

# Hydrostatyczne Układy Napędowe

## Laboratorium

Temat:

Opory miejscowe w układach hydraulicznych.  
Zwężka jako opór miejscowy – zjawisko kawitacji

Opracował: Z. Kudźma, P. Osiński, J. Rutański, M. Stosiak

## CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z charakterystyką strat miejscowych występujących na oporze w postaci zwężki, a w szczególności ustalenie zależności współczynnika  $\zeta = f(\text{Re})$ .

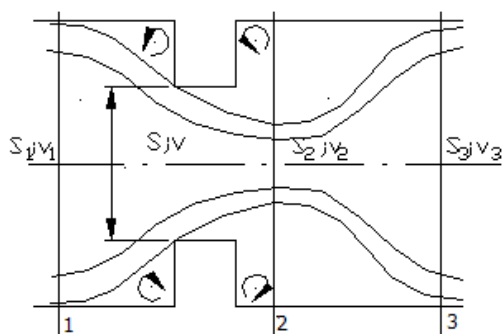
Stanowisko pomiarowe wykorzystywane w tym ćwiczeniu stwarza doskonałą możliwość wizualnej obserwacji zjawiska kawitacji występującego przy przepływie przez zwężkę. Obserwacja taka oraz zdobycie podstawowych wiadomości o tym zjawisku stanowią uzupełnianie podstawowego celu ćwiczenia.

## WIADOMOŚCI PODSTAWOWE

### Opory miejscowe

Przepływowi cieczy w układach hydraulicznych towarzyszą straty energii objawiające się spadkiem ciśnienia. Straty te, zwane stratami przepływu, zwykle się dzielić ma straty **liniowe**, obejmujące energię rozproszoną podczas przepływu przez prostoliniowe odcinki przewodów oraz straty **miejscowe**, obejmujące energię rozproszoną w miejscach lokalnych zaburzeń przepływu (zwanych oporami miejscowymi) takich jak elementy oporowe (dysze, zwężki, zawory itp.) lub elementy złączne (kolanka, trójniki, złączki itp.).

Typowym przykładem oporu miejscowego jest zwężka kołowa przedstawiona na rys. 1.



Rys. 1. Przepływ cieczy przez zwężkę:  $S_1, S_2, S_3$  i  $v_1, v_2, v_3$  oznaczają odpowiednio pola powierzchni i prędkości przepływu cieczy w przekrojach 1, 2, 3.  $S$  oznacza pole powierzchni przekroju zwężki.

Rozważając przekroje 1 i 2 takiej zwężki można w oparciu o równanie Bernoulliego przy pominięciu strat i przy braku różnicy wysokości obu przekrojów, otrzymać zależność:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2) \quad (1)$$

gdzie:

- $p_1, p_2$  – ciśnienia w przekrojach 1, 2,
- $v_1, v_2$  – prędkości w przekrojach 1, 2,
- $\rho$  – gęstość cieczy.

Ponieważ najczęściej  $s_2 \ll s_1$  więc  $v_2 \gg v_1$ , co pozwala na pominięcie prędkości  $v_1$  bez błędów, otrzymujemy więc:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} v_2^2 \quad (2)$$

Oznacza to, że po przejściu przez otwór w zwężce energia ciśnienia cieczy zostaje zamieniona na energię kinetyczną. Zamiana ta zachodzi z niewielkimi stratami. Pomiedzy przekrojami 2 i 3 następuje odwrotna zamiana energii kinetycznej na energię ciśnienia, przy czym sprawność tego procesu zależy od kształtu otworu zwężki. Dla otworu bez dyszy lub stożka wyjściowego sprawność ta jest bliska zeru, czyli wówczas  $p_3 = p_2$ . Tak więc całkowita strata ciśnienia pomiędzy przekrojami 1 i 3 wyniesie:

$$\Delta p = p_1 - p_3 = \frac{\rho}{2} v_2^2 \quad (3)$$

Minimalny przekrój strugi cieczy w przekroju 2 ( $S_2$ ) jest mniejszy od przekroju otworu zwężki  $S$ . Stosunek tych dwóch wielkości  $\alpha_k = \frac{S_2}{S}$  zwany jest współczynnikiem kontrakcji. Ponieważ rzeczywista wartość  $S_2$  nie jest znana, więc wygodniej jest odnieść stratę ciśnienia  $\Delta p$  do przekroju otworu zwężki  $S$ . Z zasady zachowania ciągłości strugi wiadomo, że:

$$\begin{aligned} vS &= v_2 S_2 \\ v_2 &= v \frac{S}{S_2} = v \frac{1}{\alpha_k} \end{aligned} \quad (4)$$

Zależność na stratę ciśnienia przyjmuje więc postać:

$$\Delta p = \frac{1}{\alpha_k^2} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (5)$$

Chcąc uwzględnić, oprócz strat energii kinetycznej, również straty energii wynikające z lepkości cieczy, wprowadza się zazwyczaj w miejsce występowania współczynnika kontrakcji  $\alpha_k$  współczynnik przepływu  $\alpha = \alpha_k \alpha_v$ , gdzie  $\alpha_v$  – współczynnik zależny od rodzaju cieczy. Wówczas:

$$\Delta p = \frac{1}{\alpha^2} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (6)$$

Oznaczając  $\frac{1}{\alpha^2} = \zeta$  otrzymamy następujący wzór opisujący stratę ciśnienia na oporze miejscowym:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (7)$$

gdzie:

$\zeta$  – tzw. współczynnik strat miejscowych.

Wzór (7) jest powszechnie stosowany przy obliczaniu strat ciśnienia w układach hydraulicznych. Znając wartość współczynnika charakteryzującego opór miejscowy oraz prędkość cieczy płynącej przez ten opór możemy z tego wzoru wyznaczyć spadek ciśnienia.

Z przedstawionego powyżej toku wywodów wynika, że głównym powodem straty ciśnienia pomiędzy przekrojami 1 i 3 są bardzo wysokie straty przy zamianie energii kinetycznej cieczy w przekroju 2 na energię ciśnienia w przekroju 3. Stwierdzenie takie jest prawdziwe przy wyższych prędkościach przepływu, dla których istnieje w zwężce przepływ turbulentny, co przeważnie ma miejsce. W układach sprzyjających istnieniu przepływu laminarnego głównym źródłem strat staje się tarcie lepkie, wobec niewielkich wartości energii kinetycznej cieczy w takim przypadku. Wynika stąd, że o ile dla przepływu turbulentnego wartość współczynnika strat  $\zeta$  może być uznana za stałą, o tyle przy przepływie laminarnym ulegać będzie ono zmianie wzrastając przy zmniejszaniu liczby Reynoldsa. Ponieważ w większości przypadków przepływu cieczy przez opory miejscowe w hydraulicznych układach napędowych występuje ruch turbulentny, więc na podstawie licznych badań doświadczalnych ustalone zostały stałe wartości  $\zeta$  dla poszczególnych typów oporów miejscowych (np. kolanka, trójniki itp.) Wartości te, podane w literaturze, służą do bezpośrednich obliczeń spadku ciśnienia w oparciu o wzór (7).

Jeśli jednak na oporze miejscowym występuje przepływ laminarny to do obliczenia spadku ciśnienia, oprócz prędkości cieczy, potrzebna jest znajomość zależności współczynnika  $\zeta$  od liczby Re, a więc i od prędkości cieczy.

## **Zjawisko kawitacji**

Przepływ cieczy przez zwężkę kołową stwarza warunki do powstania kawitacji. Kawitacją nazywa się proces powstawania pęcherzy parowych w płynącej cieczy spowodowany przez lokalny spadek ciśnienia poniżej ciśnienia parowania. W olejach stosowanych w układach hydraulicznych zawarta jest pewna ilość (średnio 9%) rozpuszczonego powietrza. Ponieważ ciśnienie parowania takich olejów w normalnej temperaturze jest bardzo niskie, więc kawitacja w układach polega w pierwszej fazie na uwalnianiu i wydzielaniu się powietrza rozpuszczonego w cieczy roboczej. Zjawisko to zwane jest kawitacją gazową (aeracją). Ze względu na to jednak, że warunki powstawania pęcherzy par cieczy i wydzielania się powietrza oraz częściowo skutki tych zjawisk są podobne przyjęto dla procesu wydzielania się powietrza w olejowych układach hydraulicznych również nazwę kawitacji.

Do występowania zjawiska kawitacji muszą zaistnieć dwa warunki:

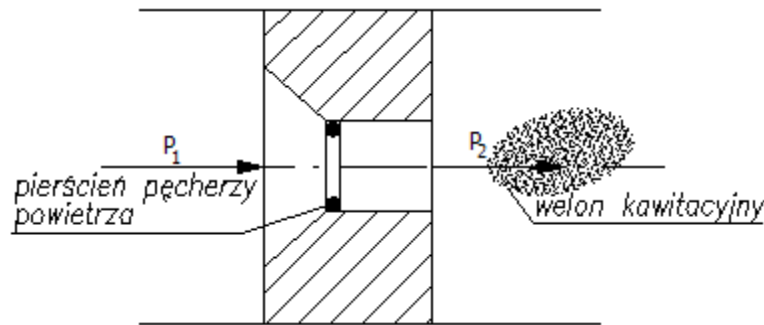
- olej musi być poddany określonemu podciśnieniu,
- olej musi podlegać działaniu naprężeń ścinających wynikających z wewnętrznego tarcia lepkiego.

W praktyce warunki te spełnione są w następujących miejscach układów hydraulicznych:

- przewody ssawne i przestrzenie ssawne pomp;
- przewody ciśnieniowe przy nagłym zmniejszaniu przekrojów;
- silniki hydrauliczne;
- za zwężeniami w komorach o dużym przekroju, do których wpada ciecz z dużą prędkością.

Ostatni z podanych przypadków zachodzi w zaworach ciśnieniowych, rozdzielaczach, a także zwężkach. Podczas przepływu cieczy przez zwężkę, po osiągnięciu krytycznej różnicy

ciśnien  $\Delta p_{kaw}$ , wskutek spadku ciśnienia  $p_2$ , bezpośrednio przy krawędzi powstaje pierścień pęcherzy powietrza, jak to pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Zjawisko kawitacji przy przepływie przez zwężkę.

Przy dalszym obniżaniu ciśnienia  $p_2$  (i jednocześnie zwiększaniu się  $\Delta p$ ) obszar pęcherzyków powietrza rozszerza się w otworze zwężki, a następnie poza nim tworząc tzw. welon kawitacyjny, tym dłuższy im niższe jest ciśnienie  $p_2$ . Przy odpowiednio niskim ciśnieniu  $p_2$  wydzielone powietrze praktycznie nie rozpuszcza się z powrotem w oleju lecz tworzy większe pęcherze zbierające się w układzie.

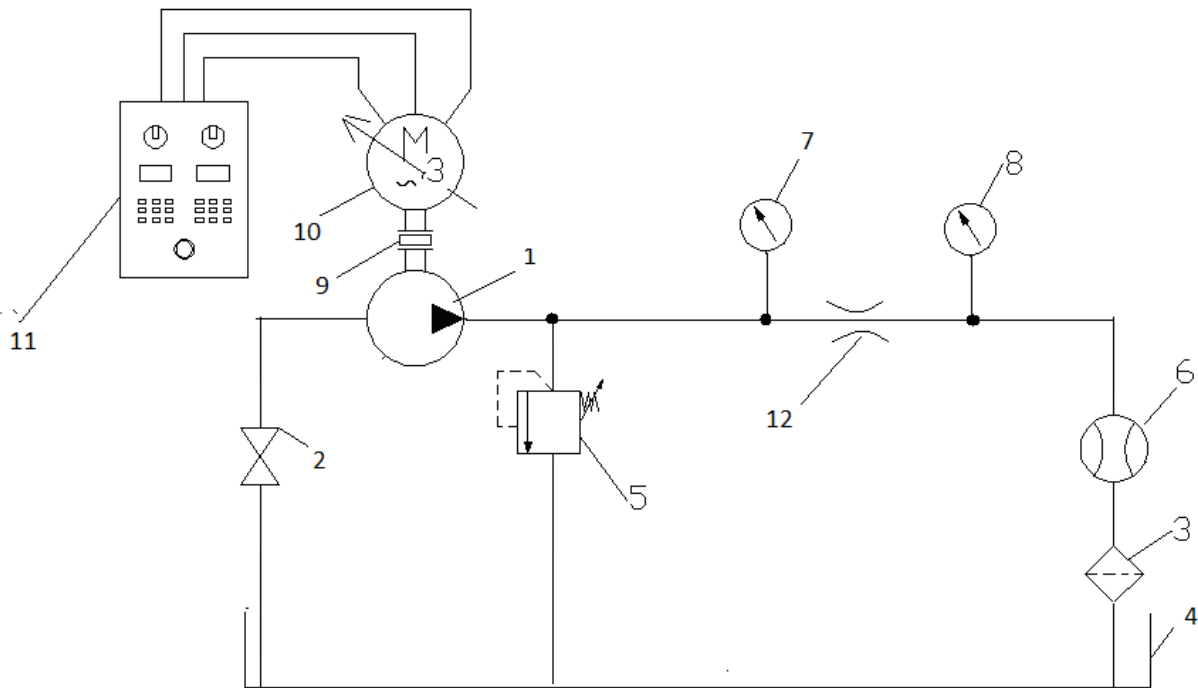
Zjawisko kawitacji niesie za sobą szereg ujemnych skutków, najważniejsze z nich to:

- niebezpieczeństwo zapowietrzenia układu;
- obniżenie sprawności pomp, ich pulsacyjna praca (w przypadku występowania kawitacji po stronie ssawnej pomp);
- wahania ciśnienia, niestabilność układów regulacji dławieniowej (w przewodach ciśnieniowych i urządzeniach sterujących);
- hałas;
- zużycie erozyjne elementów hydraulicznych wywołane znacznymi mikrouderzeniami ciśnienia występującymi w okolicach kondensacji pęcherzyków powietrzno-parowych;
- niszczenie uszczelnień.

## SCHEMAT UKŁADU POMIAROWEGO I SPOSÓB PRZEPROWADZENIA ĆWICZENIA

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 3. Na stanowisku zamontowana jest zwężka 12 o średnicy otworu  $d = 0,2$  lub  $0,3$  mm. [w zależności od przyjętego elementu]. Zmieniając prędkość obrotową wału silnika elektrycznego [prędkość obrotowa silnika może być zmieniana płynnie dzięki zastosowaniu szafy sterującej z wbudowanym falownikiem SS-01/07-10/PWR 11. Układ ten pozwala na zmianę prędkości obrotowej silnika w zakresie od 0 do 1750 obr/min.] należy zmieniać natężenie przepływu przez zwężkę, notując dla ustalonego natężenia, wskazania manometrów  $p_1$  i  $p_2$ . Natężenie przepływu należy wyznaczyć na podstawie pomiaru czasu napełnienia  $t$  butli pomiarowej o objętości  $V$ . Ilość punktów pomiarowych

powinna wynosić  $10 \div 15$ . Dla każdego ustalonego natężenia przepływu należy obserwować przepływ przez zwężkę notując zauważone objawy występującej kawitacji.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: 1 – pompa, 2 – zawór odcinający, 3 – filtr, 4 – zbiornik, 5 – zawór bezpieczeństwa, 6 – przepływomierz, 7,8 – manometry, 9 – sprzęgło podatne, 10 – silnik elektryczny, 11 – szafa sterująca, 12 – badany element.

## OPRACOWANIE WYNIKÓW POMIARÓW

Wyniki pomiarów należy wpisać do tabeli 1. Potrzebne do obliczeń dane są następujące;

- gęstość cieczy  $\rho = 885 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,
- średnica zwężki  $d$  (określić dla danego elementu),
- lepkość kinematyczna  $\nu = 100 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ ,

Na podstawie zmierzonych wielkości należy obliczyć:

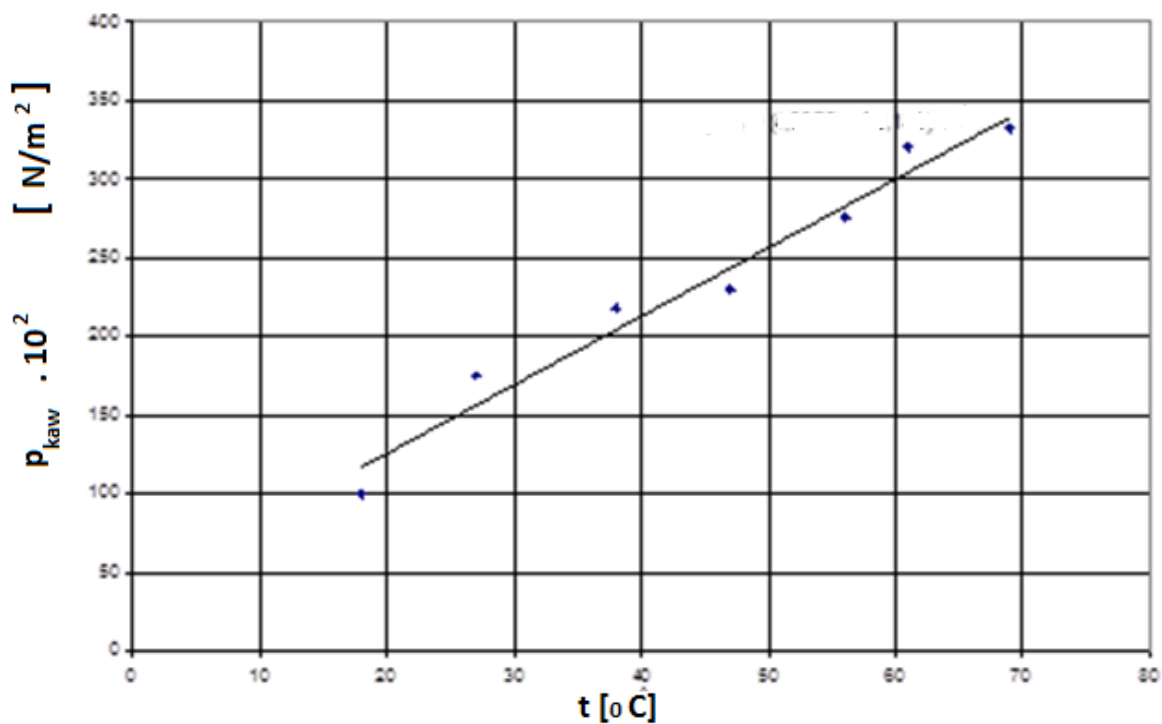
- spadek ciśnienia na zwężce  $\Delta p = p_1 - p_2$ ,
- natężenie przepływu  $Q_{rz} = \frac{V}{t}$ ,
- prędkość (średnią) cieczy w zwężce  $v_{zw} = \frac{4Q_{rz}}{\pi d^2}$ ,
- współczynnik strat miejscowych  $\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho v^2}$ ,
- liczbę Reynoldsa  $Re = \frac{vd}{\nu}$

Na podstawie otrzymanych wyników należy wykreślić zależność  $\Delta p = f(Re)$  oraz  $\zeta = f(Re)$ . Na wykresie zaznaczyć w przybliżeniu obszar przepływu laminarnego, w którym wartość  $\zeta$  jest zmienna wraz ze wzrostem wartości liczby Reynoldsa oraz gdzie  $\zeta = const$ .

Tabela 1.

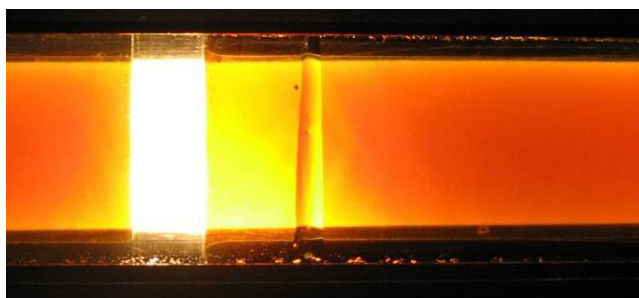
Lp.	$p_1$	$p_2$	$\Delta p_{rz}$	$t$	$V$	$Q_{rz}$	$v_{zw}$	$\zeta$	$Re$	Objawy kavitacji
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[s]	[dm <sup>3</sup> ]	$\left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}}\right]$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	[-]	[-]	

## WIADOMOŚCI UZUPEŁNIAJĄCE

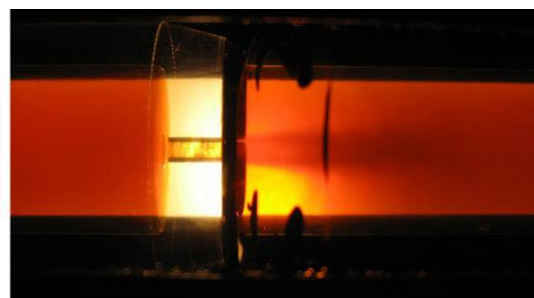


Rys. 4. Wpływ temperatury na wartość ciśnienia (skala bezwzględna) wydzielenia się powietrza z oleju HL 48. [2]

## PRZYKŁADY ZJAWISKA KAWITACJI



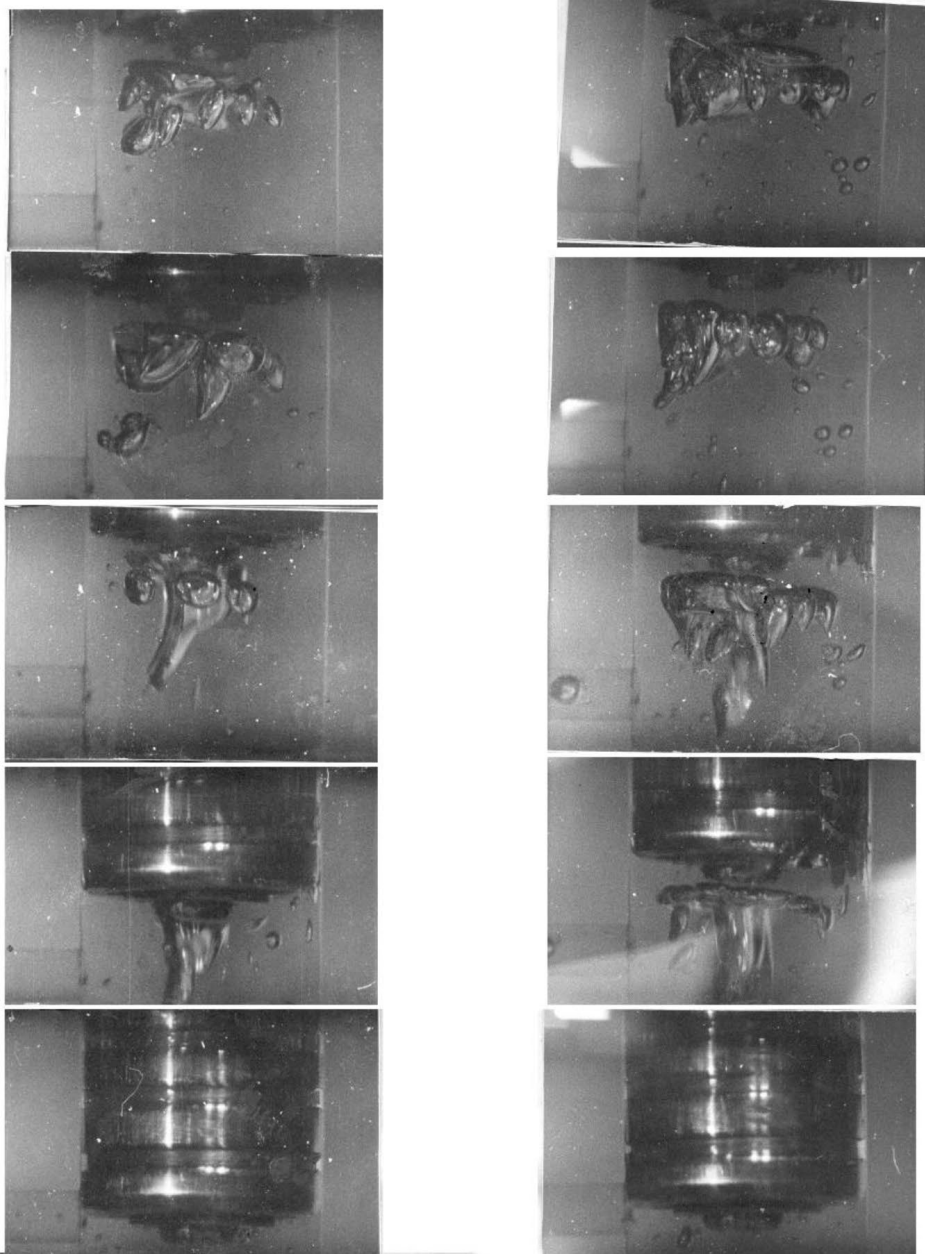
Rys. 5a. Przepływ w kryzie bez kawitacji. [1]



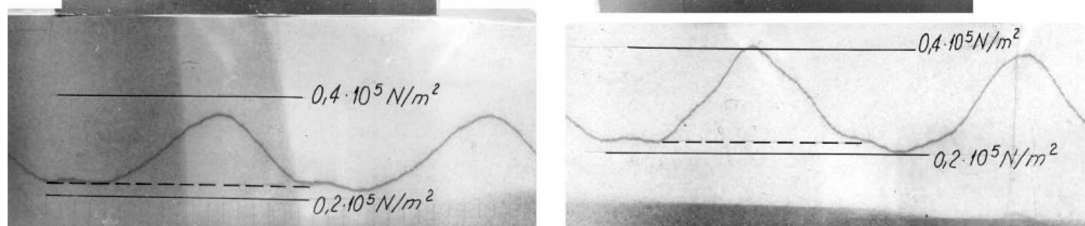
Rys. 5b. Przepływ w kryzie bez kawitacji. [1]



a)



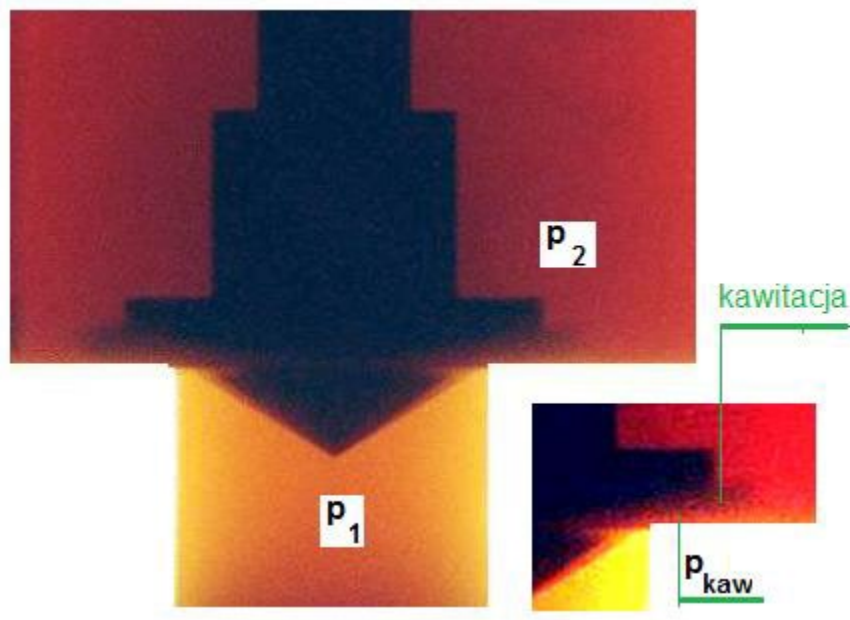
b)



Rys. 6. a) Wydzielanie się powietrza w cylindrze modelu symulacyjnego pompy wielotłoczkowej typ PNZ 25,  
b) Wykres - przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w trakcie suwu ssania [3]

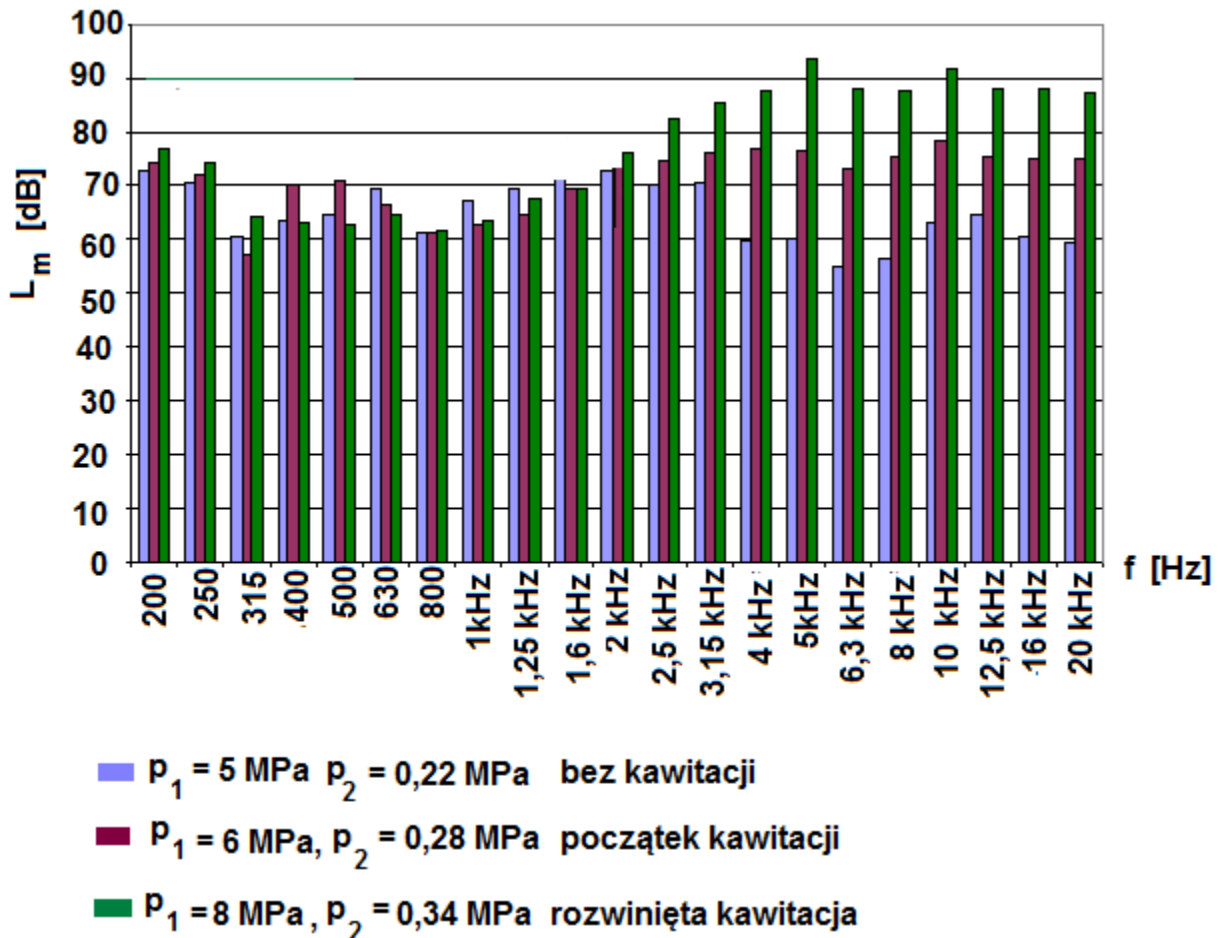


Rys. 7. Przykład zużycia (erozji kawitacyjnej) płyty bocznej pompy łopatkowej. [4]



Rys. 8. Początek powstawania kawitacji w układzie grzybek stożkowy – gniazdo ostrokrawędziowe, kąt rozwarcia grzybka  $2\alpha = 120^\circ$ . [5]

Pomiarowi i analizie zjawisku kawitacji podlegał również efekt akustyczny towarzyszący temu zjawisku. Na rysunku 9 pokazano widmo tercjowe poziomu ciśnienia akustycznego dla układu grzybek – gniazdo ostrokrawędziowe.



Rys. 9. Widmo trójczłowe hałasu zaworu w różnych fazach pracy, grzybek o kącie rozwarcia  $2\alpha = 120^\circ$ , gniazdo ostrokrawędziowe..

## BIBLIOGRAFIA

1. KOLLEK W., KUDŹMA Z., OSIŃSKI P. M. STOSIAK. Skutki kawitacji w maszynach z napędem hydrostatycznym. *Maszyny górnicze*. 2008, nr 3, s. 14–20.
2. KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J. Warunki powstawania kawitacji w układach hydraulicznych. *Napędy i Sterowanie*. 1991, nr 5, s. 7–9.
3. KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J. Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość. W: *Napędy i sterowania hydrauliczne '96. Konferencja naukowo-techniczna. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu [i in.]*. Szklarska Poręba: Wrocław: Oficyna Wydaw. PWR, czerwiec 1996. s. 221–228.
4. KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J., STOSIAK M. Sonda akustyczna w procesie diagnozowania pracy pompy wyporowej podczas rozwoju kawitacji. *Przegląd Mechaniczny*. 2004, nr 7/8, s. 17–22.
5. KUDŹMA Z., STOSIAK M. Studies of flow and cavitation in hydraulic lift valve. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2015, T. 15, s. 951–961.