

¹Politechnika Łódzka, jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl

²Politechnika Łódzka, andrzej.werner@guest.p.lodz.pl

³PSA Peugeot Citroën

⁴Politechnika Łódzka, zbigniew.pawelski@p.lodz.pl

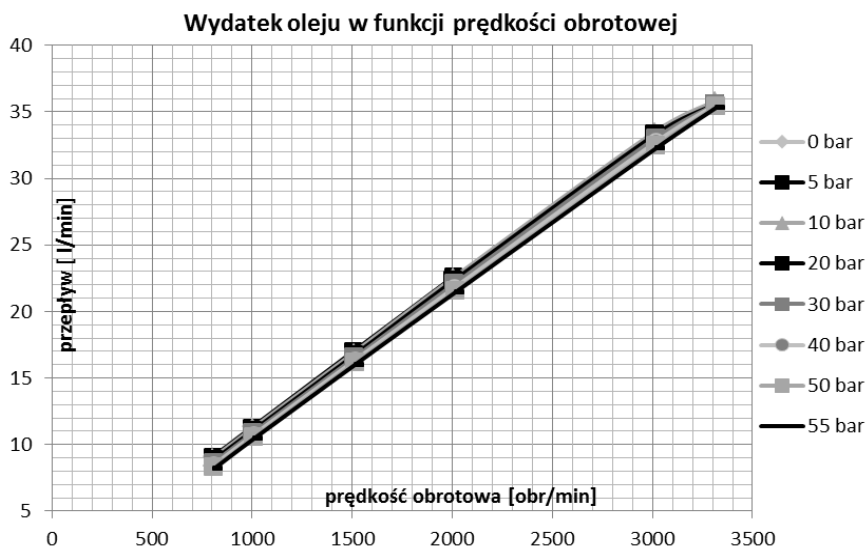
RÓŻNE ASPEKTY OGRANICZENIA WYDAJNOŚCI POMPY WYPOROWEJ O STAŁEJ OBJĘTOŚCI JEDNOSTKOWEJ

Streszczenie: A solution of reduction of the oil flow rate of a positive displacement pump has been discussed. Theoretical basis, description and test results concerning each of variants are presented. Influence of some technical parameters on the set point of the flow rate threshold is discussed.

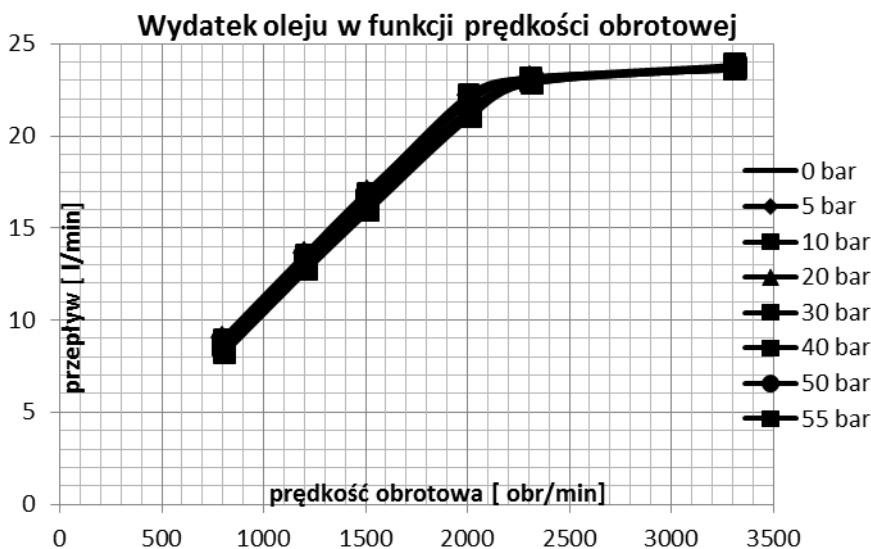
1. Wstęp

Oprócz wielu zalet pomp o stałej objętości wyporu na jeden obrót, jest jedna cecha, która może być dużym problemem w przypadku napędu tego typu pompy silnikiem o zmiennej prędkości obrotowej np. w samochodzie. Przy prędkości obrotowej biegu jałowego silnika spalinowego jest już potrzebny znaczny wydatek oleju, co wymaga zastosowania pompy o dużej objętości wyporu. Skutkiem jest to, że przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika wydatek pompy będzie niepotrzebnie duży. Rys. 1 przedstawia otrzymane charakterystyki pompy bez układu ograniczania wydatku, na których widać liniową charakterystykę wydatku pompy w funkcji prędkości obrotowej. Otrzymanie prostoliniowych przebiegów bez załamania możliwe jest tylko przy zapewnieniu na tyle małych oporów na ssaniu, że nie wystąpi tu kawitacja.

Przy innym rozwiązaniu układu doprowadzającego olej do pompy (ale jeszcze bez zamontowanego układu celowo ograniczającego wydatek), w odróżnieniu od wyników z rys. 1 zaobserwowano niedopuszczalne zjawisko kawitacji już przy około 2000 obr/min. Zjawisko to można ograniczyć głównie przez zaprojektowanie układu na ssaniu tak, by stwarzał możliwie małe opory, lub przez ograniczenie przepływu poniżej progu wystąpienia kawitacji. Na rys. nr 2 przedstawiono doświadczalne krzywe, na których widoczna jest granica kawitacji jako załamanie krzywej i osiągnięcie nasycenia. Wskaźnikami pozwalającymi na stwierdzenie, iż to rzeczywiście kawitacja jest odpowiedzialna za tak wyraźne ograniczenie przepływu jest przede wszystkim towarzyszący jej hałas. Ograniczenie wydatku pompy bez stosowania skomplikowanych układów elektronicznych w funkcji prędkości obrotowej jest treścią niniejszego opracowania.



Rys. 1. Typowy przebieg krzywych wydajności pompy o stałej pojemności wyporu dla różnych wartości ciśnienia dławienia i przy braku kawitacji



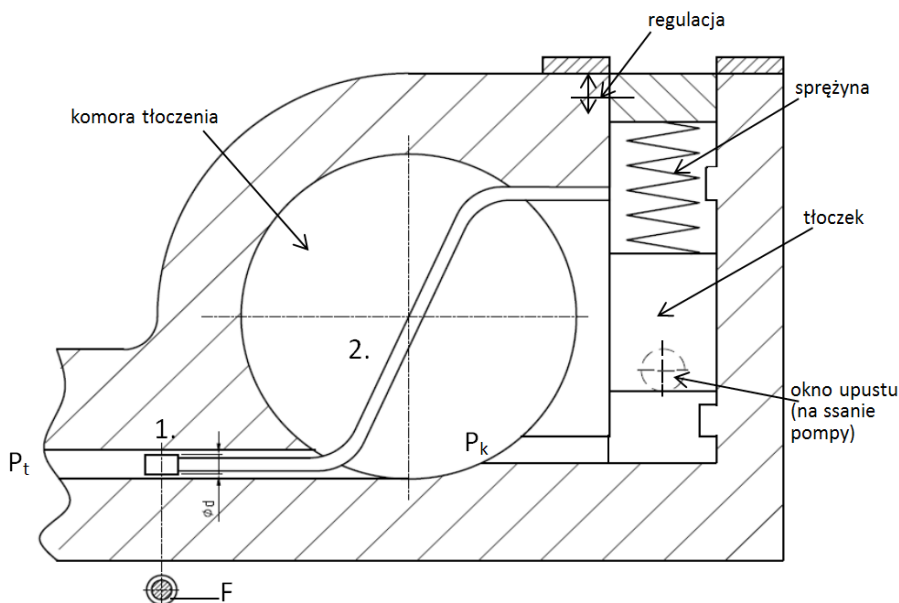
Rys. 2. Wydatek pompy przy niewłaściwej konstrukcji układu ssawnego- zjawisko kawitacji

2. Zasada działania układu ograniczenia przepływu i jego podstawy teoretyczne

Ograniczenie wydatku oleju przez pompę uzyskuje się poprzez upuszczanie części tłoczonego oleju z powrotem na wejście pompy. Otwieranie okna

upustu odbywa się za pomocą tłoczka, którego pozycja określona jest równowagą sił pochodzących od napięcia sprężyny i różnicy ciśnień po obu jego stronach; rys. 3.

Pozycja początkowa tłoczka jest taka, że okno upustu oleju na wejście do pompy jest zamknięte (jak na rys. 3). Sygnałem sterującym jest różnica ciśnień po obu stronach tłoczka rosnąca wraz z wydatkiem pompy. W celu otrzymania tego sygnału rurką połączono komorę pod tłoczkiem (od strony sprężyny) z kanałem wylotowym pompy. Wprowadzenie rurki na wylocie zmniejsza lokalnie pole przepływu, zwiększa prędkość przepływu, a zatem zmniejsza ciśnienie statyczne. Wartość tego przekroju można zmieniać, poprzez zmianę średnicy d zgrubienia rurki.



Rys. 3. Schemat układu ograniczającego wydajność pompy

Wykorzystując prawo Bernoullie'go bez uwzględnienia strat otrzymuje się:
- dla dwóch przekrojów tej samej strugi można napisać:

$$z_2 \rho g + p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = z_1 \rho g + p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} \text{ const} \quad (1)$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie

p – ciśnienie statyczne

V – prędkość strugi cieczy z – wysokość położenia

ρ – gęstość cieczy

Przekrój 1 to pole przekroju kanału wylotowego pomniejszonego o pole rurki

Przekrój 2 to przekrój przepływu w komorze tłoczenia pompy (zakłada się jako nieskończenie duży).

Równanie po pominięciu składników pochodzących od zmiany wysokości przyjmie postać:

$$p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2}. \quad (2)$$

Po pominięciu małego składnika pochodzącego od prędkości w przekroju komory wirnika:

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho V_1^2}{2} = \Delta p. \quad (3)$$

otrzymuje się sygnał do sterowania zaworem, umożliwiający pracę tłoczka. Równanie sił działających na tłoczek w zakresie jego swobodnego skoku :

$$A \cdot \Delta p = k \cdot (x_0 + x). \quad (4)$$

gdzie:

k - stała sprężyny

x_0 - wstępne odkształcenie sprężyny odpowiadające położeniu początku otwierania szczeliny upustu

x - dalsze odkształcenie powodujące otwieranie upustu

A - pole powierzchni tłoczka.

Podstawiając Δp z równania Bernoulli'ego, otrzymuje się:

$$A \cdot \rho \frac{V_1^2}{2} = k \cdot (x + x_0). \quad (5)$$

a po przekształceniach (skorzystaniu z prawa ciągłości strugi $Q=V \cdot F$):

$$A \cdot \rho \frac{Q^2}{2F^2} = k \cdot (x + x_0). \quad (6)$$

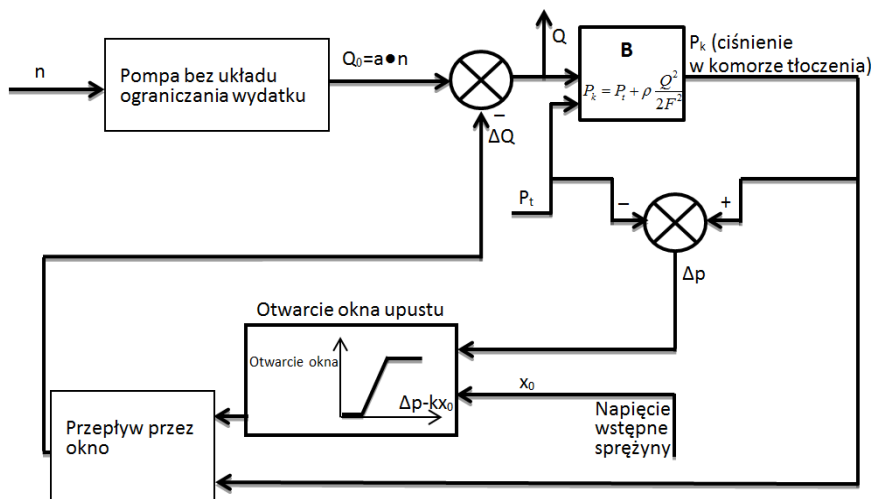
gdzie:

F - przekrój kanału wylotowego w miejscu przewężenia.

Wyznaczając Q jako wartość przepływu, przy którym rozpoczyna się otwieranie upustu, otrzymuje się:

$$Q = \sqrt{\frac{k \cdot (x_0) \cdot 2F}{A \cdot \rho}}. \quad (7)$$

Przepływ, przy którym rozpoczyna się otwieranie kanału upustowego zależy od napięcia sprężyny $k \cdot x_0$, pola tłoczka A i przekroju F kanału wylotowego. Schemat funkcjonalny układu przedstawiony jest poniżej.



Rys. 4. Schemat blokowy przedstawiający funkcjonowanie układu

Oznaczenia na schemacie:

n – prędkość obrotowa wału pompy

Q_0 – przepływ oleju wynikający z pojemności jednostkowej pompy i prędkości obrotowej wału pompy (wydatek oleju, jaki miałaby pompa bez układu ograniczającego)

Q – przepływ oleju wypływający z pompy (wydatek pompy z układem ograniczającym przepływ)

a – współczynnik proporcjonalności wiążący wewnętrzny wydatek pompy z prędkością obrotową

B – algorytm oparty na prawie Bernoulli’ego, pozwalający na obliczenie ciśnienia P_k na podstawie P_t i aktualnego przepływu Q

P_t – ciśnienie tłoczenia (na wylocie z pompy), wynikające z własności odbiornika oleju i przepływu zewnętrznego $Q = Q_0 - \Delta Q$ czyli przepływu zmniejszonego o upust

P_k – ciśnienie statyczne w komorze tłoczenia

ΔQ - przepływ oleju upuszczanego na wejście do pompy

Bloczek „otwarcie okna upustu” oblicza pole otwarcia okna spustu, a na podstawie otwarcia i różnicy ciśnienia przed i za oknem, bloczek „przepływ przez okno” oblicza przepływ upustu.

3. Wyniki pomiarów

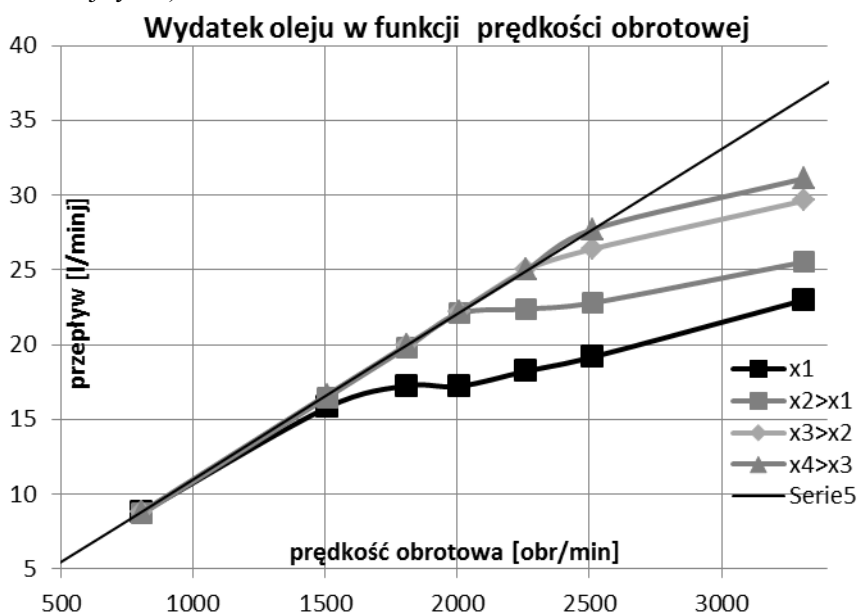
Z przedstawionych zależności teoretycznych wynika, iż poziom ograniczenia wydatku pompy można regulować zmieniając napięcie wstępne sprężyny (lub zmieniając sprężynę), albo przekrój kanału wylotowego pompy.

Należy zwrócić uwagę, iż podczas badań stosowano układ ssawny pompy o małym oporze hydraulicznym. Oznacza to, że jedynym czynnikiem mogącym

znacznie ograniczyć wydatek pompy był omawiany układ ograniczania wydatku pompy.

3.1. Regulacja wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego sprężyny zaworu upustowego

Wyniki badań dla różnych napięć wstępnych w sprężynie prezentuje rys. 5. Wszystkie wykresy sporządzono przy takiej samej wartości ciśnienia tłoczenia pompy wynoszącego 20bar, oraz tej samej temperaturze oleju. Prosta znajdująca się na wykresie przedstawia typowy przebieg bez układu redukującego wydatek (porównaj rys. 1).

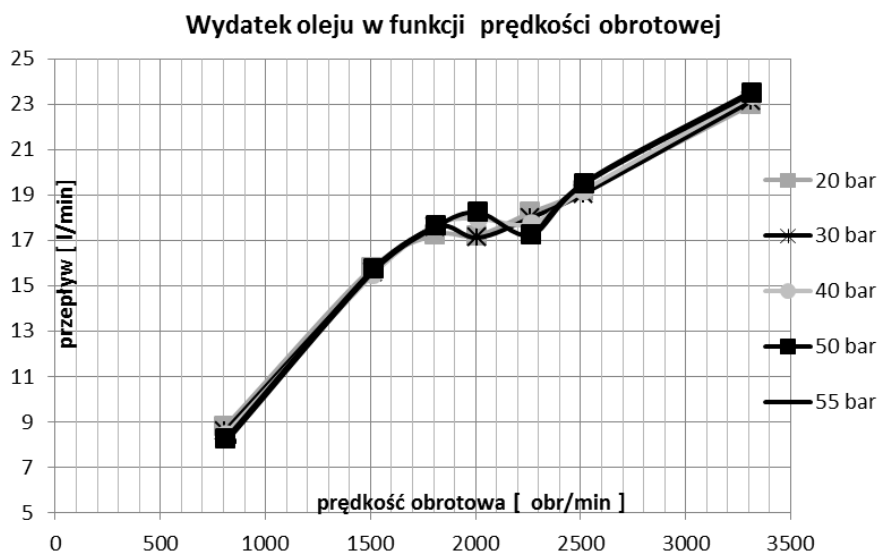


Rys. 5. Wydatek pompy dla różnych napięć wstępnych sprężyny zaworu upustowego

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez regulację napięcia wstępnego sprężyny zaworu przelewowego. Przed rozpoczęciem odsłaniania zaworu upustowego krzywe przepływu posiadają, co oczywiste, to samo nachylenie. Po rozpoczęciu otwierania upustu, krzywe te posiadają (w przybliżeniu) podobne, ale inne niż poprzednio, współczynniki nachylenia. Świadczy to o coraz większym odsłanianiu okna upustu oleju (ilość upuszczanego oleju jest coraz większa). Wartość tych współczynników (nachylenia) po rozpoczęciu otwierania upustu zależy od sztywności sprężyny. Im sprężyna jest sztywniejsza, tym potrzeba większego przyrostu wartości Δp , czyli wzrostu przepływu by ugiąć sprężynę, więcej otworzyć okno i zwiększyć ilość upuszczanego oleju (patrz zależności funkcjonalne z rys. 4).

Dla każdej wartości napięcia wstępnego sprężyny z rys.5 sporządzono charakterystyki dla ciśnienia tłoczenia o wartościach mniejszych oraz większych niż przedstawione 20 bar (do 55 bar). W przypadku napięcia sprężyny wartością $x1$, przy wyższych ciśnieniach dławienia, zauważalny jest niepożądany przebieg krzywej wydatku pompy, co obrazuje rys. 6. Ukazuje on niestabilność działania układu w trakcie otwierania upustu. Po obszarze niestabilnym, następuje przy dalszym wzroście prędkości obrotowej stabilizacja przebiegu krzywych. Charakteryzują się one (w dalszej części) nachyleniem niemal identycznym jak w przypadku braku istnienia układu ograniczającego przepływ. Jest to spowodowane faktem, iż sprężyna o małym napięciu wstępnym została całkowicie ściśnięta, a okno upustu zostało całkowicie otwarte. Niewielka różnica w nachyleniu wynika z faktu, iż rosnący przepływ powoduje większe ciśnienie w komorze wirnika pompy (przez opory na wyjściu z pompy). Upuszczanie oleju o tak zwiększonym ciśnieniu na wejście do pompy, a więc w przybliżeniu do ciśnienia atmosferycznego powoduje wzrost ilości upuszczanego oleju i stąd lekka różnica nachylenia po obu stronach strefy niestabilnej.

Podsumowując możliwość regulacji wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego w sprężynie należy stwierdzić, iż znacznie ograniczając napięcie wstępne w sprężynie uzyskano redukcję przepływu maksymalnego o około 37%-(w stosunku do pompy bez układu ograniczającego przepływ), otrzymując niestabilny przepływ przy większych wartościach ciśnienia dławienia-rys. 6. Przy pozostawieniu napięcia wstępnego pozwalającego na stabilny przepływ przy każdym (testowanym) ciśnieniu uzyskano redukcję przepływu o około 30%-rys. 5, napięcie sprężyny $x2$. Sterowanie przepływem w dużo większym zakresie możliwe jest, poprzez zmianę sprężyny na charakteryzującą się inną sztywnością. Wcześniej wyjaśniono już, że swoboda wyboru jest tu ograniczona, bo korzystne jest stosowanie sprężyny o małej sztywności.

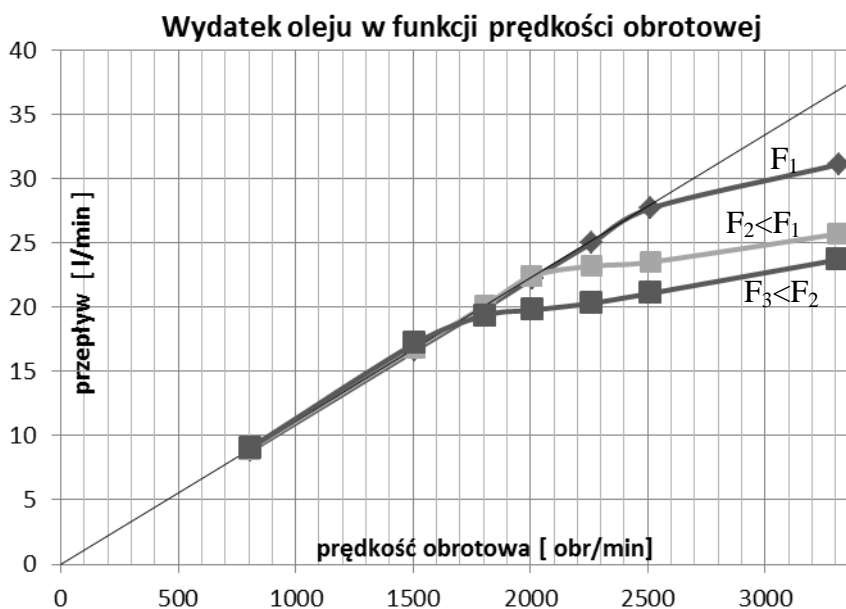


Rys. 6. Wydatek pompy przy małym napięciu wstępnej sprężyny x_1 zaworu upustowego i znacznych ciśnieniach tłoczenia

3.2. Regulacja wydatku pompy poprzez zmianę przekroju przewężenia kanału wylotowego

Na rys. 3 oznaczono miejsce w układzie ograniczania wydatku pompy, gdzie znajduje się przewężenie przekroju kanału wylotowego powodujące dodatkowe zwiększenie prędkości wypływającej cieczy, wzrost energii kinetycznej i ciśnienia dynamicznego, a tym samym spadek ciśnienia statycznego podawanego nad tłoczek ograniczający przepływ. Przy odpowiednim przepływie (spadku ciśnienia statycznego) powoduje na tyle dużą różnicę ciśnień po obu stronach tłoczka, iż zostaje pokonana siła napięcia sprężyny i zawór odsłania upust oleju na wejście pompy.

Na rys. 7 przedstawiono kilka krzywych, uzyskanych dla tego samego ciśnienia tłoczenia wynoszącego 10 bar oraz tej samej temperatury oleju. Napięcie wstępne sprężyny podczas tych badań zastosowano takie, jak dla krzywej z rys.5, obrazującej najmniejsze ograniczenie przepływu. Każda z niżej przedstawionych krzywych odpowiada wydatkowi pompy przy innym przekroju kanału wylotowego. Linia prosta odpowiada pompie bez układu ograniczającego przepływ. Kolejne krzywe, osiągające coraz mniejsze wartości maksymalnego wydatku odpowiadają próbom przy coraz mniejszych przekrojach kanału wylotowego pompy, na odcinku którego jest pobierane ciśnienie statyczne.



Rys. 7. Wydatek pompy przy różnych przekrojach F przewężenia kanału wylotowego pompy w miejscu pobierania ciśnienia statycznego

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez zmianę przekroju kanału wylotowego pompy. Należy (ponownie - tak jak w przypadku ograniczania wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego sprężyny) zwrócić uwagę na niemal identyczne nachylenia krzywych przepływu przed rozpoczęciem odsłaniania kanału upustowego, oraz po otwarciu tegoż kanału.

W próbie, w której zmniejszono przekrój kanału wylotowego uzyskano ograniczenie przepływu o 36%. Możliwe jest jednak dalsze ograniczanie przepływu, poprzez dalsze zmniejszanie przekroju kanału.

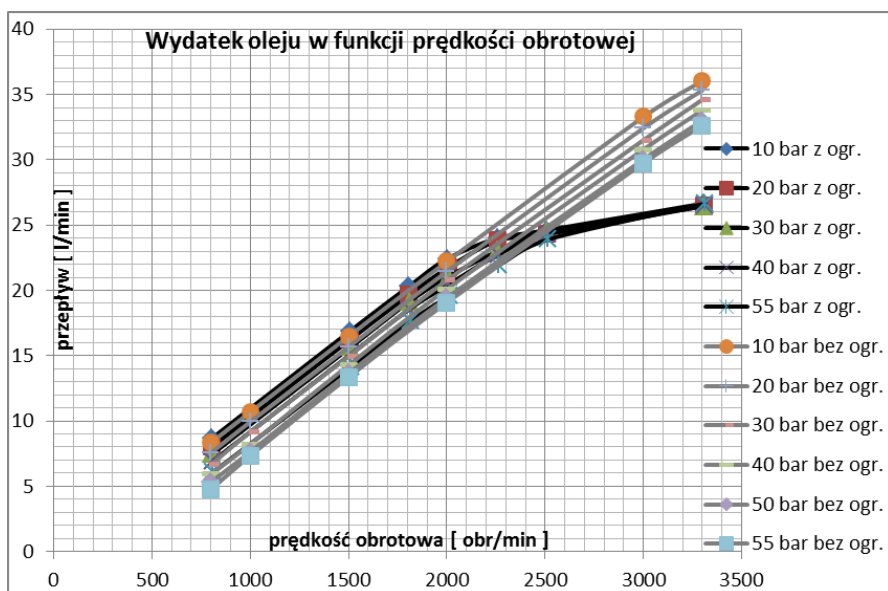
4. Porównanie charakterystyk dla pompy z zamontowanym układem ograniczania wydatku i bez niego

Na wykresach poniżej (nr 8, 9, 10) przedstawiono zestawienia wyników badań dla pompy z zainstalowanym układem ograniczającym wydatek oleju oraz bez niego przeprowadzone w podwyższonej temperaturze oleju wynoszącej około 80°C. Badania w tej temperaturze miały na celu odzwierciedlenie warunków panujących podczas pracy pompy-należy zwrócić uwagę na zmniejszoną lepkość oleju w wysokiej temperaturze, a przez to większe przecieki.

Na wykresie nr 8 przedstawiono zestawienie wydatku oleju w funkcji prędkości obrotowej dla różnych ciśnień tłoczenia pompy. Linie szare przedstawiają wyniki dla pompy bez układu ograniczania wydatku. Mają one w przybliżeniu kształt prostoliniowy. Ich niepomijalnie różne wartości

przebiegów dla różnych ciśnień tłoczenia wynikają ze wspomnianych już zwiększonych przecieków wewnętrznych w podwyższonej temperaturze. Linie koloru czarnego przedstawiają wyniki dla pompy z zamontowanym układem ograniczającym przepływ. Do momentu rozpoczęcia otwierania okna upustu wyniki są zgodne z tymi dla pompy bez ogranicznika wydatku – układ nie wpływa na pracę pompy.

Gdy różnica ciśnień w komorach po obu stronach tłoczka spowoduje otwarcie okna upustu oleju na ssanie pompy następuje załamanie charakterystyki. Dodatkową zaletą, wynikającą z faktu stosowania ogranicznika jest niwelacja rozbieżności krzywych dla różnych ciśnień tłoczenia pompy, co jest dobrze widoczne na wykresie 8.



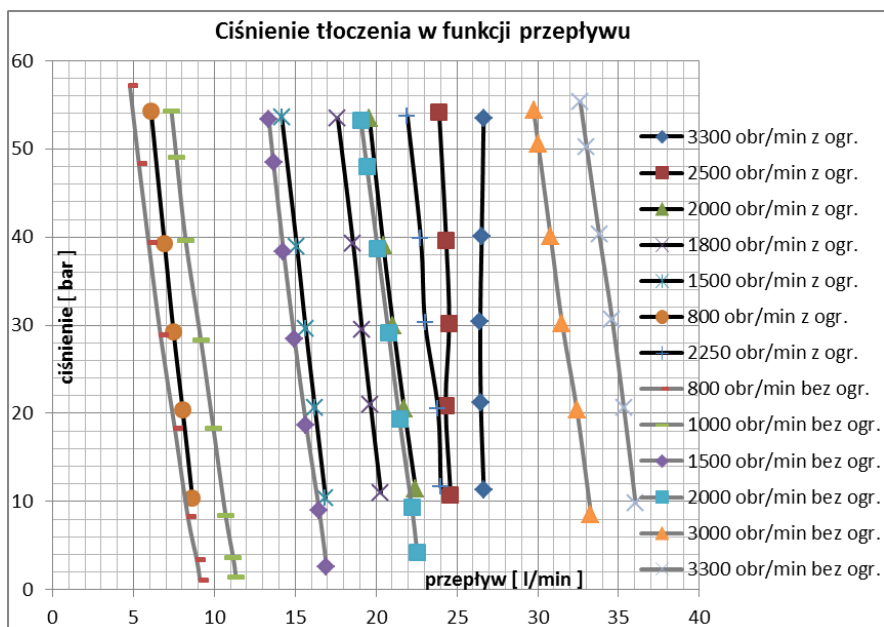
Rys. 8. Zestawienie charakterystyk pompy z układem ograniczania wydatku oraz bez niego

Wykres nr 9 przedstawia zestawienie ciśnienia tłoczenia pompy w funkcji wydatku oleju. Naturalnym przebiegiem tego typu wykresów jest lekkie odchylenie w lewo, tzn. malejący wydatek oleju wraz z zwiększającą się wartością ciśnienia tłoczenia, na skutek przecieków wewnętrznych w pompie (rosnących wraz z rosnącym ciśnieniem tłoczenia). Przebieg teoretyczny pompy, która byłaby idealna i nie posiadała przecieków wewnętrznych (nawet w podwyższonej temperaturze) byłby idealnie pionowy.

Wyniki dla pompy bez zamontowanego układu ograniczającego wydatek nie są zaskoczeniem- odchylają się w kierunku spadku przepływu. Wyniki dla pompy z ogranicznikiem dla wartości wydatków, dla których nie nastąpiło jeszcze otwarcie okna upustu są zbieżne- układ nie wpływa (jeszcze) na pracę pompy. Jednakże gdy ogranicznik uaktywnia się, krzywe zmniejszają swoje

nachylenie. Na wykresie 9 są to krzywe poczynając od 2500 obr/min. Krzywa dla 3300 obr/min jest w przybliżeniu pionowa. Koresponduje to z wynikami przedstawionymi na wykresie 8, gdy ogranicznik jest aktywny, nie jest zauważalny spadek wydatku pompy wraz z rosnącym ciśnieniem tłoczenia.

Powodem takich wyników jest więc ogranicznik wydatku pompy. Należy zauważyć, iż w przypadku pompy bez ogranicznika wydatek oleju wynosi około 35 l/min, natomiast w pompie z ogranicznikiem, przy tej samej prędkości obrotowej około 26 l/min. Oznacza to, że około 9 l/min oleju jest upuszczane na ssanie pompy. Odbywa się to przez kanał w korpusie pompy o niewielkiej średnicy. Powoduje to różnicę ciśnień między komorą tłoczenia a komorą pod tłoczkiem (należy wrócić do rysunku nr 3). Różnica ta jest tym większa im większe są obroty pompy, a tym samym przepływ oleju. Olej nie jest w stanie w tej ilości przepłynąć na wejście pompy przez wąskie kanały w pompie bez powodowania różnicy ciśnień. W efekcie w komorze pod zaworem panuje niższe ciśnienie niż jest w komorze wirnika, czego rezultatem są otrzymywane krzywe poszczególnych charakterystyk.

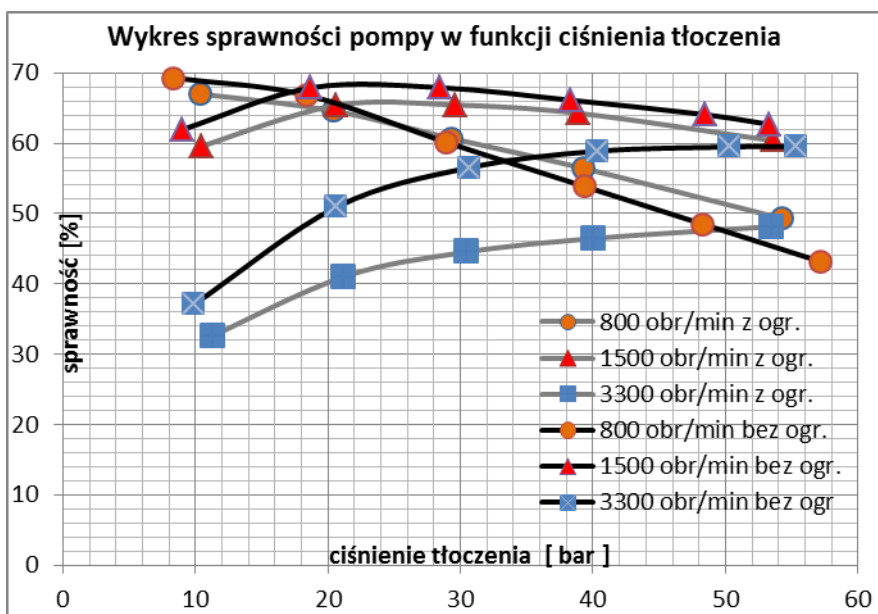


Rys. 9. Zestawienie charakterystyk pompy z układem ograniczania wydatku oraz bez niego

Na wykresie nr 10 dla zwiększenia czytelności zestawiono wyniki tylko dla 3 par różnych wartości prędkości obrotowych. Dla 800 obr/min oraz 1500 obr/min, czyli w zakresie obrotów i tym samym wydatku pompy, dla których ogranicznik nie jest aktywny są zbliżone – układ nie wpływa zauważalnie na pracę pompy. Znaczna różnica jest zauważalna dla 3300 obr/min. Jest to

spowodowane faktem, iż część tłoczonego oleju jest nie wykorzystywana, lecz upuszczana na ssanie pompy.

Malejąca sprawność pompy przy wzrastającym ciśnieniu tłoczenia dla małych wartości prędkości obrotowych wynika z konstrukcji pompy- badana pompa to pompa wyporowa łopatkowa. Przy małych wartościach prędkości obrotowej, mała siła odśrodkowa powoduje słaby docisk łopatek, a tym samym większe przecieki wewnętrzne w pompie, co znow z powodu małej prędkości obrotowej czyli ogólnego wydatku przy tak małej prędkości jest szczególnie zauważalne.



Rys. 10. Zestawienie sprawności pompy z układem ograniczania wydatku oraz bez niego

Abstract: A solution has been proposed that ensures oil drain from the discharge chamber to the pump inlet. The piston of a relief valve is controlled by a differential pressure resulting from Bernoulli effect. The start value of oil draining is to be controlled by the spring initial deflection and modification of the flow section in the outlet channel of the pump. By diminishing the spring force, 30% reduction of the flow rate has been achieved. It is difficult to get more because of stability reasons. A more effective method is to decrease the local flow section where a static pressure probe is placed. This way 36% reduction has been achieved and there is no reason to not to go further.

Literatura

- [1] STĘPNIEWSKI M.: Pompy. Warszawa 1985
- [2] REYMER B.: Mały Poradnik Mechanika. Warszawa 1994
- [3] WERNER A., GOSZCZAK J., GRACZYK A.: Sprawozdania z badań własnych. Łódź 2013