

Zajęcia laboratoryjne
Napęd Hydrauliczny

Instrukcja do ćwiczenia nr 11

Sterowanie objętościowe konwencjonalne

Opracowanie: R. Cieśllicki, Z. Kudźma, P. Osiński, J. Rutański, M. Stosiak

Wrocław 2016

Spis treści

1. Cel ćwiczenia.....	3
2. Wstęp	3
3. Sterowanie wydajnością	3
4. Sterowanie według zasady stałej mocy	5
5. Przekładnia hydrostatyczna	6
6. Przebieg ćwiczenia	10

Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest poznanie zasad sterowania objętościowego oraz wyznaczenie chłonności jednostkowej silnika hydraulicznego.

Wstęp

Sterowaniem nazywamy proces, w którym zmiana wielkości sterującej (wejściowej) wpływa na zmianę wielkości sterowanej (wyjściowej) w sposób określony dla danego układu sterowania. Jeżeli układ sterujący ma możliwość pomiaru wielkości wyjściowej, porównania jej z wielkością wejściową w celu korekcji równicy między nimi, to taki układ nazywamy układem regulacji.

Sterowanie objętościowe możemy podzielić na:

- sterowanie wydajnością,
- sterowanie według zasady stałej mocy,
- sterowanie złożone – połączenie ww. rodzajów sterowania.

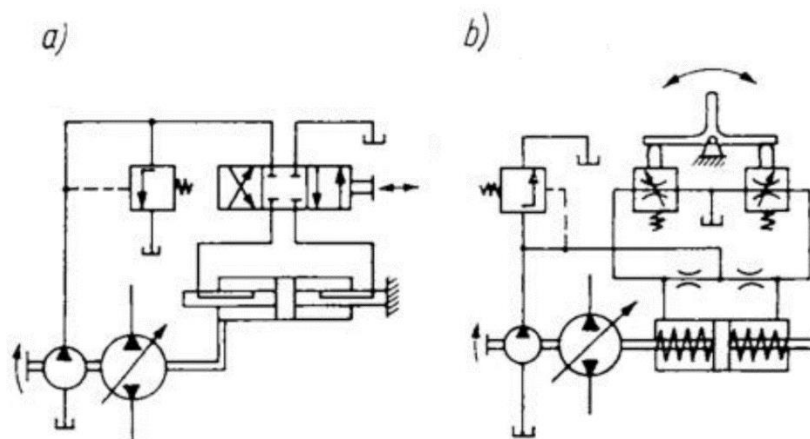
Sterowanie wydajnością

Sterowanie wydajnością polega na zmianie wydajności pompy wyporowej, co przekłada się na zmianę strumienia dostarczanego do odbiornika i zmianę prędkości. W zależności od rodzaju zastosowanego urządzenia nastawczego możemy podzielić sterowanie wydajnością na:

- hydrauliczne,
- elektrohydrauliczne,
- pneumatyczno-hydrauliczne.

Sterowanie objętościowe wydajnością, z zastosowaniem hydraulicznego urządzenia nastawczego, można podzielić na objętościowe i ciśnieniowe. W pierwszym przypadku nastawa wydajności pompy jest proporcjonalna do objętości czynnika doprowadzonego do urządzenia nastawczego, natomiast w drugim do ciśnienia. Jako urządzenia nastawcze sterujące wydajnością pompy stosuje się siłowniki hydrauliczne w połączeniu z różnego rodzaju zaworami i rozdzielaczami. Układ taki zasilany jest przewodem tłocznego pompy sterowanej lub z oddzielnego obwodu.

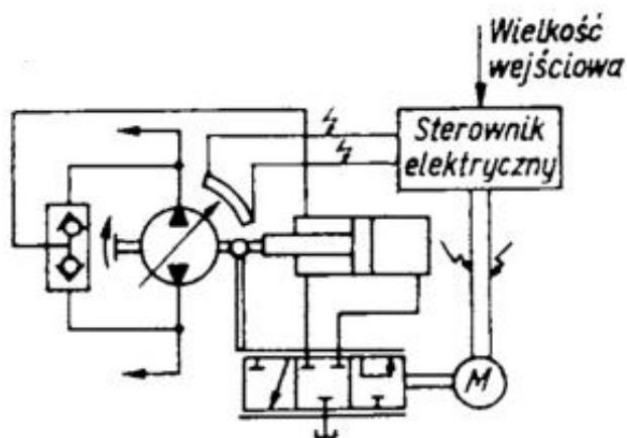
Rysunek 3a przedstawia przykładowe układy hydraulicznego sterowania objętościowego wydajnością. W tym przypadku układ sterowania wydajnością pompy zasilany jest z oddzielnego źródła. Ciecz doprowadzona jest do rozdzielacza, a następnie do siłownika. W zależności od położenia, w którym znajduje się rozdzielacz ciecz doprowadzana jest do odpowiedniej komory. Na przykład przesterowanie rozdzielacza w lewe położenie powoduje skierowanie cieczy do prawej komory. Lewa komora łączona jest ze zbiornikiem. Ponieważ tłocznisko oraz tłok siłownika jest nieruchomy, to cylinder zacznie poruszać się w prawą stronę. Spowoduje to zmianę nastawy wydajności pompy. Zmiana ta będzie trwała do momentu, aż rozdzielacz nie wróci do położenia neutralnego. Jest to przykład sterowania hydraulicznego objętościowego.



Rys. 1 Hydrauliczne sterowanie wydajnością: a) objętościowe, b) ciśnieniowe [1].

Rysunek 1b przedstawia schemat sterowania hydraulicznego ciśnieniowego. W tym przypadku w skład układu sterującego wydajnością pompy wchodzi dwa nastawne zawory dławiące sterowane dźwignią połączone ze zbiornikiem, dwa dławiki oraz siłownik. Wychylając dźwignię w prawo otwieramy prawy zawór dławiący, a domykamy lewy. Spowoduje to zmniejszenie ciśnienia w prawej komorze siłownika oraz zwiększenie w lewej. Tłok siłownika będzie przemieszczał się w prawo do momentu ustalenia się równowagi sił wynikających z działającego ciśnienia i sprężyn centrujących. Gdy ciśnienie zaniknie tłok zostanie przemieszczony w położenie centralne określone przez sprężyny dla którego wydajność pompy wynosi zero.

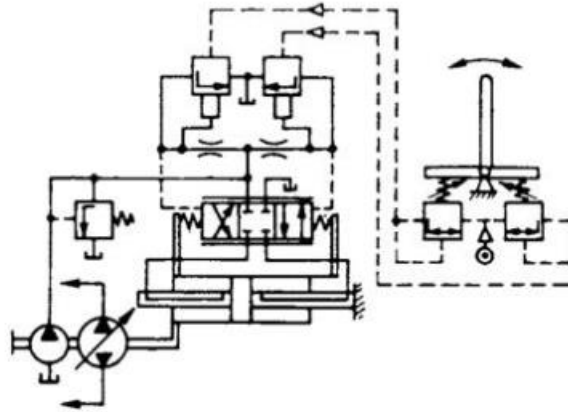
Przykład sterowania objętościowego z elektrohydraulicznym urządzeniem nastawczym przedstawiono na rysunku 2. Zasada działania jest następująca. Układ wyposażony jest w potencjometr, połączony z pompą, który daje informację o parametrze nastawy do sterownika elektrycznego. Sterownik ten porównuje wartość zmierzoną z wartością zadaną. Jeżeli konieczna jest zmiana wydajności sterownik przesyła sygnał poprzez wzmacniacz do silnika elektrycznego. Ten natomiast poprzez przekładnię mechaniczną napędza suwak rozdzielacza. Strumień cieczy kierowany jest do odpowiedniej komory siłownika sterującego nastawą pompy. Następuje zmiana wydajności pompy. W chwili osiągnięcia żądanej wydajności sterownik wyłącza silnik elektryczny.



Rys. 2 Sterowanie objętościowe wydajnością. Elektrohydrauliczne urządzenie nastawcze [1].

Rysunek 3 przedstawia układ sterowania pneumatyczno-hydraulicznego. Układy takie stosowane są wszędzie tam gdzie stawiane są wysokie wymagania przeciwpożarowe i

przeciwwybuchowe (przemysł górniczy, chemiczny, naftowy). Zasada działania układu jest identyczna jak dla układu przedstawionego na rysunku 1b. Różnica polega na zastosowaniu układu pneumatycznego do sterowania suwakiem urządzenia nastawczego. Nastawa wydajności pompy jest proporcjonalna do różnicy ciśnień po obu stronach suwaka.



Rys. 3 Układ sterowania objętościowego z zastosowaniem pneumatyczno-hydraulicznego urządzenia sterującego wydajnością pompy [1].

Sterowanie według zasady stałej mocy

Drugim rodzajem sterowania objętościowego jest sterowanie według zasady stałej mocy. Moc w układach hydraulicznych określona jest jako iloczyn ciśnienia i natężenia przepływu. Tak więc istotą tego rodzaju sterowania jest zachowanie poniższego warunku:

$$N = Q \cdot p_t = \varepsilon \cdot q \cdot n \cdot p_t = const$$

gdzie:

N – moc generowana przez pompę,

p_t – ciśnienie tłoczenia,

Q – natężenie przepływu,

q – wydajność jednostkowa,

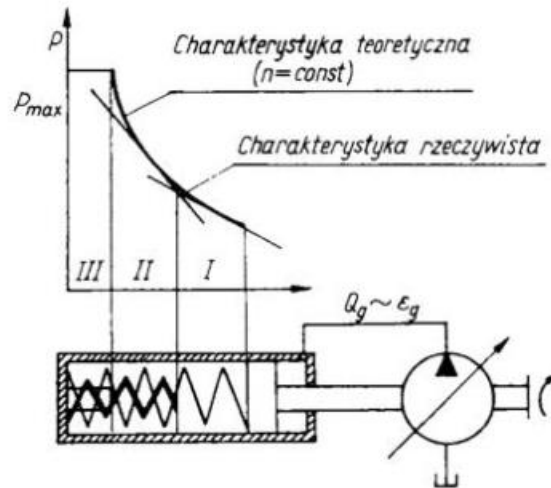
ε – parametr nastawy wydajności,

n – prędkość obrotowa wału napędowego pompy,

Zakładając, że prędkość obrotowa wału napędowego pompy jest stała otrzymujemy:

$$Q = \frac{const}{p_t} \approx \varepsilon$$

W układzie odniesienia (p, Q) zależność ta jest hiperbolą zwaną hiperbolą obciążenia (rys. 4). Przykład sterowania wydajnością pompy wg zasady stałej mocy przedstawia rysunek:



Rys. 4 Hiperbola obciążenia oraz przykład urządzenia sterującego wg zasady stałej mocy [1].

Za zmianę nastawy wydajności pompy odpowiedzialny jest siłownik. Jego prawa komora zasilana jest przez pompę sterowną. W lewej komorze umieszczony jest pakiet sprężyn. Przy niskim obciążeniu tłok siłownika znajduje się w skrajnym prawym położeniu. Wydajność pompy jest maksymalna. Wraz ze wzrostem obciążenia, wzrasta ciśnienie w układzie co powoduje przesunięcie tłoka w lewo i ograniczenie wydajności pompy. Podczas ruchu tłoka w lewo początkowo działa na niego siła wynikająca z ciśnienia oraz siła od sprężyny I. Hiperbola przybliżana jest więc przez charakterystykę pierwszej sprężyny. Przemierzając się dalej na tłok zaczyna działać dodatkowo siła od sprężyny II (o większej sztywności). Hiperbola jest teraz przybliżana przez wypadkową sztywności obu sprężyn. Jeżeli obciążenie jest odpowiednio wysokie, tłok oprze się o zderzak, a wydajność pompy pozostanie na stałym poziomie (obszar III na rys. 4).

Przekładnia hydrostatyczna

Sterowanie objętościowe prędkością roboczą dowolnego typu odbiornika (silnika lub siłownika) odbywa się za sprawą zmiany natężenia przepływu strumienia zasilającego odbiornik lub zmianę chłonności odbiornika. Z przykładem takiego sterowania mamy do czynienia w przekładni hydrostatycznej.

Przekładnie hydrostatyczne mogą być budowane jako jednostki zwarte lub luźne. Jednostki zwarte oznaczają, że obie wielkości: generująca i odbierająca energię czynnika roboczego znajdują się we wspólnym korpusie. Jednostki luźne oznaczają odrębność konstrukcyjną pompy i silnika hydraulicznego. Przekładnie luźne mogą pracować w układzie otwartym lub zamkniętym. Przez układ otwarty rozumie taki układ, w którym pompa zasilająca w przekładni pobiera czynnik ze zbiornika, a silnik hydrauliczny odprowadza go do zbiornika. W układzie zamkniętym czynnik roboczy znajduje się w obiegu krążenia między pompą a silnikiem. W układzie takim musi być zapewnione uzupełnienie strat objętościowych oraz chłodzenie czynnika roboczego.

Przekładnie zamknięte mogą być budowane o regulowanych i nieregulowanych parametrach oraz o jednym i dwóch kierunkach prędkości obrotowej. Przykładowe

schematyczne rozwiązania przekładni przedstawia rys. 5.

Parametr regulacji pompy lub silnika hydraulicznego jest to wielkość decydująca o wartości wydajności pompy lub chłonności silnika. Parametr regulacji jednostek wyporowych można wyznaczyć wyodrębniając go ze związku na wydajność bądź chłonność, a mianowicie:

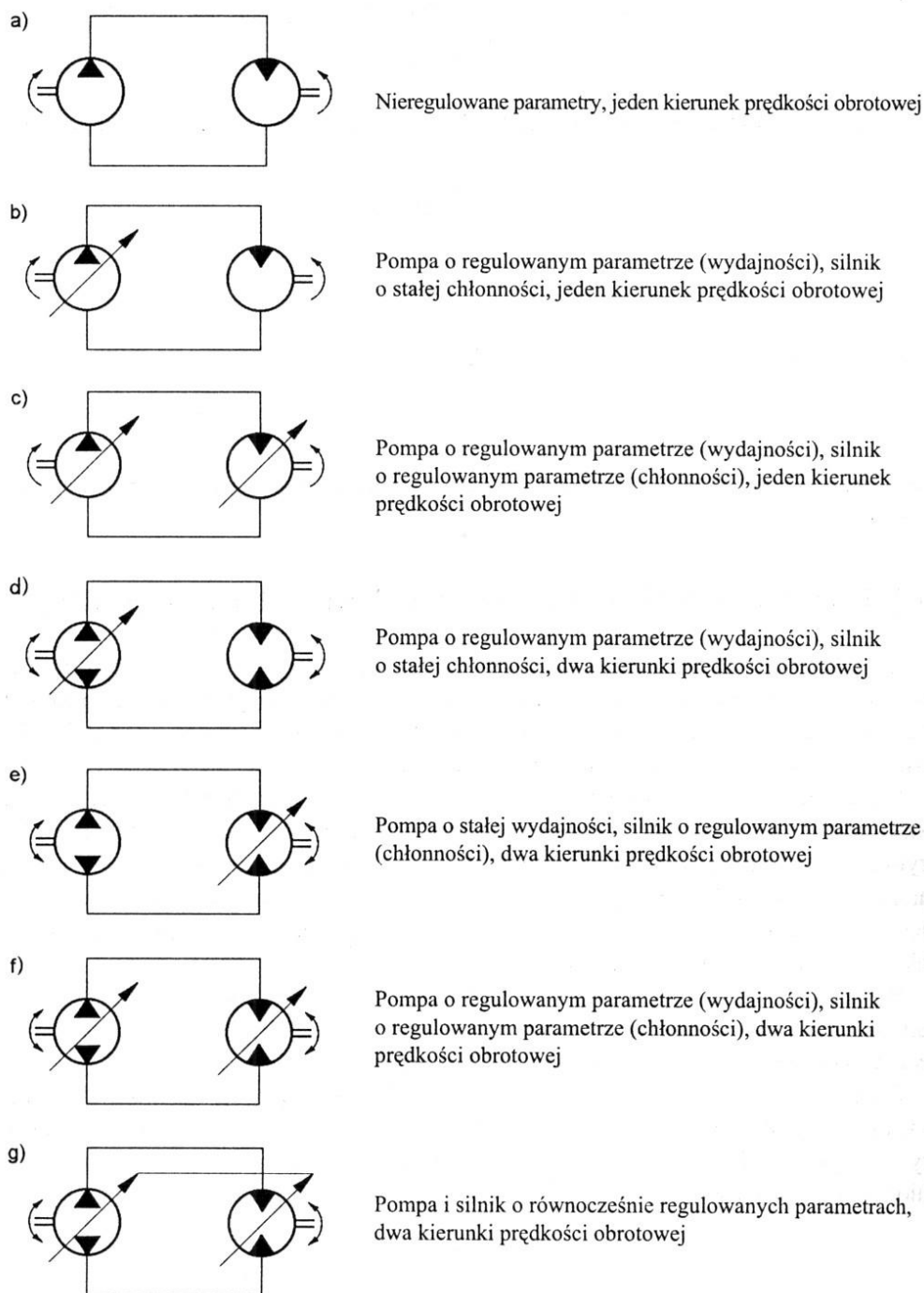
$$Q = qn\varepsilon \quad (1)$$

gdzie:

q - miara wydajności (chłonności) właściwej pompy (silnika),

n – prędkość obrotowa,

ε - parametr regulacji.



Rys. 5. Przekładnie hydrostatyczne zamknięte o regulowanym i nieregulowanym parametrze pompy i silnika

W przypadku pomp i silników, w których regulacja wydajności lub chłonności odbywa się poprzez zmianę mimośrodów, parametr regulacji jest wartością względną mimośrodowości. W pompach i silnikach wielotłokowych osiowych parametr regulacji może zostać określony następująco:

$$Q = fzhn = \frac{\pi d^2}{4} znD_p \operatorname{tg} \varphi \quad (2)$$

gdzie:

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ – powierzchnia czynna tłoczka,

z – liczba tłoczków,

D_p – średnica podziałowa położenia tłoczków na tarczy oporowej,

φ – pochylenia tarczy oporowej

Parametr regulacji ε ustala się tu jako stosunek tangensa kąta pochylenia tarczy oporowej w okresie eksploatacji do tangensa maksymalnego kąta pochylenia, a więc:

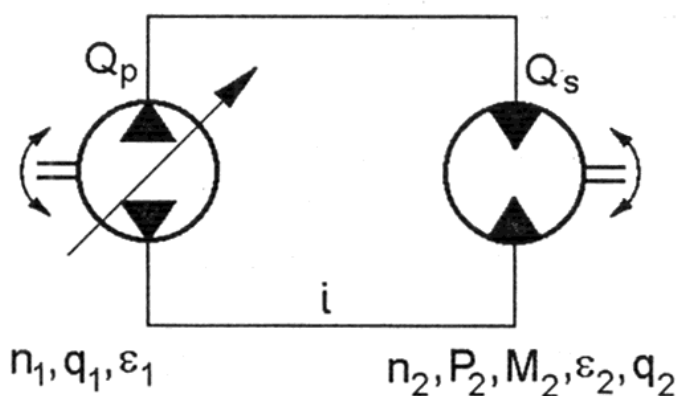
$$\varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \varphi_{\max}} \quad (3)$$

Parametr regulacji ε może więc zmieniać wartość w zakresie od -1 do +1.

Przeprowadźmy analizę zmian parametrów eksploatacyjnych przekładni hydrostatycznej o regulowanym parametrze pompy (sterowanie pierwotne) przy założeniu braku strat hydraulicznych i objętościowych (przekładnia idealna). Omawianą przekładnię widzimy na rys. 6, parametry pompy oznaczono symbolem (1), a parametry silnika symbolem (2). W tym przypadku wydajność pompy równa jest wartości natężenia przepływu cieczy na wejściu do silnika hydraulicznego:

$$Q_p = Q_s \quad (4)$$

$$q_1 n_1 \varepsilon_1 = q_2 n_2 \varepsilon_2$$



Rys. 6. Schemat przekładni hydrostatycznej o regulowanym parametrze pompy.

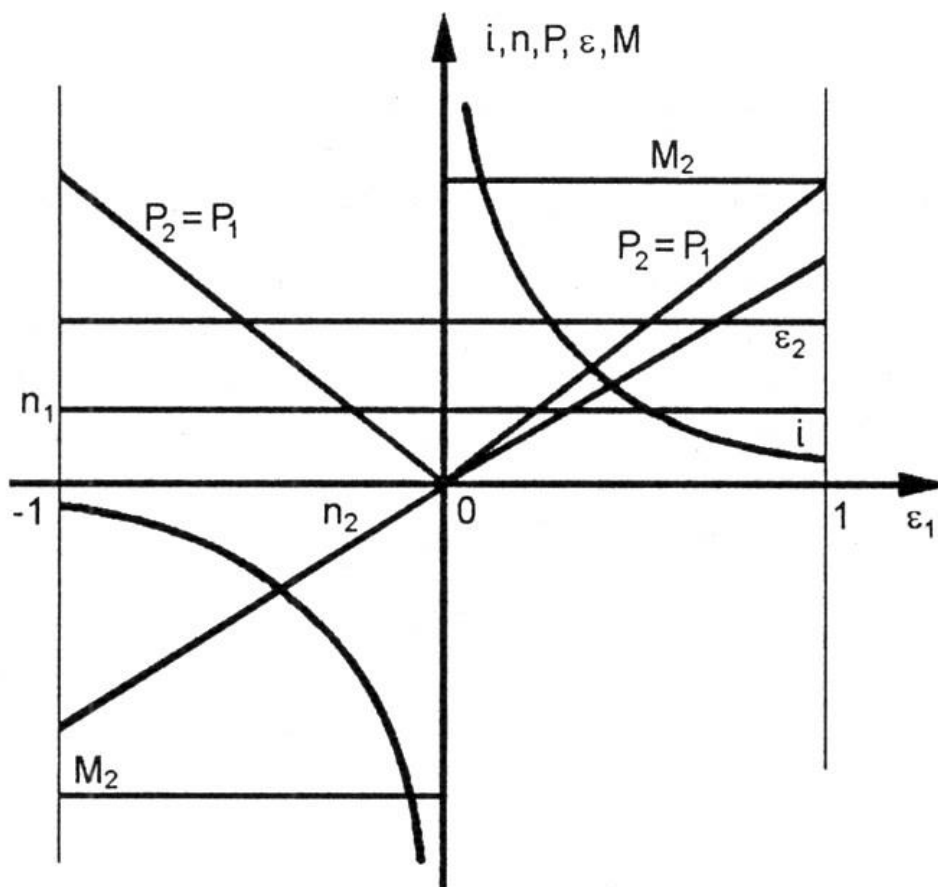
Przełożenie przekładni zdefiniowane jako stosunek prędkości obrotowej wałka pompy do prędkości wałka silnika wyniesie:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{q_2}{q_1} \varepsilon_2 \frac{1}{\varepsilon_1} = c_1 \frac{1}{\varepsilon_1} \quad (5)$$

Przełożenie i jest więc zależnością hiperboliczną parametru regulacji pompy ε_1 . **Wartość przełożenia jest tym większa, im stosunek chłonności właściwej silnika do wydajności właściwej pompy jest większy** (rys. 7). Prędkość obrotowa wałka silnika hydraulicznego n_2 po przekształceniu równania (5) wyniesie:

$$n_2 = n_1 \frac{q_1 \varepsilon_1}{q_2 \varepsilon_2} = c_2 \varepsilon_1 \quad (6)$$

Prędkość n_2 rośnie więc ze wzrostem prędkości obrotowej wałka pompy n_1 oraz ze wzrostem stosunku wydajności właściwej pompy do chłonności właściwej silnika hydraulicznego.



Rys. 7. Zależność parametrów eksploatacyjnych przekładni (i , n , P , ε , M) od parametru regulacji pompy ε_1

Prędkość n_2 jest zależnością liniową parametru regulacji pompy ε_1 . Przekładnia ta jest więc przekładnią nawrotną.

Moc na wale silnika hydraulicznego P_2 wyniesie zgodnie z równaniem (7)

$$P_2 = pQ_s = pq_2 n_2 \varepsilon_2 \quad (7)$$

Po wstawieniu do równania (7) wyrażenia (4) otrzymamy ostatecznie

$$P_2 = pq_1 n_1 \varepsilon_1 = c_3 \varepsilon_1 \quad (8)$$

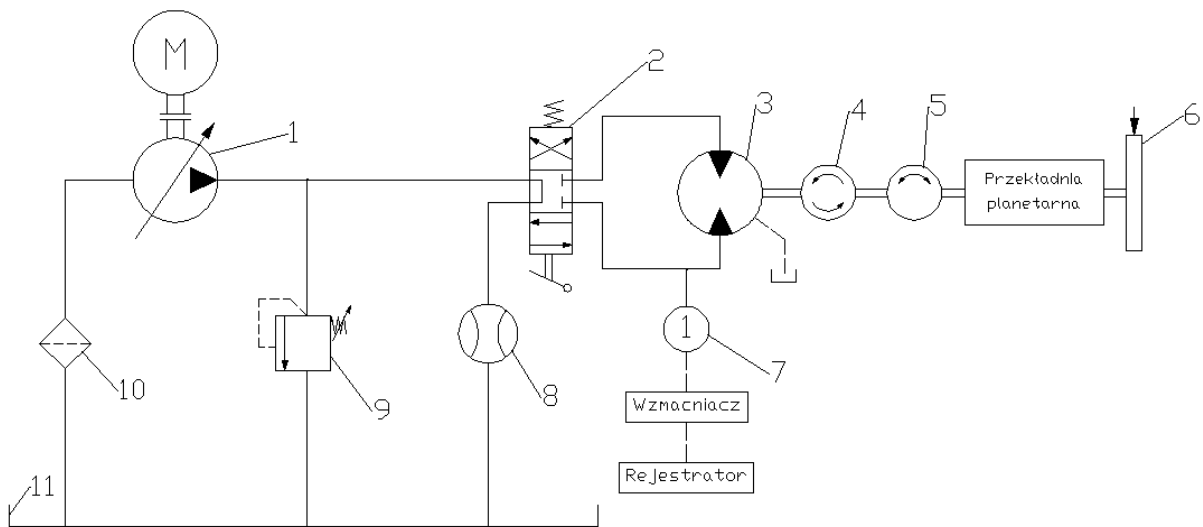
Przy założeniu stałego obciążenia w układzie $p = \text{const}$, moc P_2 zmienia się liniowo ze zmianą parametru pompy ε_1 (rys. 3) i jest tym większa, im wydajność pompy jest większa. Moment na wale silnika hydraulicznego M_2 zgodnie z równaniem (9) wyniesie

$$M_2 = \frac{pq_2 \varepsilon_2}{2\pi} = \text{const.} \quad (9)$$

Moment na wale silnika M_2 nie zależy od parametru regulacji pompy i jest tym większy, im chłonność właściwa silnika hydraulicznego jest większa. Własność ta jest cechą charakterystyczną przekładni o regulowanym parametrze pompy. Regulację tę nazywamy więc regulacją stałego momentu.

Przebieg ćwiczenia

Stanowisko pomiarowe składa się z pompy o nastawialnej wydajności 1 (rys. 8) napędzanej przez silnik elektryczny. Podaje ona ciecz roboczą przez rozdzielacz sterowany ręcznie 2 do rewersyjnego silnika hydraulicznego 3 o stałej chłonności. Silnik napędza przez przekładnię planetarną masę wirującą 6 wyposażoną w hamulec cierny. Po drodze zamontowano miernik prędkości obrotowej 4 i momentomierz 5. W układzie znajduje się także czujnik ciśnienia 7, pozwalający na graficzną rejestrację pomiaru. Przepływomierz 8 określa wydajność/chłonność chwilową pompy/silnika w zależności od nastawy parametru regulacji. Zawór bezpieczeństwa 9 zabezpiecza układ przed przeciążeniem. Układ posiada także filtr 10 zamontowany na ssaniu i zbiornik 11.



Rys.8. Schemat układu pomiarowego; 1 – pompa wielotłoczkowa o zmiennej wydajności typ PNZ25, 2 - Rozdzielacz 4/3 sterowany dźwignią, 3 – silnik hydrauliczny zębaty typ M 1613, 4 - obrotomierz, 5 – momentomierz, 6 – tarcza symulująca masowy moment bezwładności obciążenia zewnętrznego, 7 - tensometryczny czujnik ciśnienia, 8 – przepływomierz, 9 – zawór bezpieczeństwa, 10 – filtr ssawny, 11 – zbiornik.

Pierwszym zadaniem jest pomiar prędkości obrotowej n silnika hydraulicznego z zależności od nastawionej wydajności pompy Q . Zmianę parametru nastawy pompy dokonujemy przez układ śruba - nakrętka - układ dźwigniowy w sposób ręczny. Należy wykonać wykres zależności $n = f(Q)$.

Druga część zajęć polega na określeniu wydajność jednostkowej silnika hydraulicznego. W tym celu parametr regulacji nastawy pompy ustawiamy na 1 i przesterowujemy rozdzielacz w skrajne położenie. Dokonujemy odczytu prędkości obrotowej silnika hydraulicznego na mierniku 4 oraz chłonności silnika na przepływomierzu 8. Korzystając z zależności (1) wyznaczamy chłonność jednostkową średnią silnika hydraulicznego.

Badanie zjawisk rozruchowych polega na rejestracji przebiegu ciśnienia w funkcji czasu przy skokowym przesterowaniu rozdzielacza i określeniu wartości nadwyżki dynamicznej i czasu rozruchu w zależności od wydajności pompy. Porównanie uzyskanych wyników z wynikami zarejestrowanymi w trakcie zmiany wydajności pompy ręcznie za pomocą mechanizmu nastawczego. Definicję i sposób określania parametrów dynamicznych przyjąć za literaturą [3].

Wyniki pomiarów należy zamieścić tabeli pomiarowej (tab. 1). Sprawozdanie powinno zabierać opis badanego układu hydraulicznego wraz ze wstępem teoretycznym. Należy sporządzić wykres zależności prędkości obrotowej wałka silnika od wydajności pompy wielotłoczkowej $n = f(Q)$. Dokonać analizy rozruchu stanowiska na podstawie sporządzonego zapisu.

Tabela 1. Tabela pomiarowa

Lp.	n_s	Q_s	M	p
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

Literatura

1. S. Stryczek: „*Napęd hydrostatyczny*”, WNT, Warszawa 1992.
2. W. Kollek: „*Podstawy projektowanie napędów i sterowań hydraulicznych*”, Oficyna Wydawnicza PWr, Wrocław 2004.
3. E. Palczak: „*Dynamika elementów i układów hydraulicznych*”, Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wrocław-Warszawa-Kraków, 1999.