

BADANIA POMPY JEDNOŚRUBOWEJ O FALISTYM ZARYSIE GWINTU

ANDRZEJ EYMONTT

*Institut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji
Rolnictwa, Warszawa*

1. Wstęp

W IBMER Warszawa i MEPROZET w Brzegu prowadzono w latach 1975 - 1984 badania pomp jednośrubowych HSP-100.

W wyniku prowadzonych w IBMER [1, 5] w latach 1974 - 1978 badań przydatności tych pomp dla rolnictwa oceniono, że przedwczesnemu zużyciu ulegają takie części jak: obudowa, wirnik, wał przegubowy, łożyska. Zdecydowano się na wykonanie dalszych pomiarów z jednoczesnym poszukiwaniem sposobu obliczania wartości strat szczelinowych w pompach jednośrubowych przy założeniu maksymalnej sprawności pompy.

2. Cel i zakres badań

Badania przeprowadzono w celu określenia wartości strat szczelinowych i drgań występujących w czasie pracy pompy. Jako zmienne niezależne występują następujące wielkości:

- prędkość obrotowa wirnika,
- wymiary geometryczne wirnika i obudowy,
- masy współpracujących elementów,
- twardość tworzywa obudowy,
- różnica ciśnień między komorami ssawną i tłoczną.

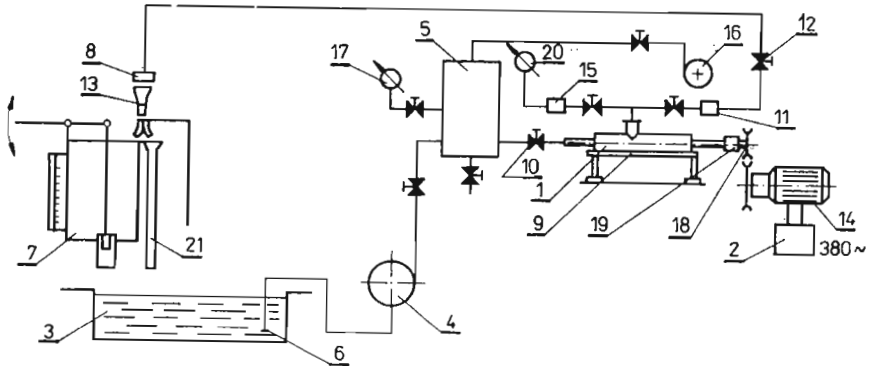
Zmiennymi zależnymi w prowadzonych badaniach były:

- natężenie przepływu cieczy w pompie,
- wysokość szczeliny między wirnikiem a obudową,
- moment na wale pompy,
- wartość ciśnień w komorach pompy,
- drgania pompy.

Badania przeprowadzono na wodzie o stałej temperaturze $+293,15 \text{ K} \pm 5 \text{ K}$. Temperatura powietrza wynosiła $287,15 \text{ K} \pm 3 \text{ K}$.

3. Opis stanowiska badawczego (rys. 1)

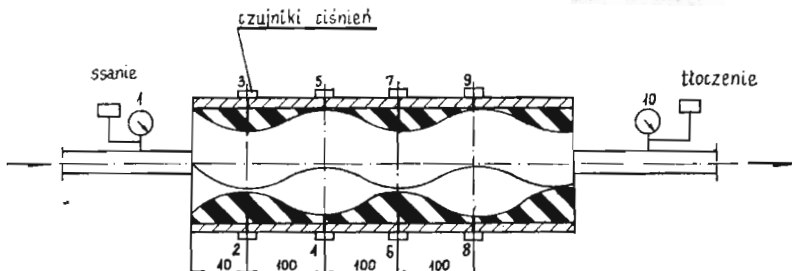
Stanowisko badawcze znajdowało się w budynku hali montażowej „Meprozet” w Brzegu. Zasilanie w wodę odbywa się ze zbiornika podziemnego 3 o pojemności 32 m³. Pompa



Rys. 1. Stanowisko badawcze pompy HSP-100

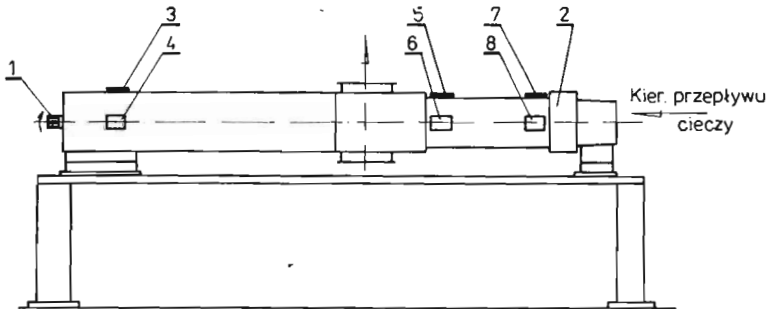
1 — badana pompa HSP-100, 2 — pulpit pomiarowy parametrów elektrycznych, 3 — zbiornik dolny $V = 30$ m³, 4 — pompa pomocnicza 65PJM250, 5 — zbiornik ciśnieniowy, $V = 4,5$ m³, 6 — rura ssawna z koszem, 7 — zbiornik pomiarowy $V = 6$ m³, 8 — urządzenie z trzema dyszami do badań odbiorczych pomp, 9 — podstawa pompy (rama), 10 — zawór $\varnothing 100$, 11 — kryza pomiarowa, 12 — zawór $\varnothing 100$ z rurociągiem tłocznym, 13 — urządzenie przerzutowe do zmiany kierunku strugi cieczy, 14 — układ napędowy, 15 — tłumik pulsacji ciśnienia, 16 — pompa próżniowa, 17 — manowakuometr $-0,1$ do $0,6$ MPa, 18 — przekładnia pasowa, 19 — momentomierz, 20 — manometr $0,0$ do $2,5$ MPa

65PJM250-4 przepompowuje wodę ze zbiornika 3 do zbiornika ciśnieniowego 5 o pojemności 4,5 m³. Wielkość przepływu wody jest regulowana dwoma zaworami 10 znajdującymi się między pompą 4 a zbiornikiem 5 oraz zbiornikiem 5 a badaną pompą. Zbiornik pomiarowy 7 o objętości 6 m³ służy do dokładnego pomiaru natężenia przepływu. Badana pompa HSP-100 jest umocowana do rama 9. Woda jest podawana z pompy HSP-100 do rurociągu tłocznego z zaworem, kryzą i przetwornikiem różnicy ciśnień, skąd może trafić do zbiornika 7 lub 3. Układ napędowy składa się z silnika elektrycznego 11 o mocy 22 kW, przekładni hydrostatycznej KNL-451 i przekładni pasowej 18 zmniejszającej prędkość obrotową silnika hydraulicznego w stosunku 1/2. Koło bierne przekładni 18 napędza wał napędowy badanej pompy za pośrednictwem WOM ciągnika.



Rys. 2. Usytuowanie punktów odbioru ciśnienia w pompie

Pomiar ciśnienia (rys. 2) zrealizowano za pomocą tensometrycznych przetworników ciśnienia wkręconych w obudowę pompy, przewody ssawny i tłoczny. Sygnały elektryczne z przetworników są wzmacniane w poszczególnych kanałach mostka tensometrycznego i przesyłane do rejestratora pętlicowego. Pomiar natężenia przepływu wykonywano za pomocą kryzy i przetwornika różnicy ciśnień. Sygnał wyjściowy z przetwornika wzmacniano w mostku tensometrycznym i przesyłano do zapisu na rejestratorze *X-Y* równocześnie z sygnałem z przetwornika ciśnienia umieszczonego w rurociągu tłocznym. Wielkości amplitudy przyspieszeń obudowy w kierunku pionowym i poziomym mierzono piezoelektrycznymi czujnikami przyspieszeń przykręconymi do obudowy (rys. 3).



Rys. 3. Usytuowanie czujników przyspieszeń w pompie HSP-100 1, 2—czujniki przyspieszeń typu BWH 301; 3, 4, 5, 6 — czujniki przyspieszeń typu 2511 firmy Bruel and Kjaer

Sygnały z czujników wzmacniano w mostku tensometrycznym i przesyłano do rejestratora.

Moment na wale pompy mierzono głowicą tensometryczną umieszczoną między WOM i wałem napędowym pompy.

Sygnał za pośrednictwem mostka trafiał do rejestratora. Prędkość obrotową wału pompy mierzono układem zliczającym impulsy z mikroprzełącznika umieszczonego na wale pompy i zapisywano na taśmie rejestratora.

Dokonywano również stałego pomiaru temperatury wewnątrz hali i ciśnienia w zbiorniku ciśnieniowym.

4. Przebieg pomiarów

Na taśmie rejestratora pętlicowego i *X-Y* zapisano przebiegi dynamiczne ciśnień w komorach pompy, przyspieszeń obudowy, momentu obrotowego na wale pompy, natężenie przepływu cieczy oraz prędkość obrotową wału wirnika. W czasie pomiarów zmieniano wartość szczeliny wstępnej δ_0 zmieniając zestawy wirnik—obudowa. Wymiary wirników obudów, luzów δ_0 oraz mimośrodowości osi wirnika e względem osi obudowy podano w tabelach 1 i 2.

Zmieniano również warunki pracy pompy w czasie każdego cyklu pomiarowego nastawiając różne wartości ciśnienia tłoczenia, prędkości obrotowej n wału pompy oraz masy wirników. W wyniku przeprowadzonych pomiarów otrzymano wykresy zmian ciśnienia

Tabela 1. Wartości luzów wstępnych δ_0 w zestawach wirnik—obudowa

oznaczenie	wirnik, $e = 16$ mm		obudowa gumowa		obudowa z PU2		obudowa z PU4		obudowa z PU5	
	średn. mm d_r	z , mm	luz δ_{01} mm	luz δ_{02} mm	luz δ_{01} mm	luz δ_{02} mm	luz δ_{01} mm	luz δ_{02} mm	luz δ_{01} mm	luz δ_{02} mm
1 pełny	80,22	112,22	+1,290	+0,393	+1,325	-0,290	+0,690	-0,620	+1,280	-0,115
4 pełny	82,73	114,73	+0,035	-0,863	+0,070	-1,515	-0,590	-1,875	0,000	-1,370
5 pełny	83,11	115,11	-0,155	-1,053	-0,120	-1,735	-0,755	-2,065	-0,165	-1,560
8 pełny	84,65	116,65	-0,925	-1,823	-0,890	-2,505	-1,525	-2,835	-0,935	-2,330
8 rurowy	79,87	111,87	+1,465	+0,566	+1,500	-0,115	+0,865	-0,445	+1,455	+0,060
1 rurowy	80,10	112,1	+1,350	-0,453	+1,385	-0,230	+0,750	-0,560	+1,340	-0,055
3 rurowy	82,20	114,2	+0,300	-0,598	+0,335	-1,280	-0,300	-1,610	+0,290	-1,105
5 rurowy	83,18	115,18	-0,190	-1,088	-0,155	-1,770	-0,790	-2,100	-0,200	-1,595
7 rurowy	84,06	116,06	-0,630	-1,528	-0,595	-2,210	-1,230	-2,540	-0,640	-1,595
			$z = 113,01$ mm		$z = 111,64$ mm		$z = 110,98$ mm		$z = 111,99$ mm	

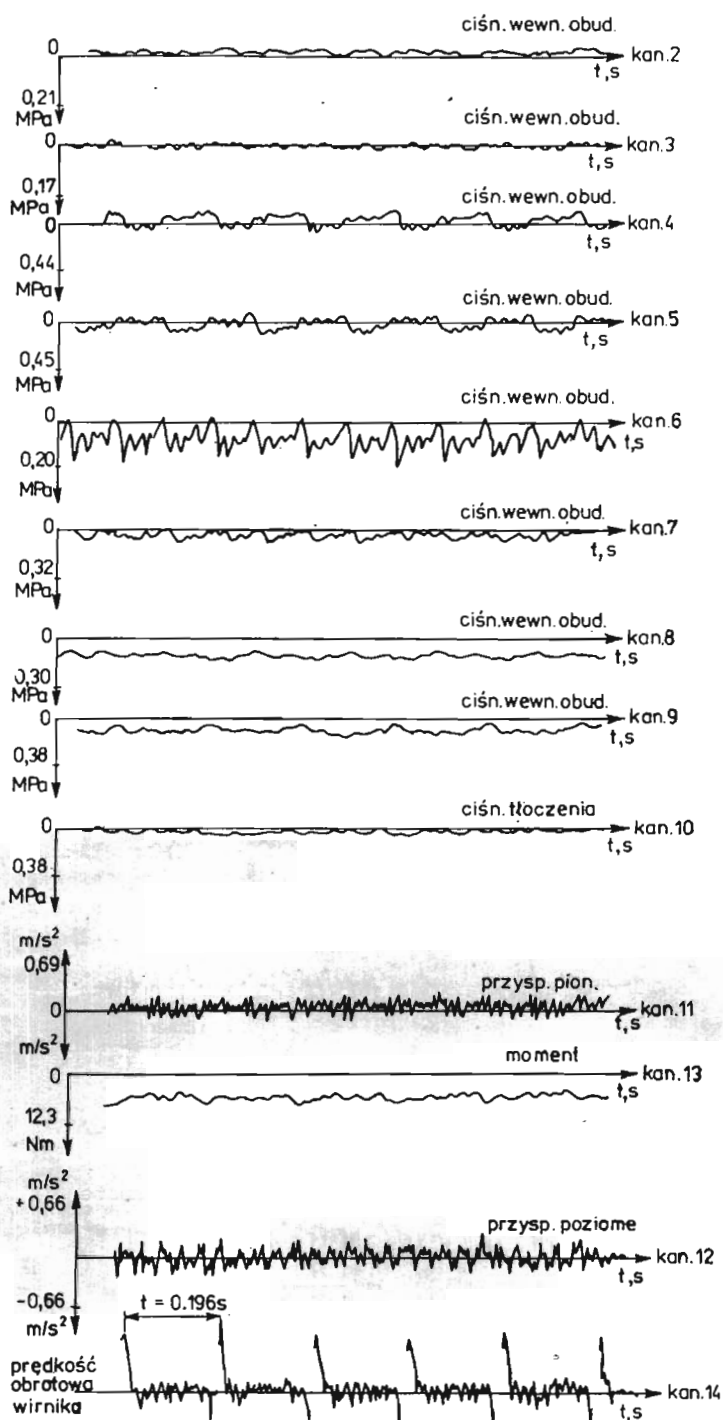
z — długość rzutu linii styku wirnika z obudową L , na oś wału pompy $z - z$,

luz δ_{01} — luz wzdłuż linii śrubowej styku,

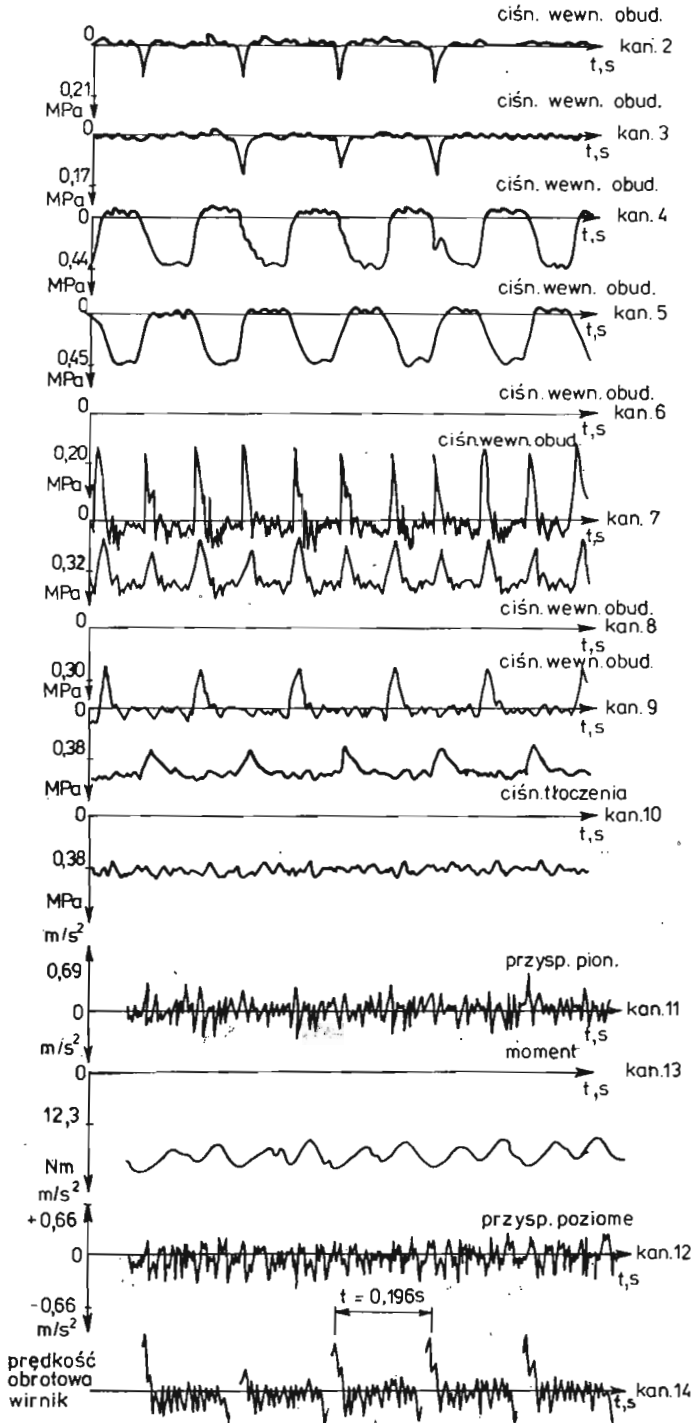
luz δ_{02} — luz wzdłuż linii promieniowej styku,

e — teoretyczna wartość mimośrodru,

PU2, PU4, PU5 — poliuretanowe tworzywo obudowy.



Rys. 4. Wykresy przebiegu badanych parametrów przy prędkości obrotowej wirnika $n = 29,31$ rad/s

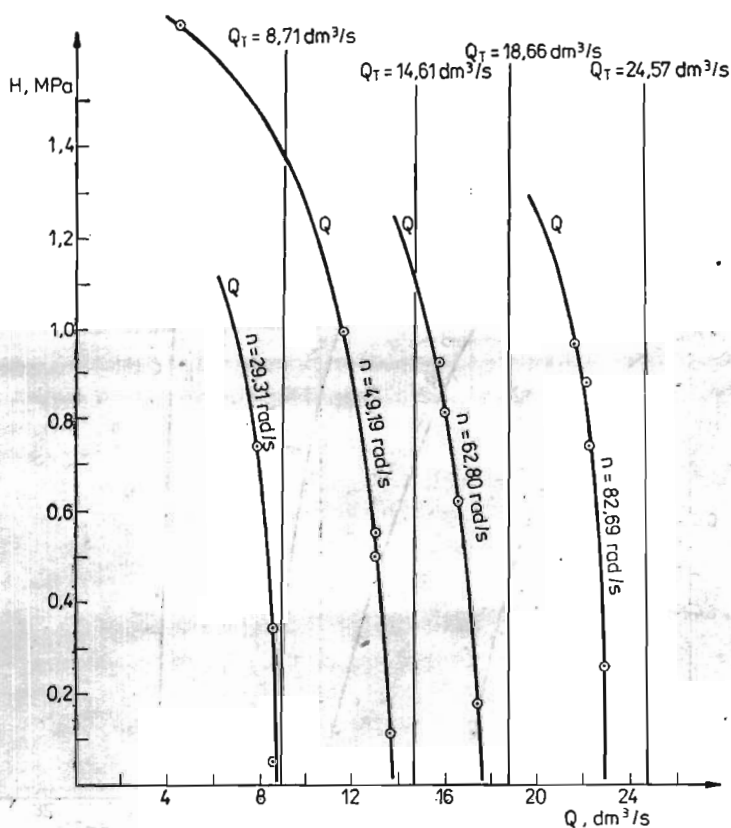


Rys. 5. Wykresy przebiegu badanych parametrów przy prędkości obrotowej wirnika $n = 29,31$ rad/s

Tabela 2. Wymiary mimośrodru e użyte do obliczenia Q_T

Wirnik	obudowa gumowa	obudowa z PU2	obudowa z PU4	obudowa z PU5
1 pełny	15,75	15,05	15,03	15,25
4 pełny	15,12	14,42	14,39	14,60
5 pełny	15,03	14,33	14,31	14,52
8 pełny	14,64	13,94	13,93	14,14
8 rurowy	15,84	15,14	15,12	15,33
1 rurowy	15,78	15,08	15,06	15,28
3 rurowy	15,25	14,55	14,54	14,74
5 rurowy	15,01	14,31	14,29	14,50
7 rurowy	14,79	14,09	14,07	14,29

Q_T — teoretyczne natężenie przepływu w pompie

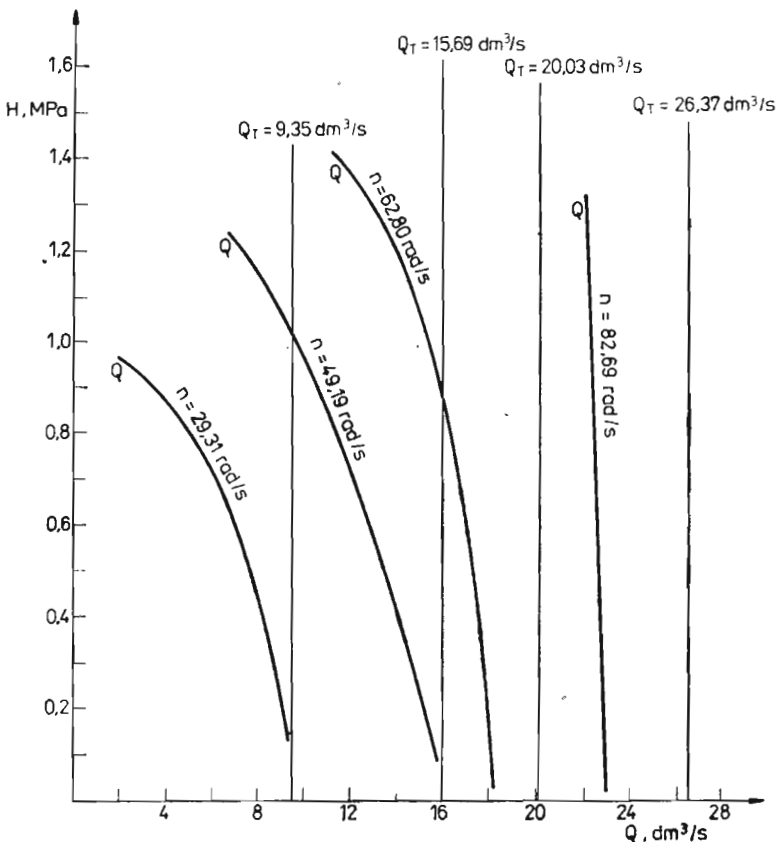


Rys. 6. Charakterystyka pompy dla różnych prędkości obrotowych wirnika. Obudowa 4 PU 75°ShA, wirnik 5 rurowy, $d = 83,18$ mm, Q_T — natęż. przepł. teoretyczne (dm^3/s), Q — natęż. przepł. zmierzone (dm^3/s), $n = 29,31; 49,19; 62,80; 82,69$ — wartości prędkości obrotowej wirnika (rad/s)

w czasie, wewnątrz poszczególnych komór pompy przy różnych wartościach zmiennych niezależnych (rys. 4 i 5).

Jednocześnie z wykresami ciśnienia wewnątrz komór pompy otrzymano wykresy nadciśnienia w rurociągu tłocznym, przyspieszenia obudowy pompy w osiach prostopadłych do osi pompy, momentu na wale pompy przy równoczesnej rejestracji prędkości obrotowej wirnika.

Wykresy przebiegów opisanych zmiennych (rys. 4 i 5) są odzwierciedleniem zapisu na taśmie oscylograficznej. Przebieg zmian natężenia wypływu z pompy w funkcji wysokości podnoszenia oraz prędkości obrotowej wału wirnika pokazano na wykresach (rys. 6 i 7). Na tych samych wykresach umieszczono wyniki obliczeń analitycznych w celu ich sprawdzenia i porównania z wynikami pomiarów. Interesujący jest wykres (rys. 9 i 10), na którym pokazano zależność wpływu względnej szczeliny śrubowej ($\delta_0/D_{\text{średnica wirnika}}$) na wartość względnych strat szczelinowych ($Q_{\text{stracone}}/Q_{\text{teoretyczne}}$).



Rys. 7. Charakterystyki pompy dla różnych prędkości obrotowych wirnika. Obudowa gumowa, wirnik 4 pełny, twardość 75°ShA, $d_r = 82,73$ mm, Q_T — natęż. przepł. teoretyczne (dm^3/s), Q — natęż. przepł. zmierzony (dm^3/s), $n = 92,31; 49,19; 62,80; 82,69$ — wartości prędkości obrotowej wirnika (rad/s)

5. Wyniki pomiarów i ich analiza

Wartość strat natężenia przepływu w pompie można obliczyć ze znanej zależności:

$$Q_{str} = Q_T - Q_{rz}, \quad (1)$$

gdzie:

Q_T — teoretyczne natężenie przepływu w pompie,

Q_{rz} — rzeczywiste (zmierzone) natężenie przepływu w pompie.

Teoretyczne natężenie przepływu oblicza się wg następującego wzoru:

$$Q_T = \frac{8eRTn}{60}, \quad (2)$$

gdzie: e — wartość mimośrod, m,

R — promień gwintu obudowy, m,

T — długość skoku gwintu obudowy, m,

n — prędkość obrotowa wirnika, rad/s,

przyjmując rzeczywiste wymiary części roboczych. Oznacza to, że dla każdego zestawu wirnik—obudowa, przy stałej wartości n , wartość Q_T będzie różna.

Przyjęcie do obliczenia Q_T wymiarów wirnika i obudowy, podanych na rysunku konstrukcyjnym, może spowodować błąd do 10% wartości Q_T .

Z analizy wyników pomiarów przedstawionych w postaci wykresów na (rys. 6 i 7) oraz (4 i 5) wynika, że:

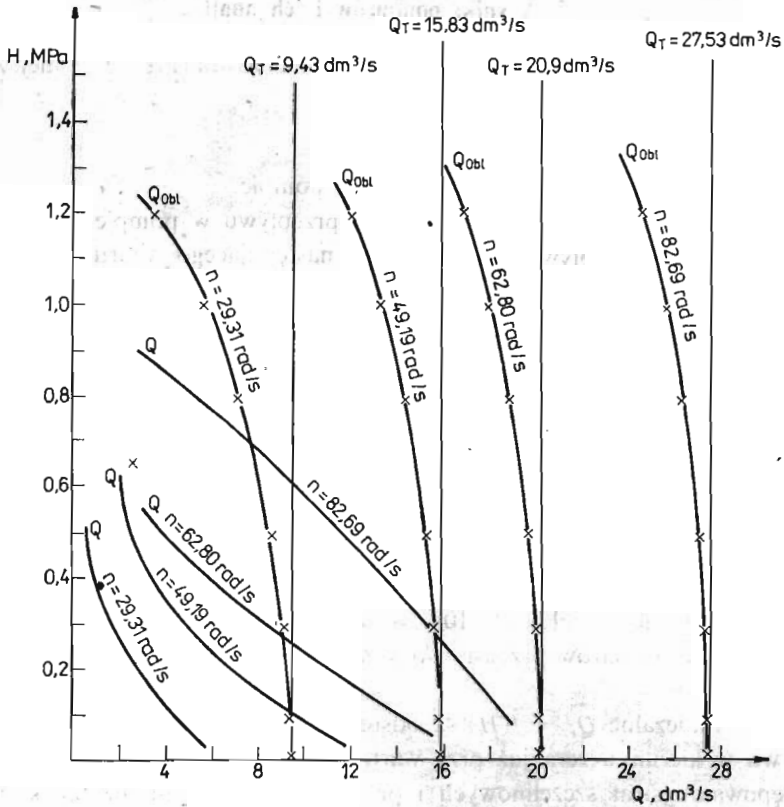
— krzywe doświadczalne $Q_{rz} = f(H)$ są odsunięte od wartości teoretycznych natężenia przepływu w kierunku zera już przy wartości ciśnienia $p = 0,06$ MPa. Świadczy to o występowaniu strat szczelinowych i przepływie zwrotnym między komorami już we wstępnej fazie pompowania. Przepływy zwrotne wynikają z przesunięcia fazowego przebiegów ciśnienia w poszczególnych komorach (rys. 5), drgań wymuszonych mimośrodowym ruchem wirnika względem obudowy (siły promieniowe bezwładności) o częstości własnej wynikającej z ruchu obrotowego wirnika oraz częstości harmonicznych mających swoje źródło w sprężystości tworzywa obudowy, wagi wirnika i zawieszenia obudowy.

(Drgania wynikające z ruchu łożysk nie mają zauważalnego wpływu na charakter przepływu).

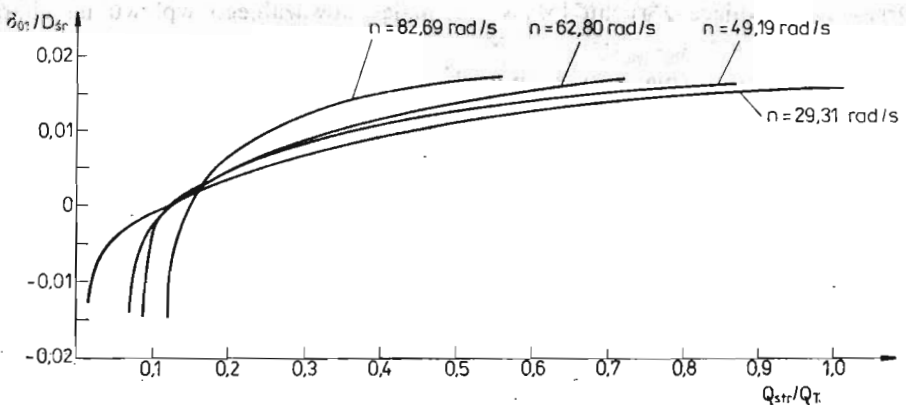
— W miarę wzrostu ciśnienia w komorach pompy wzrasta kąt nachylenia krzywych $Q_{rz} = f(H)$ (rys. 7 i 6), co oznacza zwiększanie się strat szczelinowych. Wartość strat szczelinowych jest funkcją szczeliny wstępnej δ_0 , która zależy od: ciśnienia cieczy, sił promieniowych wynikających z ruchu obrotowego wirnika i przesunięcia osiowego wirnika względem obudowy wynikającego z różnicy ciśnień między przestrzenią ssawną a tłoczną. Znacznie wzrastają amplitudy drgań i ciśnienia cieczy (rys. 6), co ma również wpływ na przepływy zwrotne.

— Wzrost prędkości obrotowej wirnika (rys. 7 i 6) powoduje przesunięcie charakterystyk $Q_{rz} = f(H)$ w kierunku zera od krzywych teoretycznych $Q_T = f(H)$, natomiast stosunek Q_{str}/Q_T podlega niewielkim wahaniom i można go przyjąć jako stałoprocentowy.

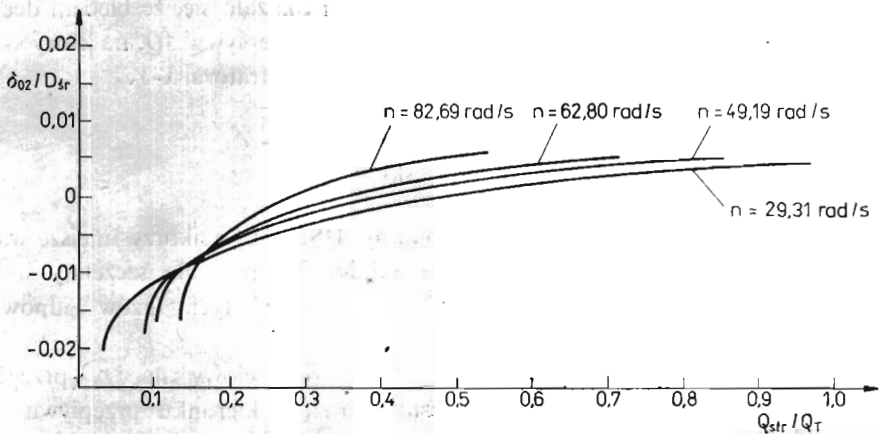
— Wpływ wymiarów geometrycznych wirnika i obudowy, a więc pośrednio szczeliny



Rys. 8. Charakterystyki pompy dla różnych prędkości obrotowych wirnika. Obudowa gumowa, wirnik 1 rurowy, twardość 71°ShA , $d_r = 80,1 \text{ mm}$, Q_T — natęż. przepł. teoretyczne (dm^3/s), Q — natęż. przepł. zmierzone (dm^3/s), Q_{obt} — natęż. przepł. uzyskane z obliczeń (dm^3/s), $n = 29,31; 49,19; 62,80; 82,69$ — wartości prędkości obrotowej wirnika (rad/s)



Rys. 9. Wpływ względnej szczeliny śrubowej (δ_{01}/D_{sr} wirnika) na wielkość względnych strat szczelinowych (Q_{str}/Q_T) przy ciśnieniu w komorze tłocznej $p = 0,4 \text{ MPa}$



Rys. 10. Wpływ względnej szczeliny promieniowej (δ_{02}/D_{sr}) na wielkość względnych strat szczelinowych (Q_{str}/Q_T) przy ciśnieniu w komorze tłocznej $p = 0,4$ MPa

wstępnej na straty szczelinowe wynika z charakteru przepływów w szczelinach (wzory 31 i 32 w pracy [6]). Wzrost wymiarów wstępnych szczeliny powoduje zmianę charakteru przepływu zwrotnego z laminarnego na burzliwy i przesunięcie charakterystyki $Q_{rz} = f(H)$ w kierunku zera od krzywej teoretycznej $Q_T = f(H)$ (rys. 8) oraz szybki wzrost wartości strat szczelinowych (rys. 9 i 10).

- Twardość tworzywa obudowy ma wpływ na pochylenie charakterystyk $Q = f(H)$. Twardość tworzywa w badanych obudowach zmieniała się od 70°ShA do 90°ShA . Wzrost twardości powoduje zmniejszenie szybkości wzrostu Q_{str} , a więc i kąta nachylenia $Q_{rz} = f(H)$. Wynika to z faktu, że wysokość szczeliny jest liniowo i odwrotnie proporcjonalnie zależna od twardości tworzywa obudowy.
- Masa wirnika nie ma zasadniczego wpływu (do 10% zmiany Q_{str} , przy stosunku mas wirników $\frac{M1}{M2} = 0,54$). Funkcją zmiany masy wirnika jest wartość promieniowej siły bezwładności.
- Istnieje geometryczne podobieństwo przebiegów dynamicznych ciśnienia i przyspieszenia masy obudowy (rys. 4 i 5). Wynika ono z warunków wymuszania ruchu i tej samej wielkości wejściowej obydwóch przebiegów jaką jest prędkość obrotowa wału wirnika. Z podobieństwa można przez analogię wywnioskować, że zarówno podstawowe, jak i harmoniczne częstotliwości drgań mierzone na obudowie pompy mają swoje odpowiedniki w pulsacji cieczy w komorach i szczelinach. Analiza harmoniczna przebiegów drgań umożliwiła znalezienie częstotliwości i amplitudy poszczególnych harmonicznych.
- Błędy toru pomiarowego części hydraulicznej i mechanicznej zostały obliczone metodą różniczki zupełnej.

Przykładowo obliczono, że dla zestawu wirnik 5 rurowy i obudowa z wkładką gumową błąd względny pomiaru wynosił 7,7%. W celu wyeliminowania zbyt małych wartości

błędów zastosowano kryterium błędów znikomych i okazało się, że błędem decydującym o wyniku pomiaru jest błąd pomiaru natężenia przepływu ΔQ , na który składają się błędy kryzy pomiarowej, przetwornika $\Delta P/J$ i rejestratora $X-Y$.

6. Wnioski

1. Z analizy wyników badań wynika, że dla pompy HSP-100 najkorzystniejsze wartości luzów wstępnych są zawarte w granicach: $+0,05$ do $-0,2$ mm dla szczeliny śrubowej i $1,0$ do $-1,0$ mm dla szczeliny pierścieniowej. Wartości tych luzów odpowiadają optymalnym warunkom pracy pompy.
2. Przepływy zwrotne w szczelinach mają charakter przejściowy między przepływem laminarnym a burzliwym z tendencją przesuwania się w kierunku przepływu burzliwego w miarę wzrostu ciśnienia.
3. Korzystnym rozwiązaniem konstrukcyjnym, ze względu na początkowy wymiar wysokości szczeliny, jest pompa z obudową zaciskaną w miarę jej zużycia. Umożliwia to utrzymywanie stałej wysokości szczeliny wstępnej.
4. Duże wartości siły wymuszającej drgania powodują, że zawieszenie pompy musi mieć dużą sztywność (rzędu $11,3 \cdot 10^6$ N/m w kierunku pionowym i $38,3 \cdot 10^5$ N/m w kierunku poziomym).
5. Tworzywo obudowy pompy powinno mieć twardość w granicach 88°ShA. Jest to warunek, aby straty szczelinowe wzrastały liniowo w granicach 0,0 do 0,8 MPa przy kącie odchylenia charakterystyki $Q_{rz} = f(H)$ od $Q_T = f(H)$ nie większym niż 5°.
6. Zastosowanie pompy z wałem napędowym sprężystym w miejsce przegubowego powoduje pięciokrotne wydłużenie czasu bezawaryjnej pracy pompy i zwiększenie sprawności o około 10%.
7. Wyniki pomiarów pozwoliły na potwierdzenie badań teoretycznych, a dzięki temu uzyskanie modelu matematycznego pompy jednośrubowej umożliwiającego jej zaprojektowanie.

Literatura

1. M. AFTARCZUK, A. EYMONTT, *Badania pompy do gnojowicy typu HSP-100*, Wrocław—Barzkowice A. R. Wrocław 1980.
2. Д. Ф. БАЛДЕНКО, М. БИДМАН, *Витковые наносы*, Машиностроение, Москва 1982
3. W. M. CARSON, W. M. MILLER, *Performance characteristics of manure slurry pumps*, Michigan Trans. of ASAE Vol. 21 No 5, 1978
4. Cz. CEMPEL, *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, Warszawa, WNT, 1982
5. A. EYMONTT, *Zalecenia i wytyczne do projektowania i budowy pomp jednośrubowych*, Warszawa, IBMER, symbol dok. XI/353, 1982
6. GOLIŃSKI, *Wibroizolacja maszyn i urządzeń*, Warszawa, WNT, 1981
7. M. AFTARCZUK, A. EYMONTT, *Badania teoretyczne i doświadczalne pomp śrubowych z jednym wirnikiem w postaci jednozwojowej śruby o falistym zarysie gwintu*, Warszawa, IBMER, 1985
8. П. ГОНЧАРОВ, *Распределение деформации от натяга в эластичной обойме обновитного насоса*, Машины и нефтяное оборудование, 1970
9. F. W. HAMELBERG, *Läuferkräfte bei Schraubepumpen*, Hannover. Diss. Techn. Hochschule 1966.

10. А. В. КРЫЛОВ, *Одновинтовые насосы*, Гостоптехиздат, Москва 1962
11. R. ŁACZKOWSKI, *Wibroakustyka maszyn i urzǎdzeń*, Warszawa, WNT, 1983.
12. Z. PARSZEWSKI, *Drgania i dynamika maszyn*; Warszawa, WNT, 1982.
13. E. J. TSCHIRKY, *New developments in Down-Hole Motors for improved drilling performance*, Denver SPE-AIME 52-nd Annual Fall Techn. Conf. and Exhib. 1977.
14. ZARZYCKI, *Osiǎgnięcia krajowe w konstrukcji i budowie pomp odwadniających kopalnie węgla*, ZN Politechnika Ślǎska. Energetyka, nr 27, Gliwice 1968.
15. Materiały reklamowe, *Information über Exzenterschnecken-pumpen*, Firma Bornemann RFN.
16. Materiały reklamowe, *Roll-schneckenpumpen*, Firma Femmechanika KSZ.
17. Materiały reklamowe, *Mohn-pumpen*, Firma NETZSCH RFN.
18. Materiały reklamowe, *Pumpen der baureihe SNP*, Firma Seeberger RFN.

Резюме

ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОВИНТОВЫХ НАСОСОВ

В последнее время в ИБМЭР в Варшаве и в Мепрозет в Бжеге исследовались одновинтовые насосы HSP-100. В результате оценки этих насосов констатировался предварительный износ следующих деталей: корпуса, ротора, ведущего вала, уплотнения итп. Было принято решение, чтобы измерить потери расхода через зазор между ротором и корпусом и колебания насоса. Авторы измерили часовой расход в насосах, высоты зазора между ротором и корпусом, момент на валу насоса, величину давления в насосных камерах и колебания корпуса. Как рабочая жидкость для исследований была использована вода.

Во время измерений авторы изменяли величину скорости вращения ротора, размеры ротора и корпуса, массу элементов, твёрдость материала корпуса, разность давлений между всасывающей и нагнетательной камерами.

В итоге анализа результатов измерений авторы пришли к следующим выводам:

- оптимальная величина предварительного зазора в насосе HSP-100 для винтового зазора — $+0,05$ до $-0,2$ мм, для кольцевого зазора — $+1,0$ до $-1,0$ мм,
- в случае возвратных течений в зазорах переходный характер между ламинарным и турбулентным течениями, с тенденцией продвигаться к турбулентному течению по мере роста давления,
- полезным конструкционным решением является насос с корпусом зажимающимся по мере его износа,
- авторы отметили геометрическое подобие хода изменений давления и колебаний (рис. 4 и 5),
- по поводу больших значений силы возмущающей колебания, необходима большая жесткость подвески насоса (ряда $11,3^6 \cdot 10^5$ Н/м по вертикальному направлению и $38,3^6 \cdot 10^5$ Н/м по горизонтальному направлению),
- твёрдость материала корпуса должна заключаться в границах 88^0 ShA, это условие для лицейного роста потерь через зазор в границах 0,0 до 0,8 МПа, при значении угла отклонения характеристики $Q_{rz} = f(H)$ от $Q_T = f(H)$ не больше 5%,
- применение насоса с упругим ведущим валом вместо шарнирного вызывает пятикратное удлинение времени безаварийной работы насоса и увеличение коэффициента полезного действия насоса на около 10%.

Summary

INVESTIGATION OF ONE-SCREW PUMPS

In recent years in IBMER in Warsaw and in Meprozet in Brzeg one-screw pumps HSP-100 were tested. Evaluation of these pumps showed us, that prematurely worn out parts were as follows: case.

rotor, shaft, bearings etc. It was decided to measure head losses in slots and vibrations of these pumps, The authors measured flow rate in pumps, height of a slot between rotor and stator, momentum of the pump rotor, value of pressure in the pump chamber, vibration of the stator. Water was used as fluid. During the measurements the authors were changing rotations of rotor, dimensions of rotor and stator, masses of elements, hardness of stator's rubber, difference of pressure between suction and pression chambers.

From the analysis of the results of measurements we have drawn the following conclusions:

- for HSP-100 pump the optimum values of preliminary slots are in the range $+0,05$ mm to $-0,2$ mm for a screw slot and $+1,0$ mm to $-1,0$ mm for a ringe slot,
- head losses in slots have transient character between laminar and turbulent flow with increasing tendency to turbulent flow when the pressure in pump increases,
- a good solution is a pump tightended with case it rotor and stator are wearn out,
- the authors observed geometrical similarity of the dynamical process of pressure and case's vibrations (fig. 4. and 5),
- for great values of vibrating forces, the suspension of a pump must have approxim. rigidity of $11,3 \cdot 10^6$ N/m to vertical direction and $38,3 \cdot 10^5$ N/m to horizontal direction,
- case's rubber must have hardness approx. of 88° ShA. This is the condition in the case when the losses in slots increase linearly for the angle between characteristics $Q_{rz} = f(H)$ and $Q_T = f(H)$ smaller than 5° ,
- the use of a pump with elastic shaft instead of the jointed shaft increases the life time of the pump five times besides the efficiency increases 10%.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 26 stycznia 1988 roku.