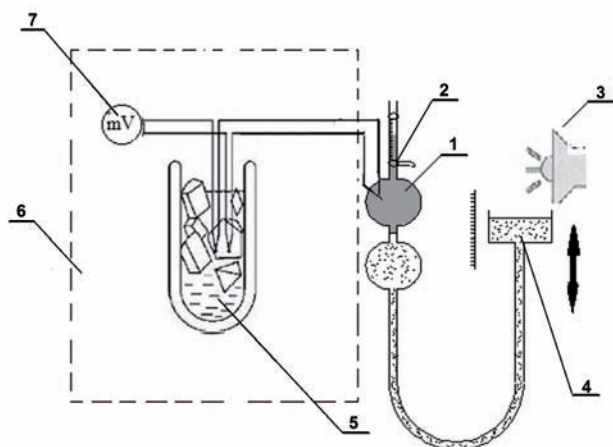
Zygmunt Kudźma, zygmun.kudzma@pwr.wroc.pl

Artykuł recenzowany

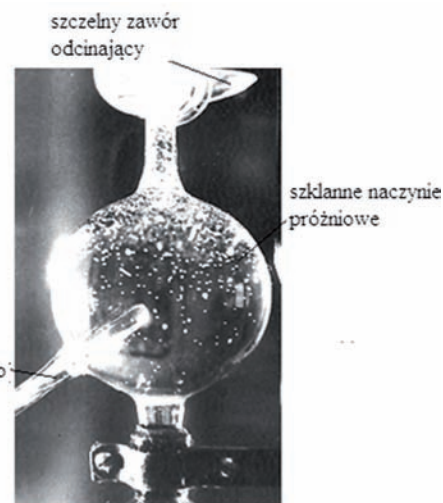
nadesłany 6.01.2016 r., przyjęty do druku 26.01.2016 r.



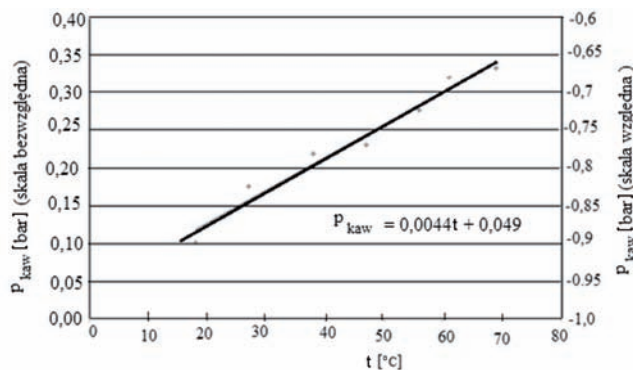
Zezwala się na korzystanie z artykułu na warunkach licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0



Rys. 1. Urządzenie do wyznaczenia wartości ciśnienia wydzielenia się powietrza z oleju (schemat); 1 – zbiornik pomiarowy z olejem, 2 – zawór odcinający, 3 – lampa grzewcza, 4 – zbiornik z rtęcią, 5 – termos z topniejącym lodem, 6 – ogniwo termoelektryczne, 7 – miliwoltmierz
 Fig. 1. Device for determination of pressure of air evolve from oil (scheme); 1 – measuring tank with oil, 2 – shut-off valve, 3 – heating lamp, 4 – tank with mercury, 5 – a thermos of melting ice, 6 – thermocouple, 7 – millivoltmeter



Rys. 3. Fotografia naczynia próżniowego z widocznymi pęcherzykami powietrza w oleju; temperatura oleju $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($p_{kaw} = -0,77$ bara – skala względna, $p_{kaw} = 0,23$ bara – skala bezwzględna)
 Fig. 3. A photo of vacuum box with air bubbles in oil. Oil temperature $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, ($p_{kaw} = -0,77$ bara – absolute scale, $p_{kaw} = 0,23$ bara – relative scale)



Rys. 2. Wpływ temperatury na wartość ciśnienia wydzielenia się powietrza z oleju HL46
 Fig. 2. Influence of the temperature on the value of pressure air evolve from oil HL46

szą się, zbierając się w jeden niewielki pęcherz w górnej części rurki pomiarowej. Po upływie czasu około 3–5 minut więcej pęcherzyków nie pojawia się. Przy dalszym obniżaniu ciśnienia zaczynają się pojawiać pojedyncze, względnie duże ($d_p = 1\text{--}1,5$ mm) pęcherzyki powietrza, w dolnej części obszaru zajmowanego przez badany olej, które powoli przemieszczają się do górnej części. Wówczas można uważać, że następuje wydzielenie się powietrza rozpuszczonego w oleju. Ciśnienie panujące w przestrzeni zajmowanej przez badany olej można wówczas uznać za ciśnienie wydzielenia się powietrza z oleju. Ogrzewając olej znajdujący się w urządzeniu, za pomocą lamp grzewczych 3, można określić ciśnienie wydzielenia się powietrza z oleju dla różnych temperatur odczytywanych na miliwoltmierz 7. Do pomiaru temperatury oleju zastosowano ogniwo termoelektryczne 6, którego sondę wprowadzono do wnętrza zbiornika pomiarowego z badanym olejem.

Na rys. 2 przedstawiono, określoną doświadczalnie, zależność wartości ciśnienia p_{kaw} (dla oleju hydraulicznego HL46), przy której następuje wydzielenie się powietrza w postaci pęcherzyków z oleju hydraulicznego w funkcji temperatury.

Po aproksymacji punktów pomiarowych otrzymujemy zależność (w zakresie temperatury $t = 20\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$):

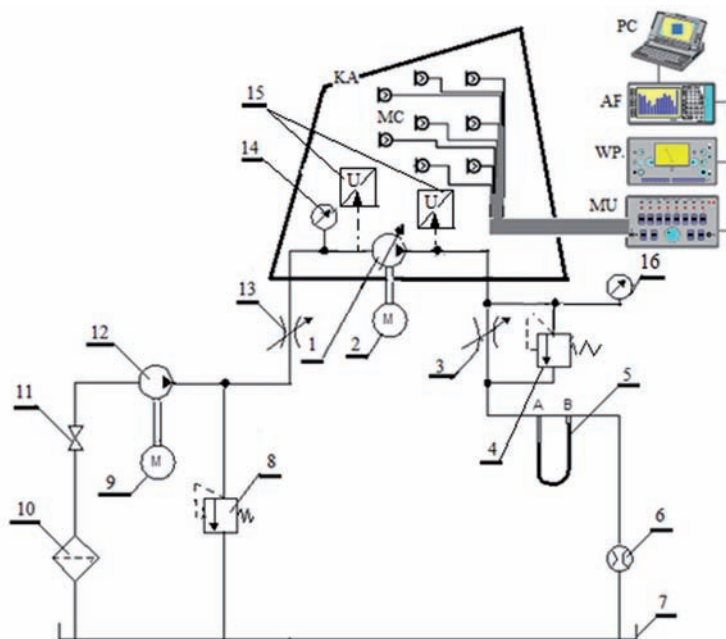
$$p_{kaw} = 0,0044 t + 0,049 \quad (2)$$

gdzie: t [$^{\circ}\text{C}$], p_{kaw} [bar] w skali bezwzględnej.

3. Stanowisko badawcze

Znając wartość ciśnienia p_{kaw} w praktyce trudno jest określić początek powstawania kawitacji w konkretnym miejscu i konkretnym układzie napędowym bez przeprowadzenia pomiarów ciśnienia w punkcie, w którym zachodzi podejrzenie wystąpienia zjawiska wydzielenia się powietrza z oleju z negatywnymi skutkami (jak erozja kawitacyjna, zwiększona pulsacja ciśnienia i związany z tym wzmożony hałas i drgania). Dokładnie te skutki przedstawiono w literaturze [4, 8–11]. Newralgicznym miejscem w obwodzie hydraulicznym, ze względu na możliwość wystąpienia zjawiska kawitacji, jest układ zasilania pomp wyporowych. Ustalenie warunków powstawania kawitacji w pompie wyporowej wymagało badań akustycznych i hydraulicznych. Badania hydrauliczne polegały na pomiarze spadku wydajności pompy wyporowej w zależności od wartości ciśnienia w króćcu ssącym. W badaniach akustycznych mierzono hałas w zależności od ciśnienia na ssaniu pomp wyporowych przy wykorzystaniu komory akustycznej. Badania hydrauliczne i akustyczne powstawania kawitacji w pompie wyporowej przeprowadzono na stanowisku pokazanym na rys. 4. Komora pogłosowa do badań wibroakustycznych spełnia wymogi normy ANSI S1.21-1972 i PN-85/N-01334, co pozwalało na atestowanie maszyn i urządzeń pod względem drgań oraz hałasu. Izolacyjność akustyczna komory od zakłóceń zewnętrznych w zakresie częstotliwości od 20 Hz do 20 kHz wynosi 50 dB. Taka izolacyjność zapewnia eliminację zakłóceń pochodzących od układu napędowego oraz hydraulicznego układu zasilającego badaną pompę. Zestaw aparatury do pomiaru hałasu badanych elementów umieszczonej w dyfuzyjnej komorze akustycznej pokazano na rys. 4. W ośmiu punktach rozstawiono mikrofony pomiarowe umożliwiające odczytywanie, a następnie wyliczenie średniego poziomu ciśnienia akustycznego.

Mikrofony pomiarowe wybierano podczas odczytywania danych za pomocą multipleksera, a poziom ciśnienia z widmem zapisywano w pamięci analizatora dwukanałowego. Edy-



Rys. 4. Schemat stanowiska do badania zjawiska kawitacji w pompach wyporowych; 1 – pompa wyporowa, 2 – silnik elektryczny prądu stałego, 3 – zawór dławiący nastawialny, 4 – zawór maksymalny, 5 – U-rurka, 6 – przepływomierz, 7 – zbiornik, 8 – zawór maksymalny, 9 – silnik elektryczny prądu zmiennego, 10 – filtr ssawny, 11 – zawór odcinający, 12 – pompa doładowująca, 13 – zawór dławiący, 14 – manowakuometr, 15 – czujnik pulsacji ciśnienia, 16 – manometr, MC – osiem mikrofonów pola swobodnego, MU – multiplexer, WP – wzmacniacz częstotliwości, PC – komputer, KA – komora akustyczna

Fig. 4. Scheme of test stand for cavitation effect tests in positive displacement pumps; 1 – positive displacement pump, 2 – DC electric motor, 3 – adjustable throttle valve, 4 – maximal valve, 5 – U-pipe, 6 – flowmeter, 7 – tank, 8 – maximal valve, 9 – AC electric motor, 10 – suction filter, 11 – cut-off valve, 12 – precharge pump, 13 – throttle valve, 14 – absolute pressure gauge, 15 – pressure fluctuation sensor, 16 – pressure gauge, MC – eight microphones of free acoustic field, MU – multiplexer, WP – amplifier, AF – two-channel frequency analyzer, PC – computer, KA – acoustic chamber

cji danych dokonywano w komputerze klasy PC za pomocą oprogramowania firmy B&K typ 5306.

Pompa 1 napędzana jest silnikiem 2 prądu stałego. Układ przed przeciążeniem zabezpieczony jest zaworem maksymalnym 4. Ciecz przez filtr 10 zasysana jest przez pompę doładowującą 12 i podawana do układu. Nastawny zawór dławiący 13 ustala ciśnienie ssania pompy 1. Za pomocą manowakuometru 14 kontrolowano wartość ciśnienia w króćcu ssawnym pompy 1, tak aby było ono zgodne z przyjętym wcześniej programem badań. Nastawny zawór dławiący 3 ustala ciśnienie tłoczenia pompy 1. Manometr 8 wskazuje ciśnienie tłoczenia pompy 1, które ustalono na 10 MPa. Przed nadmiernym wzrostem ciśnienia po stronie tłocznej układ chroni zawór maksymalny 4. U-rurka 5 wskazywała z dużą dokładnością straty przepływu na rurze stalowej długości 1 m i średnicy wewnętrznej $d_w = 0,014$ m, będące miarą spadku wydajności pompy. Średnicę odcinka pomiarowego AB (rys. 4) przyjęto kierując się warunkiem przepływu laminarnego na tej drodze. Przy maksymalnej wydajności badanych pomp i lepkości czynnika roboczego ($Q = 32$ l/min i lepkość kinematyczna $\nu = 46$ cSt), liczba Reynoldsa Re , w każdym przypadku spełniała warunek: $Re < 1000$, gwarantując przepływ laminarny. W związku z występowaniem przepływu uwarstwionego ważność zachowuje równanie Hageny-Poiseuille'a [1, 3, 6]:

$$\Delta p = \frac{128 \cdot Q \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \quad (3)$$

gdzie: Q – objętościowe natężenie przepływu [m^3/s], μ – lepkość dynamiczna [Ns/m^2], l – długość odcinka pomiarowego [m], d – średnica hydrauliczna przewodu [m].

Jeżeli przyjmiemy, że:

$$\frac{d^4 \cdot \pi}{128 \cdot \mu \cdot l} = K = const, \quad (4)$$

to równanie (3) można zapisać:

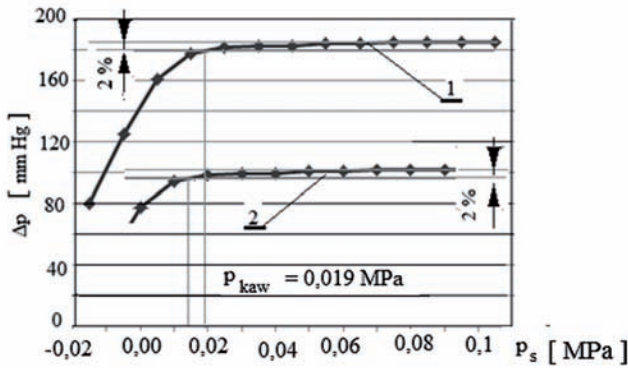
$$Q = K \cdot \Delta p \quad (5)$$

Reprezentuje ono zależność liniową między Q a Δp .

4. Wyniki badań

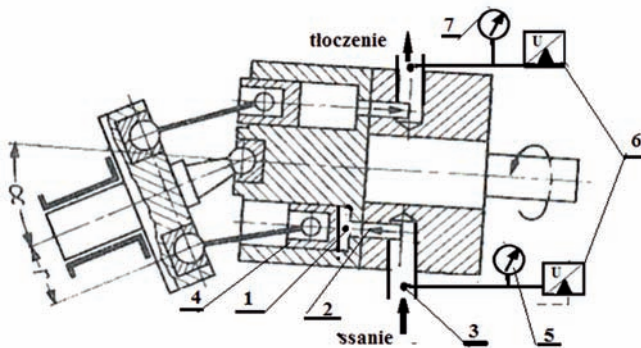
Na podstawie przeprowadzonych pomiarów pompy wielotłoczkowej osiowej typu PNZ-25 budowano wykres zależności strat ciśnienia Δp [mmHg], na odcinku pomiarowym A–B, od ciśnienia ssania p_s [MPa] pompy 1. Jako hydrauliczne kryterium początku powstawania kawitacji, zgodnie z zaleceniami literatury [5–8] i możliwego technicznie pomiaru, przyjęto spadek wydajności $\Delta Q = 2\% Q_n$, gdzie Q_n jest wydajnością nominalną. Przebieg zależności Δp od wartości ciśnienia ssania pokazano na rys. 5.

Schemat konstrukcyjny pompy wielotłoczkowej osiowej typu PNZ-25 pokazano na rys. 6. Na schemacie tym zaznaczono miejsce pomiaru ciśnienia i pulsacji ciśnienia w króćcu ssawnym i tłocznym, a także zaznaczono obszar powstawania kawitacji (pod denkiem tłoczka). Należy zaznaczyć, że pomiędzy pomiarem ciśnienia w króćcu ssawnym (pkt 3 na rys. 6), a miejscem powstawania kawitacji (punkt 1 na rys. 6) znajduje się okno wlotowe, które dla pompy PNZ-25 ma wymiary: średnica okna wlotowego $d = 8$ mm, długość $l = 8$ mm. Spadkiem ciśnienia na tym elemencie oporowym należy tłumaczyć różne wartości początku powstawania kawitacji (rys. 2 i rys. 5). Pomiar ciśnienia początku powstawania kawitacji został dokonany w króćcu ssawnym (punkt 3 na rys. 6), natomiast powstawanie kawitacji w pompie wielotłoczkowej osiowej zaczyna się pod denkiem tłoka (punkt 1 na rys. 6). Obrazuje to fotografia (rys. 7) uzyskana z pracy Kudźma Z., Mackiewicz J. 1996 [5]. W pracy tej przedstawiono model symulacyjny, w którym zastosowano tłoczek od pompy PNZ-25, napędzany przez mechanizm korbowy, a umieszczony w cylindrze wykonanym ze szkła organicznego (plexi). Okno wlotowe ma takie same wymiary jak w pompie rzeczywistej, a układ hydrauliczny zasilający model zapewniał warunki przepływu, jak w pompie rzeczywistej. Umożliwiło to obserwację kawitacji w przestrzeni



Rys. 5. Zależność strat przepływu Δp (będących miarą spadku wydajności) od ciśnienia ssania p_s pompy wielotłoczkowej osiowej typ PNZ-25 przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 10$ MPa; 1 – maksymalna wydajność pompy (kąt $\alpha = 25^\circ$ pochylenia bloku cylindrowego), 2 – wydajność pompy 50 % wydajności maksymalnej. (kąt $\alpha = 12,5^\circ$ pochylenia bloku cylindrowego), prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 1500$ obr./min, ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa, olej hydrauliczny HL 46, temperatura $T = 40 \pm 2^\circ\text{C}$

Fig. 5. Relationship between pressure drop Δp and suction pressure in inline multipiston pump PNZ-25 at 1500 rpm and $p_t = 10$ MPa; 1 – maximal pump flow rate (angle $\alpha = 25^\circ$ of cylinder block deflection), 2 – pump flow rate equal to 50 % maximal pump flow rate (angle $\alpha = 12,5^\circ$ of cylinder block deflection), $n_p = 1500$ rpm, $p_t = 10$ MPa, hydraulic oil HL46, temperature $T = 40 \pm 2^\circ\text{C}$



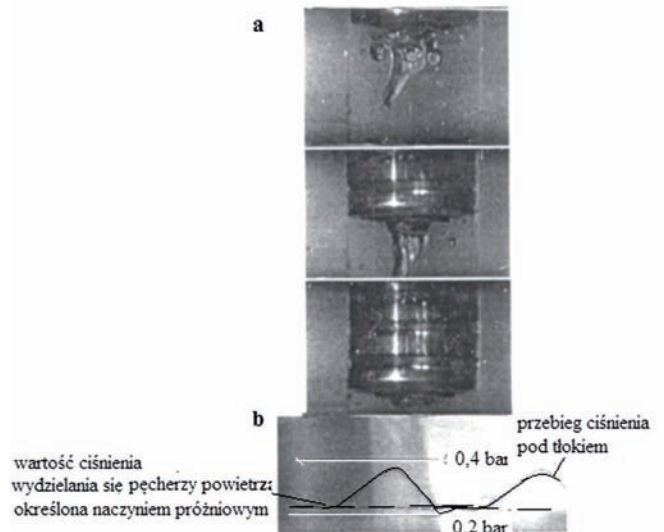
Rys. 6. Schemat konstrukcyjny pompy wielotłoczkowej osiowej typ PNZ-25; 1 – denko tłoczka miejsce powstawania kawitacji, 2 – okno wlotowe do cylindra pompy, 3 – miejsce pomiaru ciśnienia w króćcu ssawnym, 4 – tłoczek, 5 – manowakuometr, 6 – czujniki pulsacji ciśnienia, 7 – manometr

Fig. 6. Constructional scheme of inline multipiston pump type PNZ-25; 1 – piston bottom, area of cavitation arise, 2 – inlet window to pump cylinder, 3 – pressure measurement point in suction stub pipe, 4 – piston, 5 – absolute pressure gauge, 6 – pressure fluctuation sensor, 7 – pressure gauge

cylindra modelu, przy oświetleniu lampą stroboskopową oraz wykonanie zdjęć obrazujących kawitację podczas fazy ssania. W czasie pomiarów rejestrowano przebiegi zmian ciśnienia w cylindrze modelu za pomocą oscylografu, oraz jednocześnie filmowano proces za pomocą specjalnej kamery filmowej Pentazet 16 z szybkością 2000 klatek filmu w ciągu sekundy. Gdy ciśnienie w przestrzeni podtłokowej spadło do wartości ciśnienia wydzielania się powietrza z oleju, (którą to wartość można wyznaczyć za pomocą naczynia próżniowego) wówczas warunki pracy pompy można uznać za warunki kawitacyjne.

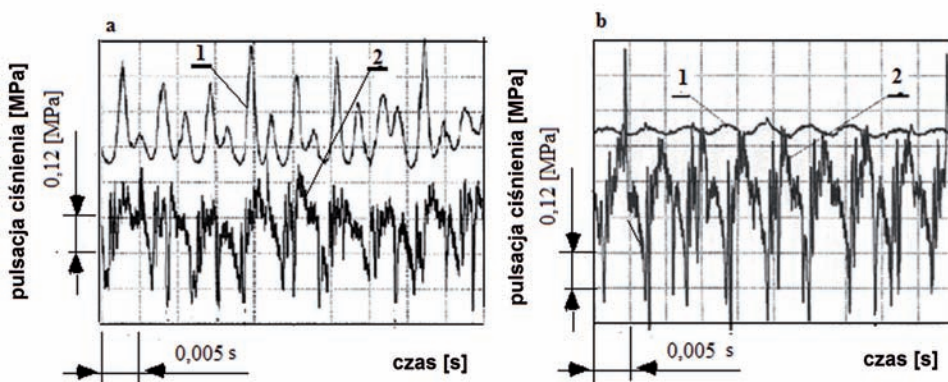
W celu całkowitego scharakteryzowania pracy pompy wyznaczono doświadczalnie pulsacje ciśnienia w króćcu ssawnym i tłocznym w zależności od wartości ciśnienia ssania. Wyniki pomiarów pokazano na rys. 8. Jak wynika z przedstawionych oscylogramów, amplituda pulsacji ciśnienia w przewodzie tłocznym rośnie w miarę obniżania się wydajności pompy. Natomiast maleje w tych samych warunkach amplituda pulsacji w króćcu ssawnym. Można to wytłumaczyć jako wynik wzrostu ściśliwości cieczy spowodowany pojawieniem się powietrza w oleju.

Badania polegały na jednoczesnym pomiarze wartości ciśnienia w króćcu ssawnym pompy, spadku ciśnienia na odcinku pomiarowym A–B oraz poziomu ciśnienia akustycz-



Rys. 7. a) Wydzielanie się powietrza w cylindrze modelu symulacyjnego pompy; b) Wykres – przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w trakcie ssania [5]

Fig. 7. a) Air exude in cylinder of simulation pump model; b) Diagram – pressure changes run during suction phase in cylinder [5]



Rys. 8. Przebieg pulsacji ciśnienia po stronie tłocznej 1 i ssawnej 2 pompy PNZ-25 przy ciśnieniu ssania a) $p_s = 0,1$ MPa (brak kawitacji) b) $p_s = 0,005$ MPa (rozwinęta kawitacja)

Fig. 8. Pressure fluctuation run at high pressure pump area 1 and suction area 2 for PNZ-25 pump at suction pressure a) $p_s = 0,1$ MPa (without cavitation) b) $p_s = 0,005$ MPa (with developed cavitation)

nego. Jako początek powstawania kawitacji przyjęto kryterium hydrauliczne odpowiadające 2% spadkowi wydajności. Ciśnienie ssania w tym momencie przyjęto jako p_{skaw} . Rejestrując jednocześnie poziom ciśnienia akustycznego uzyskano sygnał akustyczny (objawiający się nagłym wzrostem jego wartości) przy początku powstawania kawitacji. Dodatkowym wskaźnikiem jest analiza widmowa hałasu w zakresie kawitacyjnym obrazująca dominację wyższych składowych nad podstawową, która jest najwyższa w obszarze bezkawitacyjnym. Zależność poziomu ciśnienia akustycznego L_m od ciśnienia ssania p_s dla badanej pompy wielotłoczkowej PNZ-25 zamieszczono na rys. 9, gdzie zaznaczono też wartość ciśnienia odpowiadającą początkowi powstawania kawitacji, wyznaczoną w badaniach hydraulicznych korzystając z kryterium spadku 2% wydajności pompy.

Na bazie przeprowadzonej analizy wąskopasmowej poziomu ciśnienia akustycznego, wyodrębniono trzy podstawowe harmoniczne w funkcji ciśnienia ssania. Do dalszych analiz wyznaczono częstotliwość dominującą wg wzoru:

$$f = \frac{n \cdot z}{60} \quad (6)$$

gdzie: n – prędkość obrotowa wałka silnika [obr./min], z – liczba tłoczków.

Wartość prędkości obrotowej była ustalona i wynosiła $n = 1500$ obr./min, liczba tłoczków dla badanej pompy wielotłoczkowej PNZ-25 wynosiła $z = 7$. Zatem częstotliwość dominująca wynosi $f_1 \approx 175$ Hz. Konstruowany wykres, przedstawiający poziom ciśnienia akustycznego L_m w zależności od ciśnienia ssania pompy, uwzględniając pierwsze trzy składowe harmoniczne widma wąskopasmowego, pokazano na rys. 10.

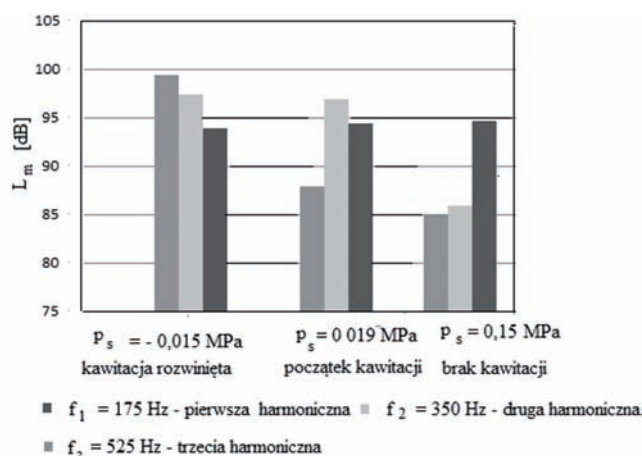
Obok pompy wielotłoczkowej PNZ-25 w podobnym cyklu przebadano pompę zębatą typu PZ3-32, przyjmując takie samo kryterium początku powstawania kawitacji jak dla pompy wielotłoczkowej. Wyniki pomiarów zamieszczona na rys. 11–13.

5. Podsumowanie

W artykule podjęto próbę ustalenia warunków powstawania kawitacji oraz akustycznego sygnału diagnostycznego pozwalającego w prosty sposób określić początek powstawania i roz-

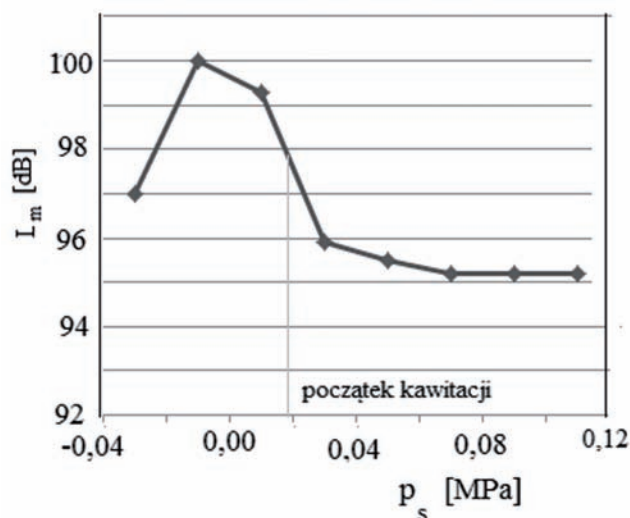
woju tego zjawiska w pompach wyporowych. Badano pompę wielotłoczkową typu PNZ-25 oraz pompę zębatą PZ3-32. W badaniach wstępnych, za pomocą naczynia próżniowego, wyznaczono wartość ciśnienia wydzielania się pęcherzy powietrza z oleju HL46 w funkcji temperatury czynnika roboczego. W badaniach hydraulicznych jako kryterium początku powstawania kawitacji w pompach przyjęto spadek wydajności $\Delta Q = 2\% Q_n$, gdzie Q_n jest wydajnością nominalną.

Z przedstawionych rezultatów badań widać istotny związek między kawitacją a efektem akustycznym, co obrazuje wzrost poziomu ciśnienia akustycznego L_m wraz z postępującym rozwojem kawitacji (rys. 9, 10, 12, 13). Zauważamy, iż w miarę spadku ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy (mierzone w króćcu ssawnym) aż do wartości podciśnienia, emitowany poziom ciśnienia akustycznego wzrasta w dużym zakresie rzędu 15 dB w przypadku pompy wielotłoczkowej i 10 dB dla pompy zębatej, co pozwala stwierdzić istnienie wyraźnego sygnału diagnostycznego sygnalizującego pracę kawitacyjną pompy. Ponadto z analiz widmowych ciśnienia akustycznego, zamieszczonych w pracy, widać, że podczas pracy pompy w zakresie kawitacyjnym, dominujące są wyższe składowe harmoniczne



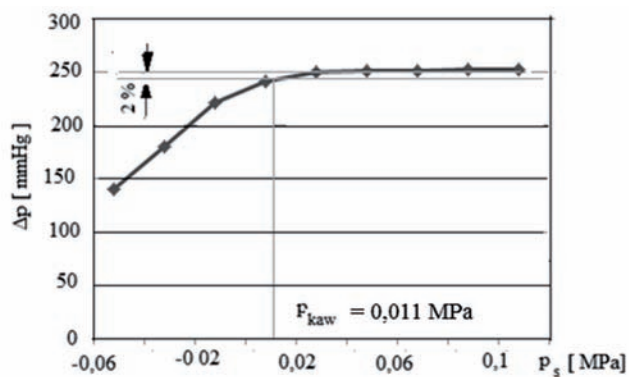
Rys. 10. Wartość poziomu ciśnienia akustycznego L_m w zależności od ciśnienia ssania pompy wielotłoczkowej osiowej typu PNZ-25 przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 10$ MPa; trzy składowe harmoniczne widma wąskopasmowego

Fig. 10. Value of acoustic pressure level L_m in relation to suction pressure multipiston pump PNZ-25 at 1500 rpm and $p_t = 10$ MPa; three harmonics components of bandpass spectrum



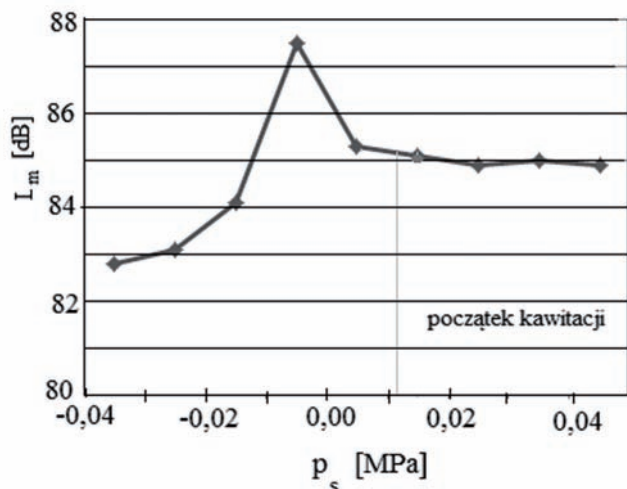
Rys. 9. Zależność poziomu ciśnienia akustycznego L_m od ciśnienia ssania p_s pompy wielotłoczkowej PNZ-25 przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 10$ MPa

Fig. 9. Relationship between level of acoustic pressure L_m and suction pressure multipiston pump PNZ-25 at 1500 rpm and $p_t = 10$ MPa

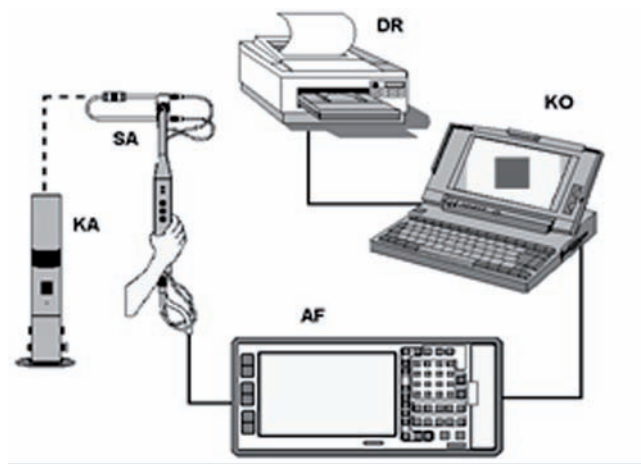


Rys. 11. Zależność strat ciśnienia Δp (będących miarą spadku wydajności) od ciśnienia ssania p_s pompy zębatej PZ3-32 przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 10$ MPa

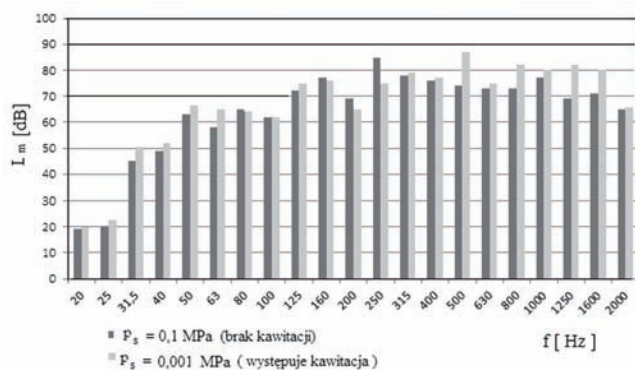
Fig. 11. Relationship between pressure drop Δp and suction pressure p_s gear pump PZ3-32 at 1500 rpm and $p_t = 10$ MPa.



Rys. 12. Zależność poziomu ciśnienia akustycznego L_m od ciśnienia ssania p_s pompy zębatej PZ3-32 przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 10$ MPa
 Fig. 12. Relationship between acoustic pressure level L_m and suction pressure p_s gear pump PZ3-32 at 1500 rpm and $p_t = 10$ MPa



Rys. 14. Schemat zestawu pomiarowego natężenia dźwięku; KA – kalibrator natężenia B&K typ 3541, SA – sonda akustyczna B&K, typ ZB0017, AF – analizator dwukanałowy częstotliwości B&K typ 2144, KO – komputer, DR – drukarka
 Fig. 14. Scheme of testing set of sound intensity: KA – B&K pistonphone, type 3541, SA – B&K sound probe, type ZB0017, AF – B&K two-channel frequency analyzer, type 2144, KO – computer, DR – printer



Rys. 13. Widmo tercjowe poziomu ciśnienia akustycznego pompy zębatej PZ3-32; $n = 1500$ min⁻¹; ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa; dla różnych wartości ciśnienia ssania
 Fig. 13. 1/3 octave spectrum of acoustic pressure level for gear pump PZ3-32 at 1500 rpm, $p_t = 10$ MPa for several values of suction pressure

widma hałasu wynikające z prędkości wału pompy i ilości elementów wyporowych, rys. 10 i 13. Analizując zamieszczone wykresy zauważyć można, iż wraz z postępującym rozwojem kawitacji maleje pulsacja ciśnienia po stronie ssawnej pompy, a znacząco rośnie po stronie tłocznej (rys. 8). Przeprowadzając prezentowane badania autorzy dysponowali komorą akustyczną, która jest w warunkach krajowych urządzeniem unikalnym. W warunkach przemysłowych wykorzystując kryterium akustyczne zastosowanie może znaleźć sonda akustyczna, której zestaw pomiarowy pokazano na rys. 14, jako przyrząd łatwy w obsłudze i dający wyniki z satysfakcjonującą dokładnością, co zostało potwierdzone pracą autorów [12].

Bibliografia

- Martin H.R., *Noise analysis and control in fluid power systems*, „Hydraulics & Pneumatics”, January 1985, 119–121.
- Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M., *Acoustic problems relating to microhydraulic components and sys-*

- tems, „Archives of Mechanical Engineering”, Vol. 57, No. 3, 2010, 293–308, DOI: 10.2478/v10180-010-0016-9.
- Kudźma Z., *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- Kleinbrener W., *Werkstoffzerstörung durch Kavitation in hydraulischen Systemen*, „Industrie Anzeiger”, Vol. 61, 1976.
- Kudźma Z., Mackiewicz J., *Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość*. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne '96. Szklarska Poręba, Polska 1996.
- Kudźma Z., Mackiewicz J., *Warunki powstawania kawitacji w układach hydraulicznych*, Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne 1999. Polanica 1999.
- Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., Mackiewicz J., *Possibilities of diagnosing cavitation in hydraulic systems*, „Archives of Civil and Mechanical Engineering”, Vol. 7, No. 1, 2007, 61–73.
- Bachert R., Ludwig G., Stoffel B., Frobenius M., Schilling R., *Three-dimensional unsteady cavitation effects on a single hydrofoil and in a radial pump – measurements and numerical simulations*, 5th International Symposium on Cavitation (CAV2003), Osaka, Japonia 2003.
- Bugała R., Szkoła M., *Zależność przebiegu krzywych niszczenia kawitacyjnego od frakcyjnego Rozkładu Obciążenia Kawitacyjnych*, Krajowa Konferencja Dobór i Eksploatacja Materiałów Inżynierskich, Politechnika Gdańska, Jurata, Polska 1997.
- Lecoffre Y., Archer A. *A method to evaluate cavitation erosion in valves*, 3rd International symposium on Cavitation, Grenoble, France 1998.
- Koivula T., *On cavitation in fluid power*, Proc. of 1st FPNI-PhD Symp., Hamburg, Germany 2000.
- Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Rutański J., *Lokalizacja i próby redukcji hałasu w zasilaczu hydraulicznym*, XIV Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2001.

The Study of Cavitation Effect in Positive Displacement Pumps

Abstract: In the paper main attention was focused on cavitation effect in positive displacement pumps. Cavitation conditions and areas of its arising were defined. Author's own studies and literature review were helpful for cavitation visualization. An acoustic effect accompanied with cavitation development in pumps (multipiston pump, gear pump) was identified.

Keywords: cavitation, positive displacement pump, noise

dr hab. inż. Zygmunt Kudźma

zygmunt.kudzma@pwr.wroc.pl

Pracownik naukowo-dydaktyczny Politechniki Wrocławskiej Wydziału Inżynierijno – Technicznego w Wałbrzychu. Absolwent Wydziału Budowy Maszyn i Okrętów Politechniki Szczecińskiej. Doktorat obronił w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Habilitował się na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. Obszar działalności naukowej obejmuje zagadnienia dotyczące napędów i sterowań układów hydraulicznych: modelowanie i badania doświadczalne przepływów ustalonych i niestacjonarnych, sposoby redukcji pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych różnego typu maszyn i urządzeń. Konstruowanie i badanie skuteczności różnego typu tłumików pulsacji ciśnienia wykorzystywanych jako filtry akustyczne hydrostatycznych układów napędowych. Badania właściwości statycznych i dynamicznych zaworów hydraulicznych.



mgr inż. Olgierd Mackiewicz

ol-mack@wp.pl

Pracownik międzynarodowej firmy, SUT Spawalnictwo i Urządzenia Techniczne Dla Ochrony Środowiska z oddziałem w Szczecinie, na stanowisku dyrektora. Absolwent Politechniki Szczecińskiej w roku 2000, z wyróżnieniem, kierunek inżynieria materiałowa. Kompetentny doradca dla przedsiębiorstw w dziedzinie ustalenia technologii spawania oraz doboru materiałów spawalniczych a także w wielu innych zagadnieniach związanych z technologiami spajania, cięcia gazowego i plazmowego, automatyzacji i robotyzacji procesów spawalniczych, maszynami CNC do cięcia termicznego. Realizuje pracę doktorską związaną tematycznie z wpływem niezgodności spawalniczych na zjawiska związane z przepływami płynów w rurociągach.

