



Politechnika Wrocławska

Wydział Mechaniczny

INSTRUKCJA DO ĆWICZENIA:

Badanie charakterystyk mikropompy zębatej

Opracowanie: R. Cieśllicki, P. Bury, J. Wróbel, M. Stosiak, P. Osiński

WPROWADZENIE DO MIKROHYDRAULIKI

W ostatnich latach zauważa się tendencję do miniaturyzacji elementów i układów hydraulicznych, powstaje nowa dziedzina napędów – mikrohydraulika. W napędach hydrostatycznych klasycznych stosuje się odpowiednie typoszeregi wielkości nominalnych WN i tak dla zaworów wielkością nominalną jest średnica nominalna otworów przepływowych. Wszystkie elementy hydrauliczne o średnicach nominalnych mniejszych od 6 mm ($WN < 6$ mm) zalicza się do mikrohydrauliki. Wielkością nominalną WN dla mikropomp zębatych, jest geometryczna objętość robocza $V_g < 1,2 \text{ cm}^3/\text{obr.}$

Obszarami zastosowań mikrohydrauliki są te dziedziny, które wymagają przeniesienia dużej mocy, zapewnienia płynności ruchów przy znacznym ograniczeniu wymiarów geometrycznych. Postępujący rozwój elementów i układów mikrohydraulicznych powoduje, że co raz częściej układy mikrohydrauliczne wypierają układy pneumatyczne czy elektromechaniczne. Ponadto miniaturyzacja pozwala również mikrohydraulicie zastąpić klasyczną hydraulikę wszędzie tam gdzie ze względu wymiarów czy masy nie może być ona zastosowana. Dzieje się tak, między innymi w inżynierii i technice medycznej np. w napędach stołów operacyjnych i rentgenowskich, foteli dentystycznych, w motoryzacji np. w serwomechanizmach wspomagających układy kierownicze i hamulcowe, w automatyzacji skrzyni biegów, w zawieszeniach hydropneumatycznych, w konstrukcji foteli kierowcy, w urządzeniach podnośnikowych, w przemyśle lotniczym, a także chemicznym i spożywczym do dokładnego dozowania strumienia płynu.

Klasyfikacji przepływów, a co za tym idzie określenia obszaru zastosowań mikrohydrauliki można dokonać według kryterium:

– przepływy bardzo małe	$< 2 \text{ cm}^3/\text{s}$	$(< 120 \text{ cm}^3/\text{min})$
– przepływy małe	$2 \div 50 \text{ cm}^3/\text{s}$	$(120 \div 3000 \text{ cm}^3/\text{min})$
– przepływy średnie	$50 \div 500 \text{ cm}^3/\text{s}$	$(3 \div 30 \text{ dm}^3/\text{min})$
– przepływy duże	$500 \div 2000 \text{ cm}^3/\text{s}$	$(30 \div 120 \text{ dm}^3/\text{min})$
– przepływy bardzo duże	$> 2000 \text{ cm}^3/\text{s}$	$(> 120 \text{ dm}^3/\text{min})$

W napędach hydraulicznych przyjęło się, że do grupy elementów mikrohydraulicznych zaliczane są dwa pierwsze o zakresie przepływu do $50 \text{ cm}^3/\text{s}$. [1]

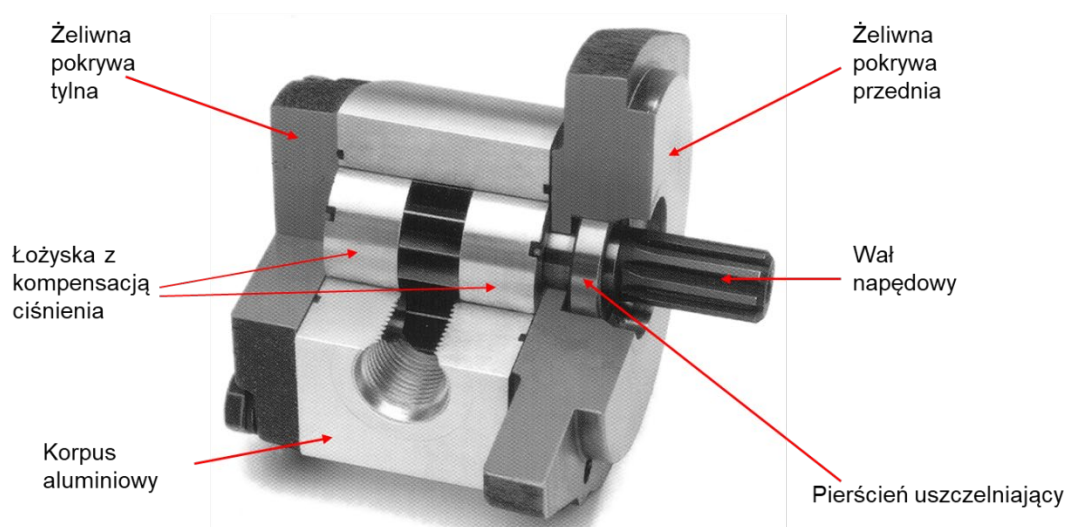
WIADOMOŚCI PODSTAWOWE

Podstawowym źródłem energii ciśnienia w układzie hydrostatycznym jest pompa. Jej rola w układzie hydraulicznym polega na zamianie energii mechanicznej doprowadzonej przez silnik napędowy (np. spalinowy, elektryczny lub inny) – na energię ciśnienia określonej ilości czynnika roboczego w jednostce czasu.

Ze względu na rolę jaką ma pompa spełniać w układzie – stawiane są jej następujące wymagania:

- wysokie ciśnienie robocze,
- duża sprawność,
- zdolność samozasysania czynnika roboczego,
- nieznacznie zmieniająca się wydajność w całym zakresie zmian ciśnienia,
- duża trwałość.

Wymagania te mogą być spełnione tylko w konstrukcjach o dużej szczelności wewnętrznej, a więc przez pompy wyporowe. Z pośród licznej grupy pomp wyporowych najszersze zastosowanie posiada pompa zębata, której budowę przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Budowa pompy zębatej.

Podstawowymi parametrami pompy są: wydajność, ciśnienie tłoczenia i ssania, zakres obrotów. Do zalet pomp zębatych można zaliczyć:

- niski koszt wykonania,
- mały ciężar,
- zwartą budowę,
- dużą trwałość,
- małą wrażliwość na zanieczyszczenia czynnika roboczego,
- możliwość łączenia ich w prosty sposób w pompy wielostrumieniowe.

Do ujemnych cech można zaliczyć: dużą hałaśliwość i pulsację ciśnienia.

Wydajność pompy

Teoretyczna wydajność pomp wyporowych zależy od wydajności właściwej q , obrotów n oraz parametru nastawy pompy ϵ związanych zależnością:

$$Q_t = \epsilon q n \quad (1)$$

gdzie:

- ϵ – parametr nastawy pompy o zmiennej wydajności (pompa zębata $\epsilon = 1$),
- q – wydajność właściwa pompy, nazywana również wydajnością jednostkową lub objętością geometryczną – wyraża teoretyczną objętość czynnika roboczego podawanego przez pompę w czasie jednego obrotu wałka,
- n – liczba obrotów wałka pompy na minutę.

Moc pompy

Moc efektywną pompy N_e określa zależność:

$$N_e = Q \Delta p \quad (2)$$

gdzie Δp jest różnicą ciśnień pomiędzy króćcem ssawnym a tłocznym, można więc przyjąć:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (3)$$

Zakładając, że $p_2 \gg p_1$ można przyjąć że:

$$\Delta p = p_2 = p_t \quad (4)$$

gdzie p_t jest ciśnieniem tłoczenia.

Moment na wale pompy

Teoretyczny moment na wale pompy wyporowej wynosi:

$$M_t = \frac{\epsilon q}{2\pi} \Delta p \quad (5)$$

Sprawność objętościowa (wolumetryczna)

Sprawność objętościową określa zależność:

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (6)$$

gdzie Q_{rz} jest wydajnością rzeczywistą (zmierzoną).

Sprawność całkowita

Sprawność całkowitą η_c wyznacza się następująco:

$$\eta_c = \frac{N_e}{N_w} = \eta_v \eta_{hm} \quad (7)$$

gdzie:

η_{hm} – sprawność hydrauliczno-mechaniczna,
 N_w – moc wejściowa.

Moc wejściową N_w opisuje zależność:

$$N_w = M_{rz}\omega \quad (8)$$

gdzie:

M_{rz} – moment na wale pompy,
 ω – prędkość kątowna wału pompy.

Podstawiając zależność (2) i (7) do równania (6) otrzymujemy:

$$\eta_c = \frac{Q_{rz}\Delta p}{M_{rz}\omega} \quad (9)$$

CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest eksperymentalne określenie charakterystyk statycznych mikro-pompy zębatej. Charakterystyki wyznacza się przy zachowaniu stałych wartości ciśnienia ssania oraz lepkości czynnika roboczego.

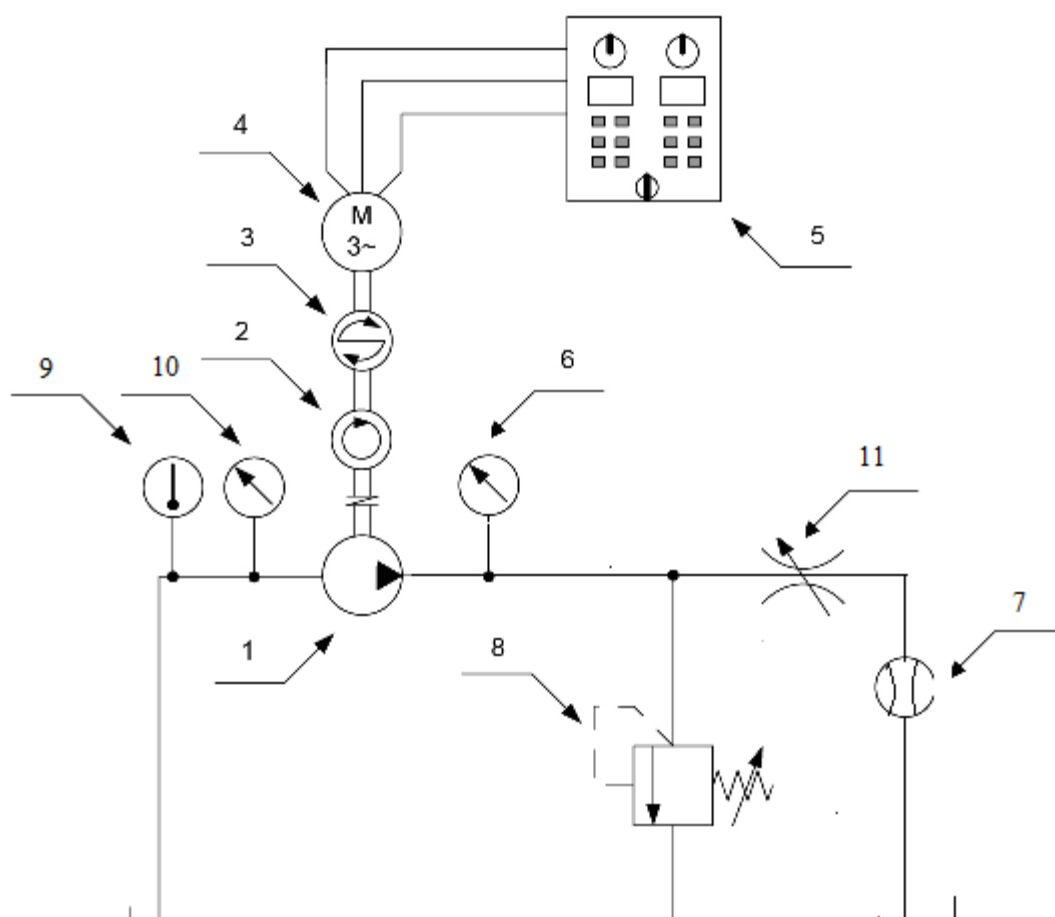
SCHEMAT UKŁADU POMIAROWEGO I SPOSÓB PRZEPROWADZANIA ĆWICZENIA

Schemat uniwersalnego stanowiska pomiarowego do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych elementów mikrohydraulicznych przedstawiono na rys. 2. Stanowisko pozwala na określenie charakterystyki nie tylko generatora ciśnienia, ale również pozostałych elementów takich jak rozdzielacze, zawory zwrotne, dławiące, itp. W skład zestawu wchodzi pompa wyporowa 1, która napędzana jest przez silnik 3-fazowy z chłodzeniem obcym (typ silnika *Slh80-B2/PO* o mocy 0,75 kW 10 wyprodukowany przez firmę Besel S.A.). Pompa wyporowa jest elementem wymiennym i w zależności od potrzeb może być zamontowana dowolna jednostka wyporowa o wydajności właściwej od 0,1 do 1,2 dm³/obr. Prędkość obrotowa silnika może być zmieniana płynnie dzięki zastosowaniu szafy sterującej z wbudowanym falownikiem *SS-01/07-10/PWR* 11. Układ ten pozwala na nastawę prędkości obrotowej silnika w zakresie od 0 do 1750 obr/min.

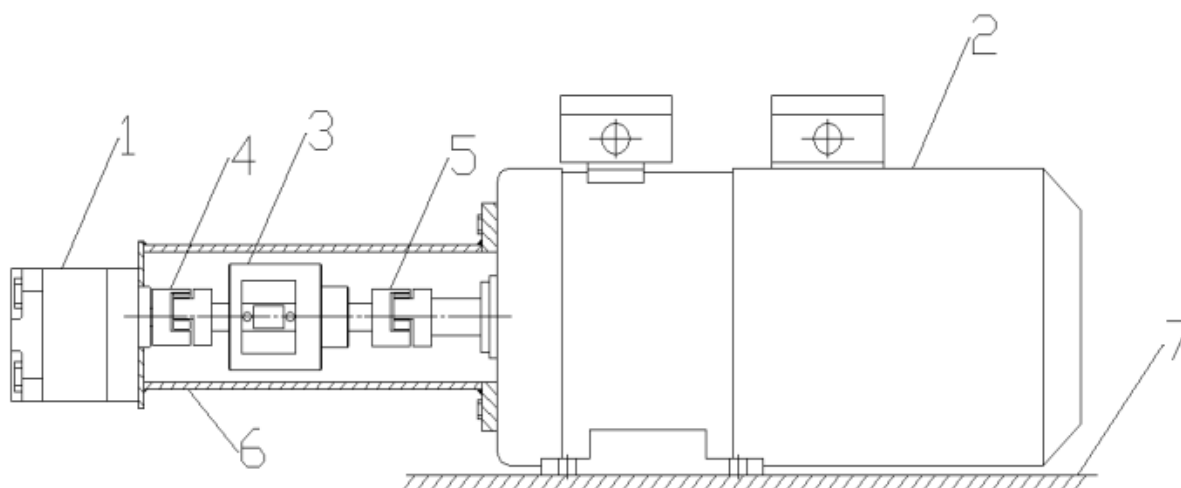
Zainstalowana pompa 1 jest zabezpieczona przed przeciążeniem przez nastawny zawór bezpieczeństwa 8. Obciążenie jednostki wyporowej realizowane jest przez zawór dławiący 11. Wydajność rzeczywista Q_{rz} mierzona jest za pomocą przepływomierza typu *K-SCVF-002-10-07X* firmy Parker 6 o zakresie pomiarowym 0,01 ÷ 2,0 dm³/min. Manometr 6 pozwala na odczyty ciśnienia tłocznego pompy. Moment M na wale pompy mierzony jest za pomocą momentomierza *MT5Nm-N24* o zakresie pomiarowym ±5 Nm 9 podłączonego do miernika *MW2006-2*. Prędkość obrotowa n pompy 1 kontrolowana jest na wałku momentomierza za pomocą czuj-

nika magnetycznego. Momentomierz zamontowano zgodnie z rys. 3 na wałku silnika napędowego, za pomocą sprzęgła podatnego *ROTEX GS* firmy KTR 5. Zestaw pomiarowy pozwalał na rejestrowanie momentu obrotowego na wale silnika, oraz jego prędkości obrotowej w czasie rzeczywistym. Wskazania są wyświetlane na mierniku *MW2006-2*. Moment napędowy jest przekazywany na badaną pompę 1 przez sprzęgło podatne *ROTEX GS* produkcji KTR 4.

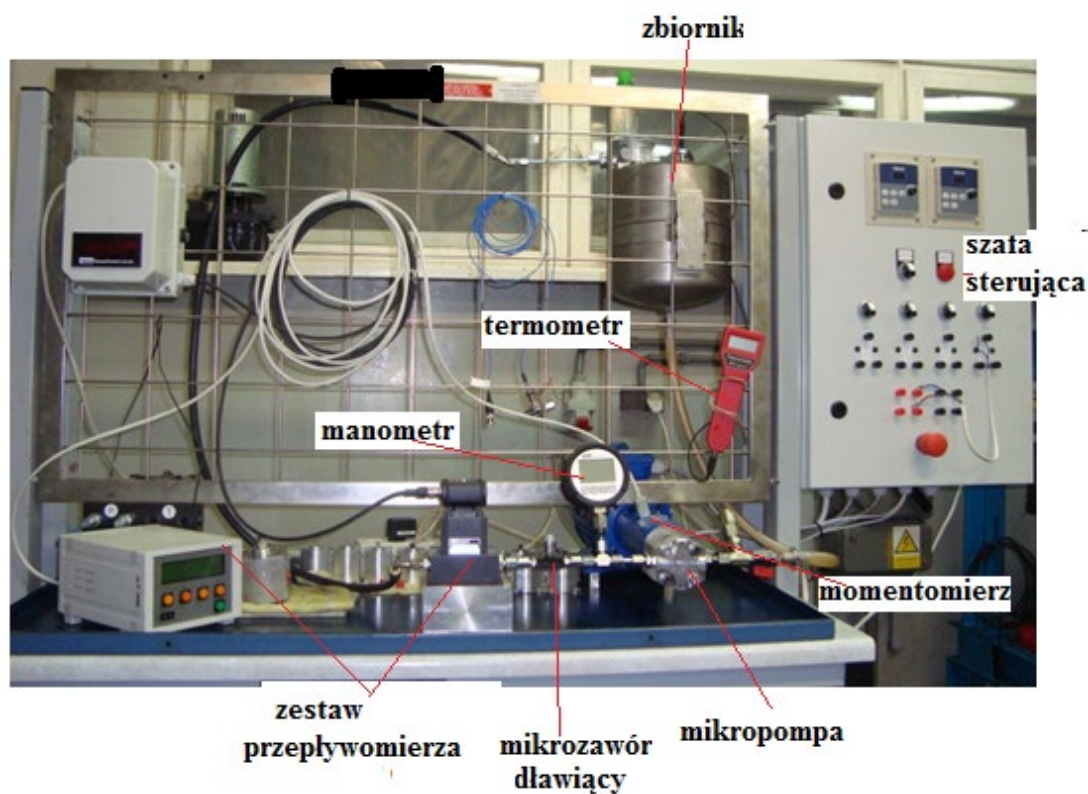
Badania przeprowadza się po uruchomieniu próbnym stanowiska. Podczas tego ruchu należy sprawdzić działanie pompy, zaworu bezpieczeństwa oraz wskazania wszystkich przyrządów pomiarowych. Po ustaleniu się właściwych parametrów eksploatacyjnych pompy można przystąpić do przeprowadzania pomiarów wielkości charakteryzujących pompę 1. Pomiar rozpoczyna się od nastawienia określonych prędkości kątowych wałka pompy ($n = 900, 1000, 1200 \text{ obr/min}$). Obciążenia pompy realizować dla ciśnienia tłoczenia $p_t = 0 \div 20 \text{ MPa}$ z krokiem 2 MPa . Po ustabilizowaniu się warunków pracy pompy należy odczytać wskazania na miernikach wielkości mierzonych. Dla każdego punktu pomiarowego należy przeprowadzić do pięciu pomiarów wielkości mierzonych. Badania charakterystyk statycznych przeprowadza się dla stałej wartości temperatury czynnika roboczego 50°C .



Rys. 2. Schemat hydrauliczny układu badawczego. 1 – mikropompa zębata, 2 – obrotomierz, 3 – momentomierz, 4 – silnik elektryczny, 5 – szafa sterująca, 6 – manometr, 7 – przepływomierz, 8 – zawór bezpieczeństwa, 9 – termometr, 10 – manowakuometr, 11 – zawór dławiący.



Rys. 3. Zespół pompujący z momentomierzem: 1 – mikro pompa zębata, 2 – trójfazowy silnik napędowy z chłodzeniem obcym, 3 – momentomierz MT5Nm-N24, 4,5 – sprzęgła podatne ROTEX GS, 6 – obudowa, 7 – podstawa



Rys. 4. Fotografia stanowiska badawczego.

OPRACOWANIE WYNIKÓW POMIARU

Do tabeli 1 należy wpisać następujące wyniki pomiarów:

- ciśnienie ssania p_s ,

- ciśnienie tłoczenia p_t ,
- natężenie przepływu Q_{rz} ,
- moment na wale pompy M_{rz} ,
- prędkość obrotową n ,
- temperaturę czynnika roboczego T .

Następnie na podstawie tych wyników należy obliczyć następujące wielkości:

- wydajność teoretyczną Q_t ,
- moment teoretyczny M_t ,
- moc wejściową N_w ,
- moc efektywną N_e ,
- sprawność objętościową η_v ,
- sprawność całkowitą η_c ,
- sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{hm}

Wydajność jednostkowa podawana przez producentów jest wartością orientacyjną a nie dokładną. W związku z tym należy przyjąć, że wydajność jednostkowa q wynosi:

$$q = \max \left\{ \frac{Q_{rz}}{n} \right\} \quad (10)$$

Otrzymane wyniki należy przedstawić graficznie w postaci wykresów.:

- $Q_t, Q_{rz} = f(p_t)$,
- $\eta_c, \eta_v, \eta_{hm} = f(p_t)$,
- $M_t, M_{rz} = f(p_t)$,
- $N_w, N_e = f(p_t)$,

Sprawozdanie należy zakończyć interpretacją wyników w postaci uwag i wniosków.

Tabela 1.

Lp.	Ciecz robocza	Temp. cieczy [°C]	Ciśnienie		Wydajność		Prędkość obrotowa n [obr/min]	Moment		Moc		Sprawność		
			ssania P_s [MPa]	tłocz. P_t [MPa]	teor. Q_t [l/min]	rzecz. Q_{rz} [l/min]		teor. M_t [Nm]	rzecz. M_{rz} [Nm]	Wej. N_w [kW]	Efek. N_e [kW]	obj. η_v [%]	całk. η_c [%]	hyd.- mech. η_{hm} [%]

BIBLIOGRAFIA

- [1] Kudźma Z., Łomotowski G., Osiński P., Rutański J., Stosiak M., Wilczyński J., „Badania właściwości hydraulicznych i wibroakustycznych wykonanych prototypów”, w *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*, Kollek W., Red. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2012.