

 Elamed
MEDIA GROUP

DODATEK SPECJALNY

**PRZEMYSŁ 4.0/
AUTOMATYKA PRZEMYSŁOWA**

PARTNER DODATKU

STEMMER®
IMAGING

BEZPIECZEŃSTWO

Przegląd powierzchni stosowanych
złączy i szybkozłączy dla przemysłu ciężkiego

s. 15

PARTNERZY:

 **ACTEMIUM**

 **FLIR®**

 **PHENIX
CONTACT**
INSPIRING INNOVATIONS

SCHAEFFLER

STÄUBLI

 **Vitillo**
hydraulic components

 **VOLZ**
Volz Gruppe
www.volz.pl *Made in Germany*



fot. iStock

DIAGNOSTYKA POMP WYPOROWYCH W UKŁADACH HYDRAULIKI SIŁOWEJ

Mimo dużego postępu technicznego w zakresie technik napędowych użytkownicy układów hydrostatycznych wciąż odnotowują wiele awarii spowodowanych niesprawnościami pomp wyporowych, odpowiedzialnych za generowanie objętościowego strumienia przepływu cieczy w układzie hydraulicznym.

dr inż. Klaudiusz Klarecki

Institut Automatykacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska

mgr inż. Dominik Rabsztyń

Institut Automatykacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, właściciel firmy Hydrostatic Drives

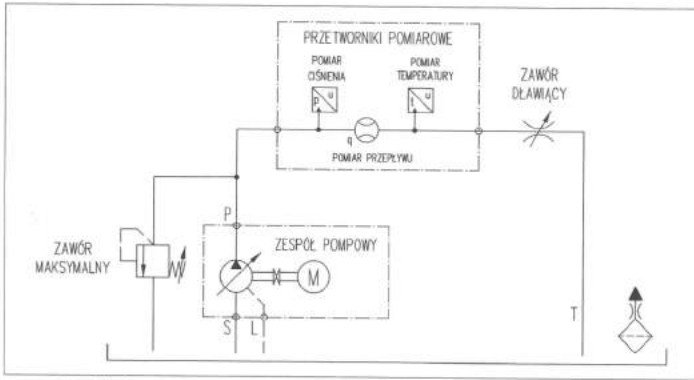
Praktyka inżynierska potwierdza tezę, że zabiegi prewencyjne polegające na okresowej ocenie stanu technicznego elementów napędu są zdecydowanie mniej kosztowne niż poniesione straty z powodu przestoju maszyny spowodowanej niespodziewaną awarią. Okresowe badania pozwalają na uniknięcie kosztownych awarii elementów układu hydraulicznego, zwiększenie bezawaryjności pracy linii (minimalizacji liczby przestojów produkcyjnych), jak również

określenie parametrów sprawnościowych pracy napędu.

W artykule przedstawiono wybrane metody oceny stanu technicznego pomp wyporowych stosowanych w układach hydrauliki siłowej.

Diagnostyka stanu technicznego a sprawność pomp wyporowych

W przypadku wybranych metod diagnostyki technicznej ocenę stanu zużycia można ograni-



Rys. 1. Przykładowy uproszczony schemat hydrauliczny układu do wyznaczenia charakterystyki statycznej pompy wyporowej



Rys. 2. Zestaw czujników pomiarowych, zabudowanych na linii tłocznej badanej pompy

czyć do wyznaczenia i analizy sprawności objętościowej i mechaniczno-hydraulicznej badanej pompy wyporowej.

Obniżenie sprawności, zarówno objętościowej, jak i mechaniczno-hydraulicznej, jednostek wyporowych nie tylko przyczynia się do zmniejszenia objętościowego natężenia przepływu na wyjściu z pompy (a tym samym wydłużenia czasu trwania jednego cyklu), ale także powoduje zwiększenie strat cieplnych, co skutkuje koniecznością dodatkowego chłodzenia cieczy hydraulicznej oraz elementów roboczych pompy. Zwiększone opory mechaniczne wewnątrz jednostki wyporowej oraz zapotrzebowanie na chłodzenie wiążą się także ze zwiększonym zapotrzebowaniem na moc dostarczoną do napędu układu, co skutkuje podniesionymi kosztami eksploatacji maszyny. W konsekwencji nie dość, że maszyna ma mniejszą zdolność produkcyjną, to jej koszty eksploatacji rosną. Należy także pamiętać, że spadek parametrów eksploatacyjnych pompy może doprowadzić do uszkodzenia mechanicznego jednostki, a tym samym wykluczyć maszynę z produkcji na czas usunięcia awarii.

Sprawność objętościowa η_v określa wartość przecieków cieczy wewnątrz pompy. Wyznaczana jest na podstawie równania:

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_r} \quad (1)$$

gdzie:

Q_t – wydajność teoretyczna [dm^3/min],

Q_r – wydajność rzeczywista [dm^3/min].

Wydajność teoretyczną Q_t wyraża równanie:

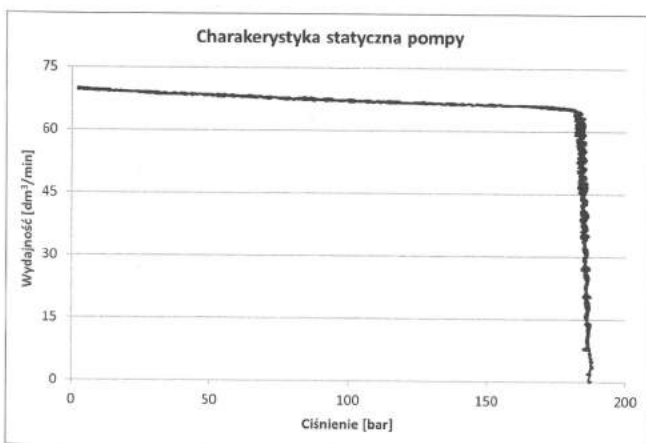
$$Q_t = \frac{q_p \cdot n}{1000} \quad (2)$$

gdzie:

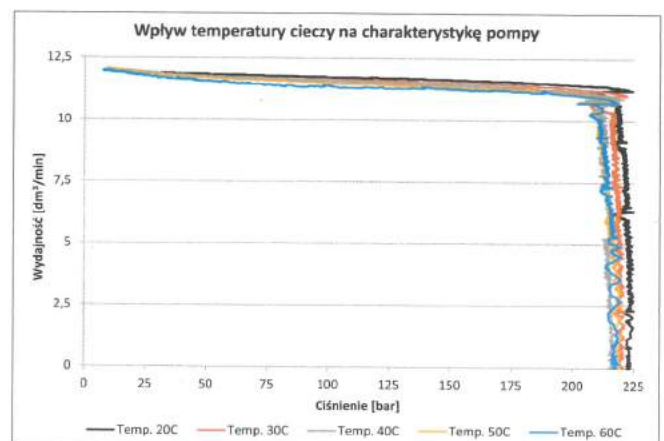
q_p – geometryczna wydajność jednostkowa pompy [$\text{cm}^3/\text{obr.}$],

n – prędkość obrotowa wału silnika napędowego [obr./min].

Wydajność teoretyczna pompy zależy od jej wydajności jednostkowej oraz prędkości obrotowej wału napędowego, natomiast wydajność rzeczywista uwzględnia przecieki wewnętrzne jednostki wyporowej. Na sprawność objętościową mają wpływ: różnica ciśnienia pomiędzy komorą tłoczną a ssawną (w pompach bez odprowadzenia przecieków) lub komorą przecieków ▶



Rys. 3. Charakterystyka statyczna badanej pompy wyporowej



Rys. 4. Wpływ temperatury na charakterystykę statyczną pompy serii PGP511

- (w pompach z linią odprowadzenia przecieków), lepkość cieczy hydraulicznej, prędkość obrotowa wału silnika napędowego, a także nieszczelności pomiędzy elementami roboczymi pompy. I właśnie ten ostatni czynnik, wraz z zużyciem pompy (eksploatacyjnym, na skutek zanieczyszczeń, kawitacji, aeracji lub innych niekorzystnych zjawisk), staje się główną przyczyną spadku sprawności pompy.

Wraz z obniżeniem sprawności objętościowej spada objętościowe natężenie przepływu generowane przez pompę, a tym samym maleje prędkość odbiorników, co skutkuje wydłużeniem cyklu pracy (taktu) maszyny. Energia hydrauliczna strat objętościowych zamieniana jest na energię cieplną, co często prowadzi do problemów z chłodzeniem cieczy roboczej. Wzrost temperatury medium powoduje obniżenie lepkości, a co za tym idzie – zwiększenie przecieków wewnętrznych (im niższa lepkość, tym większe przecieki przez nieszczelności), co skutkuje stratą energii. Spadek sprawności objętościowej obniża wydajność jednostki pompowej, a także prowadzi do zwiększenia ilości generowanego ciepła.

Sprawność mechaniczno-hydrauliczna η_{mh} związana jest z oporami przepływu cieczy wewnątrz komór pompy (sprawność hydrauliczna), a także oporami mechanicznymi pomiędzy współpracującymi elementami. Można przyjąć, że podczas eksploatacji pompy sprawność hydrauliczna (zależna od prędkości obrotowej wału pompy, lepkości cieczy oraz konstrukcji pompy) nie ulega zmianie, tak na skutek zużycia elementów pompy opory mechaniczne rosną, powodując wzrost zapotrzebowania jednostki wporowej na moment obrotowy silnika napędowego. Sprawność mechaniczno-hydrauliczną wyraża równanie:

$$\eta_{mh} = \frac{q_p \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot M_p} \quad (3)$$

gdzie:

M_p – moment obrotowy na wale silnika napędowego [Nm],

Δp – różnica ciśnienia pomiędzy komorą ssawną a tłoczną pompy [bar].

Wzrost momentu obrotowego przy założeniu stałych parametrów eksploatacyjnych pompy (ciśnienia, prędkości obrotowej napędu jednostki, wydajności jednostkowej, lepkości cie-

Lp.	Wydajność teoretyczna pompy Q_t [dm ³ /min]	Wartość ciśnienia w linii tłocznej p_t [bar]	Zarejestrowana wydajność Q [dm ³ /min]	Spadek wydajności ΔQ [dm ³ /min]	Sprawność objętościowa bez uwzględnienia poślizgu silnika napędowego η_{sp}	Poślizg silnika η_{ps} [obr./min]	Sprawność objętościowa pompy (z uwzględnieniem poślizgu silnika) η_p	Moc hydrauliczna pompy P_h [KW]
1	68,5	50	68,1	0,4	0,99	6	1	5,7
2		100	67,2	1,3	0,98	11	0,98	11,2
3		150	66,2	2,3	0,96	16	0,97	16,6
4		180 max	65,2	3,3	0,94	21	0,95	19,6

Tab. 1. Wyniki pomiarów charakterystyki statycznej pompy

Lp.	Temp. cieczy roboczej t [°C]	Obliczeniowa wartość lepkości kinematycznej ν [cSt]	Wydajność teoretyczna Q_t [dm ³ /min]	Ciśnienie p_n [bar]	Wydajność Rzeczywista Q_r [dm ³ /min]	Natężenie przecieków Q_p [dm ³ /min]	Sprawność objętościowa (bez uwzględnienia poślizgu silnika) η_v
1	20	96,1	12,2	200	11,42	0,78	0,94
2	30	66,1			11,3	0,9	0,93
3	40	46			11,2	1	0,92
4	50	32,4			11,1	1,1	0,91
5	60	16,6			10,98	1,22	0,90

Tab. 2. Wybrane wyniki pomiarów wpływu temperatury cieczy (lepkości) na przebieg charakterystyki statycznej pompy

czy hydraulicznej) może świadczyć o spadku sprawności mechaniczno-hydraulicznej pompy. Należy pamiętać, że wzrost oporów wewnętrznych, a tym samym spadek sprawności mechaniczno-hydraulicznej, skutkuje wzrostem strat cieplnych.

Parametrem pomp wporowych łączącym straty objętościowe i mechaniczno-hydrauliczne jest sprawność całkowita pompy η_c wyrażona za pomocą równania:

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_{mh} \quad (4)$$

Analizując przedstawione równania (1-4), można zauważyć, że spadek dowolnej sprawności skutkuje obniżeniem parametrów eksploatacyjnych pompy, a także wpływa na zwiększone grzanie, co może prowadzić do przyspieszonego zużycia cieczy hydraulicznej oraz innych elementów układu napędowego.

Okresowe badania diagnostyczne mające na celu określenie parametrów sprawnościowych pomp pozwalają na ocenę stanu zużycia jednostki wporowej, co prowadzi do minimalizacji prawdopodobieństwa awarii generatora strumienia.

Wyznaczenie charakterystyki statycznej

Charakterystyka statyczna określa liczbę przecieków wewnątrz jednostki wporowej, czyli jej sprawność objętościową. Badanie to pozwala w jednoznaczny i dokładny sposób określić wpływ ciśnienia w linii tłocznej na zmianę wydajności rzeczywistej jednostki wporowej.

W celu wyznaczenia charakterystyki statycznej badanej pompy należy w linii hydraulicznej wprowadzić przepływomierz, przetwornik ciśnienia i temperatury oraz element wprowadzający opór hydrauliczny (np. zawór dławiący). W większości układów napędowych w celu zmiany oporu hydraulicznego można wykorzystać zawór ograniczający ciśnienia zabudowany na odgałęzieniu linii tłocznej pompy, jednak autorzy artykułu zalecają zastosowanie zewnętrznego elementu w postaci dławika, regulatora przepływu lub innego elementu wprowadzającego nastawny opór hydrauliczny. Na rys. 1 przedstawiono uproszczony schemat hydrauliczny układu do wyznaczenia charakterystyki statycznej pomp wporowych z pompą o zmiennej wydajności.

Miejsce zabudowy przetwornika ciśnienia powinno się znajdować jak najbliżej króćca tłoczego badanej jednostki wporowej.

Podczas wykonywania pomiarów oraz analizy wyników należy pamiętać, że wraz ze wzrostem ciśnienia w układzie hydraulicznym wzrasta zapotrzebowanie na moment obrotowy generowany przez silnik napędowy pompy. Dla napędu pompy za pomocą silnika asynchronicznego, wraz ze wzrostem momentu obrotowego, prędkość wału maleje, a tym samym, zgodnie z równaniem (2), spada wydajność jednostki wporowej. Dlatego też podczas interpretacji wyników należy uwzględnić poślizg wirnika silnika. Na rys. 2 przedstawiono zabudowany na linii tłocznej pompy RKP 045 prod. MOOG zestaw czujników pomiarowych, a na rys. 3 – charakterystykę statyczną badanej jednostki wporowej.

Wybrane wyniki pomiarów przedstawiono w tab. 1.

Podsumowanie

Analizując otrzymane wyniki, można zauważyć, że wraz ze wzrostem ciśnienia w układzie wzrastają przecieki wewnątrz jednostki, tym samym sprawność objętościowa maleje. Szczelność pompy odpowiada parametrom producenta przedstawionym w kartach katalogowych.

Ze względu na wpływ lepkości na liczbę przecieków badania należy prowadzić na cieczy hydraulicznej rozgrzanej do temperatury nominalnej pracy układu. Analizy prowadzone na „zimnym” lub „gorącym” medium roboczym mogą prowadzić do otrzymania błędnych wyników. Na rys. 4 przedstawiono wpływ temperatury na wyniki charakterystyki statycznej pompy zębatej PGP511 0080 prod. Parker Hannifin. Zarejestrowane charakterystyki nie uwzględniają poślizgu silnika napędowego.

W tab. 2 przedstawiono wybrane wyniki pomiarów wpływu temperatury cieczy (lepkości) na przebieg charakterystyki statycznej pompy. Należy pamiętać, że wraz ze wzrostem temperatury spada lepkość cieczy hydraulicznej, a tym samym rośnie natężenie przecieków wewnętrznych jednostki wporowej. □

Piśmiennictwo

1. Chalamoński M.: *Diagnostowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych*. Wydawnictwo ATR, Bydgoszcz 2000.
2. Chalamoński M.: *Podatność diagnostyczna układów hydrauliki maszynowej*. „Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie”, 1 (73), 2004.
3. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny. Tom I – Elementy*. WNT, Warszawa 2015.