

Maciej SZEWCZYK, Tadeusz TYRLIK

## MOŻLIWOŚĆ WYELIMINOWANIA PULSACJI W POMPACH I SILNIKACH WYPOROWYCH ŁOPATKOWYCH

**Streszczenie.** Źródłem hałasu w urządzeniach hydraulicznych są w głównym stopniu pulsacje wydajności pomp. W artykule wskazano na możliwość zbudowania pompy krzywkowo-łopatkowej o skorygowanym zarysie wirników, której wydajność teoretycznie jest stała. Opracowano teoretyczne podstawy korekcji oraz podano sposób praktycznego stosowania metody przy projektowaniu pomp i silników krzywkowo-łopatkowych.

### 1. WPROWADZENIE

Główną przyczyną powstawania hałasu w układach hydraulicznych jest pulsacja wydajności pompy. W wielu typach pomp jest ona nieunikniona, gdyż wynika z samej zasady pracy urządzenia.

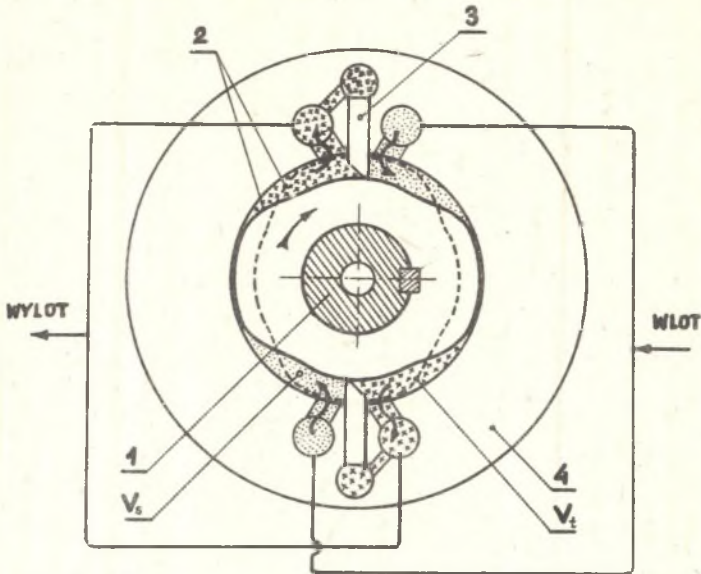
Zgodnie z ogólnością tendencją do obniżania poziomu hałasu, urządzeń przemysłowych pojawiły się ostatnio konstrukcje pomp i silników hydraulicznych łopatkowych, w których zastosowano wirnik o zewnętrznym zarysie krzywoliniowym, umieszczając łopatki w nieruchomym korpusie (pompa wyporowa, krzywkowo-łopatkowa). Prowadzone w Instytucie Budowy Maszyn prace badawczo-konstrukcyjne, których celem jest wdrożenie do produkcji przemysłowej własnych opracowań w tym zakresie, są daleko zaawansowane.

W chwili obecnej dokonuje się wszechstronnych badań eksploatacyjnych prototypów pomp dwustrumieniowych o wydajnościach 17 i 35 [m<sup>3</sup>/obr.]. Zasadniczą zaletą wyporowych pomp krzywkowo-łopatkowych (PKŁ) jest stosunkowo niski poziom hałasu (< 70 dB(A)) emitowany w otoczeniu, przy znacznych, jak dla pomp łopatkowych, osiągniętych ciśnieniach 21 [MPa][3].

Przytoczone poniżej rozważania teoretyczne pozwalają stwierdzić, że istnieje możliwość wykonania PKŁ o stałej wydajności na 1 obrót wału, tj. pompy bezpulsacyjnej. Zbudowany wg podobnych zasad silnik wyporowy; krzywkowo-łopatkowy (SKŁ) może posiadać stały moment w zakresie pełnego obrotu wału, co zapewni mu płynność ruchu, a co jest bardzo trudne do osiągnięcia w stosowanych typach silników.

### 2. ZASADA PRACY POMPY (SILNIKA)

Zasada pracy urządzenia jest ogólnie znana, przedstawia ją schematycznie rysunek 1. Na wale 1 pompy (silnika) osadzone są dwa wirniki 2 o zewnętrznym zarysie krzywoliniowym.



Rys. 1. Zasada pracy pompy krzywkowo-łopatkowej

Obydwa wirniki są usytuowane na wale w płaszczyznach kątowno przestawionych względem siebie. Współpracujące z każdym wirnikiem dwie łopatki 3 usytuowane są w nieruchomym korpusie 4, oddzielając przestrzeń ssawną (DO-PLYW) od tłocznej (WYPLYW).

Podczas obrotu wału pompy następuje powiększenie się objętości  $V_s$  i zmniejszenie objętości  $V_t$ , które są połączone odpowiednio z kanałami ssawnym i tłocznym.

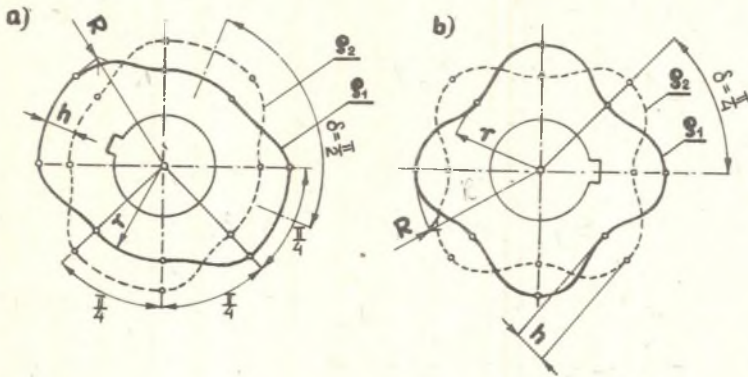
Podczas pracy maszyny jako silnik, ciśnienie wyższe podaje się przez kanał połączony z "WYPLYWEM" a kierunek obrotu wału silnika jest przeciwny.

### 3. KSZTAŁT I ZARYS WIRNIKA POMPY (SILNIKA)

W budowie pomp i silników waporowych, krzywkowo-łopatkowych stosować można dwa typy wirników, gwarantujące poprawną pracę urządzenia:

- typ "a" o zarysie kołowo-krzywoliniowym (rys. 2a),
- typ "b" o zarysie ośkowiecie krzywoliniowym (rys. 2b).

Zarys zewnętrzny wirnika typu "a" tworzą dwa łuki o promieniu  $R$  oraz dwa łuki o promieniu  $r$ , oparte na kątach środkowych  $\frac{\pi}{4}$ . Łuki te połączone są odcinkami o zarysach krzywoliniowych  $\mathcal{C}_1$  i  $\mathcal{C}_2$ . Na pełny zarys wirnika typu "b" składa się 8 odcinków krzywoliniowych  $\mathcal{C}_1$  i  $\mathcal{C}_2$  opartych na kątach środkowych  $\frac{\pi}{4}$ .



Rys. 2. Budowa wirników

a - o zarysie kołowo-krzywoliniowym, b - o zarysie całkowicie krzywoliniowym

Podczas współpracy łopatek z zarysem kołowym wirników suma wydajności z dwóch wirników jest stała. Byłoby pożądane, aby podczas współpracy łopatek z krzywoliniowymi zarysami wirników chwilowa wydajność była także niezmienna.

W opracowaniach własnych zastosowano zarysy, które da się opisać stosunkowo prostymi równaniami (rys. 3):

1) w postaci funkcji "cosinus"

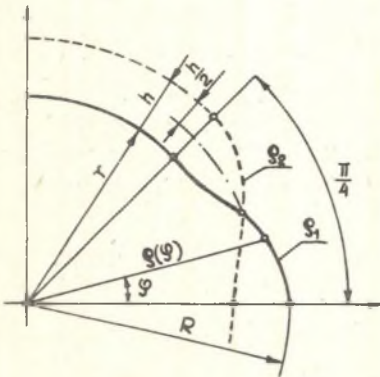
$$\begin{aligned} Q_1 &= R - \frac{h}{2} (1 - \cos 4\varphi); \\ Q_2 &= R - \frac{h}{2} (1 + \cos 4\varphi) \end{aligned} \quad (1)$$

2) w postaci funkcji "sinus"

$$\begin{aligned} Q_1 &= R - \frac{h}{2\pi} (8 - \sin 8\varphi); \\ Q_2 &= R - h + \frac{h}{2\pi} (8\varphi - \sin 8\varphi), \end{aligned} \quad (2)$$

przy czym:

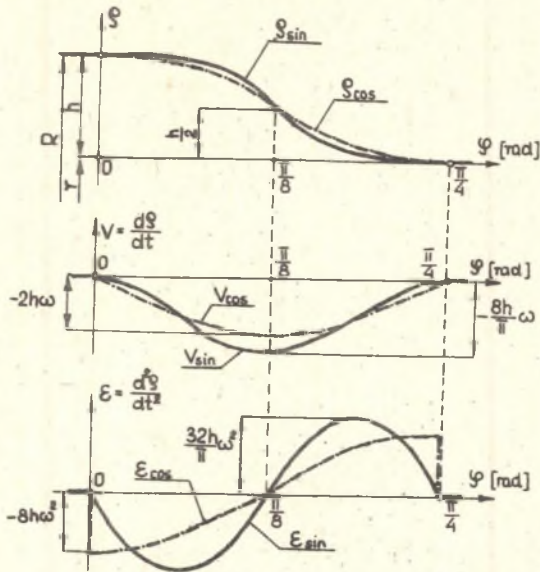
$$0 \leq \varphi < \frac{\pi}{4}.$$



Rys. 3. Krzywoliniowa część zarysu wirnika we współrzędnych biegunowych

Na rysunku 4a pokazano przebiegi funkcji  $Q_1$  typu "cosinus" ( $Q_{cos}$ ) i typu "sinus" ( $Q_{sin}$ ) oraz ich pochodne czasowe (rys. 4b i c) w przedziale kątowym  $0 - \frac{\pi}{4}$ . Na podstawie wykresu można stwierdzić, że pod względem dynamicznym korzystniejszy dla wirników typu "a" będzie zarys "sinus", natomiast dla wirników typu "b" - zarys "cosinus".





Rys. 4. Kinetyczne własności zarysu krzywoliniowego wirników:  
 a - przebieg promienia - wektora  $Q$ , b - przebieg prędkości  $\frac{dQ}{dt}$ , c - przyspieszenie  $\frac{d^2Q}{dt^2}$

#### 4. WYDAJNOŚĆ I PULSACJA WYDAJNOŚCI, MOMENT I PULSACJA MOMENTU

Przy stałej prędkości obrotowej  $n$  wału pompy i niezmiennym ciśnieniu  $p$  wydajność pompy  $Q$ , a także moment  $M$  osiągany przez silnik hydrauliczny są usależnione od chłonności jednostkowej  $q$  [ $\text{dm}^3/\text{obr}$ ]. Zachowanie zmiennej wartości  $q$  w funkcji pełnego kąta obrotu wału pompy lub silnika gwarantuje osiągnięcie stałych wartości  $Q$  i  $M$ .

Dla pomp (silników) wyporowych, krzywkowo-łopatkowych, przy współpracy łopatek z zarysami krzywoliniowymi, funkcja wydajności pompy lub przepustowości silnika wyraża się zależnością:

$$q(\varphi) = 2\pi B n [2R^2 - Q_1^2(\varphi) - Q_2^2(\varphi)], \quad (3)$$

lub:

$$q = \frac{Q(\varphi)}{n} = 2\pi B [2R^2 - Q_1^2(\varphi) - Q_2^2(\varphi)]. \quad (3a)$$

Nietrudno udowodnić, że przebieg wydajności pompy będzie zmienny w przedziale kąta  $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{4}$ , przy czym maksimum wydajności przypada dla kąta  $\varphi = \frac{\pi}{8}$ . Bez względu na rodzaj zastosowanych krzywych ("sinus" czy "cosinus") największa wydajność wyniesie:

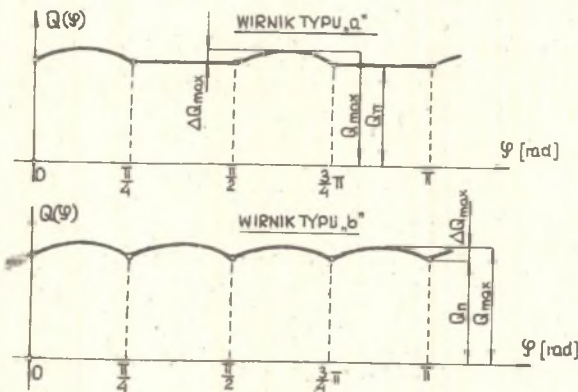
$$Q_{\max} = Q(\varphi = \frac{\pi}{8}) = 4\pi Bnh (R - \frac{h}{4}), \quad (4)$$

natomiast na granicach przedziału wydajność osiągnie wartość nominalną:

$$Q_n = Q(\varphi = 0) = Q(\varphi = \frac{\pi}{4}) = 4 Bnh(R - \frac{h}{2}). \quad (5)$$

Przebieg wydajności pompy w funkcji kąta  $\varphi$  dla wirników typu "a" i "b" pokazano na rysunku 5. Funkcję pulsacji wydajności pompy określić można jako:

$$\Delta Q(\varphi) = Q(\varphi) - Q_n = 4\pi Bn [R^2 - \frac{1}{2} Q_1^2 - \frac{1}{2} Q_2^2 - h(R - \frac{h}{2})]. \quad (6)$$



Rys. 5. Przebieg wydajności pompy w funkcji kąta obrotu:

1 - z wirnikiem typu "a", 2 - z wirnikiem typu "b"

Amplituda pulsacji jest identyczna dla zarysów "sinus" i "cosinus" i wynosi:

$$\Delta Q_{\max} = Q_{\max} - Q_n = \pi Bh^2 n. \quad (7)$$

Pulsację wydajności można również przedstawić za pomocą współczynnika bezwymiarowego:

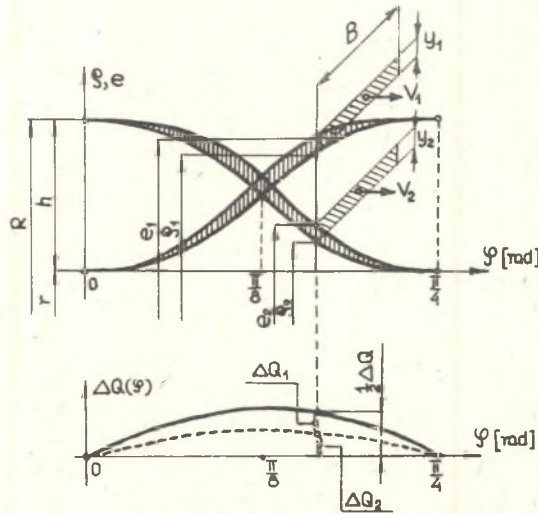
$$\delta_Q = \frac{\Delta Q_{\max}}{Q_n} = \frac{\frac{h}{R}}{4 - 2 \frac{h}{R}} \cdot 100 [\%]. \quad (8)$$

W praktyce dla wyporowych pomp krzywkowo-łopatkowych stosunek  $\frac{h}{R}$  osiąga wartości mniejsze od  $\frac{1}{8}$ , mimo to pulsacja wydajności przekracza 3,3%.

## 5. KOREAKCJA ZARYSU WIRNIKA. POMPA BEZPULSACYJNA

Funkcja pulsacji pompy, określona równaniem (6), posiada w całym przedziale  $0 - \frac{\pi}{4}$  znak dodatni. Aby skompensować nadwyżkę wydajności, należy do istniejących funkcji  $Q_1(\varphi)$  oraz  $Q_2(\varphi)$  (rys. 6) dodać takie funkcje korekcyjne  $y_1(\varphi)$  oraz  $y_2(\varphi)$ , które pomniejszą wydajność pompy o wartości nadwyżki. Dla jednej pary łopatek napisać można następujące równanie:

$$\frac{1}{2} \Delta Q(\varphi) = B\omega \left[ y_1 \left( Q_1 + \frac{y_1}{2} \right) + y_2 \left( Q_2 + \frac{y_2}{2} \right) \right]. \quad (9)$$



Rys. 6. Zasada korekcji zarysu wirników w celu wyeliminowania pulsacji

Jest to zasadnicze równanie korekcji, w którym składniki  $y_1(\varphi)$  i  $y_2(\varphi)$  są poszukiwanymi funkcjami korekcji zarysu.

Aby rozwiązać równanie (9) należy spreycyzować dodatkowe założenia.

Do praktycznej realizacji przyjęto dwa takie warunki; a mianowicie:

- 1) równomierny podział wartości funkcji  $y_1$  i  $y_2$  w rozpatrywanym przedziale na obydwa zarysy zasadnicze, tzn.:

$$y_1 = y_2 = y.$$

Równanie korekcji przyjmie wówczas postać:

$$\frac{1}{2} \Delta Q(\varphi) = B\omega y (Q_1 + Q_2 + y) \quad (10)$$

lub po przekształceniu:

$$y^2 + (\zeta_1 + \zeta_2)y - \frac{\Delta Q(\varphi)}{4\pi Bn} = 0; \quad (10a)$$

2) skompensowanie przez każdą funkcję korekcyjną oświetlonej części nadwyżki całkowitej pompy  $\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \frac{1}{4} \Delta Q(\varphi)$ .

Równanie korekcyjnej dla tego założenia można napisać w postaci:

$$\frac{1}{4} \Delta Q(\varphi) = y_1 (\zeta_1 + \frac{1}{2} y_1) B \omega = y_2 (\zeta_2 + \frac{1}{2} y_2) B \quad (11)$$

lub po przekształceniach:

$$y_{1,2}^2 + 2\zeta_{1,2} y_{1,2} - \frac{\Delta Q(\varphi)}{4\pi Bn} = 0. \quad (11a)$$

Poszukiwane funkcje skorygowane wyznaczyć można z rysunku 6 jako:

$$e_1 = \zeta_1 + y_1 \quad \text{oraz} \quad e_2 = \zeta_2 + y_2 \quad (12)$$

Ad 1. Rozwiązując równanie kwadratowe (10a) i wyznaczając jego dodatni pierwiastek otrzymamy funkcję korekcyjną:

$$y = -\frac{1}{2} (\zeta_1 + \zeta_2) + \frac{1}{2} \sqrt{(\zeta_1 + \zeta_2)^2 + 4 \left[ R^2 - \frac{1}{2} (\zeta_1^2 + \zeta_2^2) - h \left( R - \frac{h}{2} \right) \right]}, \quad (13)$$

natomiast poszukiwane zarysy skorygowane będzie można wyznaczyć w oparciu o równania:

$$e_1 = \frac{1}{2} (\zeta_1 - \zeta_2) + \frac{1}{2} \sqrt{2 \left[ R^2 + (R-h)^2 \right] - (\zeta_1 - \zeta_2)^2}, \quad (14)$$

$$e_2 = -\frac{1}{2} (\zeta_1 - \zeta_2) + \frac{1}{2} \sqrt{2 \left[ R^2 + (R-h)^2 \right] - (\zeta_1 - \zeta_2)^2}, \quad (14a)$$

Ad 2. Analogicznie jak wyżej, rozwiązując układ równań (11a), otrzymamy:

$$y_{1,2} = -\zeta_{1,2} \pm \sqrt{4\zeta_{1,2}^2 + \frac{\Delta Q(\varphi)}{\pi Bn}} \quad (15)$$

oraz funkcje skorygowane:

$$e_1 = \sqrt{R^2 + \frac{1}{2} (\zeta_1^2 - \zeta_2^2) - h \left( R - \frac{h}{2} \right)}, \quad (16)$$

$$e_2 = \sqrt{R^2 - \frac{1}{2} (\zeta_1^2 - \zeta_2^2) - h \left( R - \frac{h}{2} \right)}. \quad (16a)$$

W oparciu o wzory (14) i (14a) oraz (16) i (16a), dla przyjętych jako podstawowe zarysów  $\zeta_1$  i  $\zeta_2$ , określonych równaniami (1) i (2), zestawiono w tablicy I równania krzywych korygowanych. Pompa wyposażona w wirniki za-



projektowane wg krzywych skorygowanych  $e_1$  i  $e_2$  teoretycznie osiągać będzie stałą wydajność, a silnik stały moment na 1 obrót wału.

Tablica I

Zestawienie równań dla zarysów skorygowanych

Funkcja zarysów podstawowych		Funkcja zarysów skorygowanych	
		wg zalczenia	
		$y_1 = y_2 = y$	$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \frac{1}{4} \Delta Q(\varphi)$
cosinus	$Q_1 = R - \frac{h}{2}(1 - \cos 4\varphi)$	$e_1 = \frac{h}{2} \cos 4\varphi + \sqrt{R^2 - h(R - \frac{h}{2}) - \frac{h^2}{4} \cos^2 4\varphi}$	$e_1 = \sqrt{R^2 - h(R - \frac{h}{2})(1 - \cos 4\varphi)}$
	$Q_2 = R - \frac{h}{2}(1 + \cos 4\varphi)$	$e_2 = -\frac{h}{2} \cos 4\varphi + \sqrt{R^2 - h(R - \frac{h}{2}) - \frac{h^2}{4} \cos^2 4\varphi}$	$e_2 = \sqrt{R^2 - h(R - \frac{h}{2})(1 + \cos 4\varphi)}$
sinus	$Q_1 = R - Ah^x$	$e_1 = \frac{h}{2}(1 - 2A) + \frac{1}{2} \sqrt{2[R^2 + (R-h)^2] - h^2(1-2A)^2}$	$e_1 = \sqrt{R^2 - 2h(R - \frac{h}{2})A}$
	$Q_2 = R - h(1-A)$	$e_2 = -\frac{h}{2}(1-2A) + \dots$	$e_2 = \sqrt{R^2 - 2h(R - \frac{h}{2})(1-A)}$

x)

$$A = \frac{1}{2\pi} (8\varphi - \sin 8\varphi)$$

Krzywe skorygowane  $e_1$  i  $e_2$  pozostają symetryczne względem płaszczyzny  $\varphi = \frac{\pi}{8}$ , co posiada niemalże znaczenie przy wykonawstwie. W praktyce wystarczy bowiem ukształtować jeden zarys, np. według krzywej  $e_1$ , a następnie odwzorować drugi jako lustrzane odbicie pierwszego. Korekta zarysu nie wywiera również istotnego wpływu na własności dynamiczne współpracującej pary wirnik-łopatka.

## 6. PODSUMOWANIE

Zastosowanie wirników korygowanych w prototypowych egzemplarzach pomp dało pozytywne rezultaty. W znacznym stopniu obniżyła się pulsacja wydajności, aczkolwiek nie wyeliminowano jej całkowicie. Pomiarzy dokonane na próbnym egzemplarzach pomp prototypowych w Instytucie wykazały występowanie niewielkiej pulsacji, której amplituda nie przekraczała 1%. Pulsacja ta wynika z niedoskonałości odwzorowania zarysu krzywych, występującej mimośrodowości wirników, a przede wszystkim ze ściśliwości oleju.

Przy obecnym stanie techniki wytwarzania dokładne odwzorowanie zarysu wirników wg określonych funkcji nie powinno nastęrczać większych trudności. Istnieją realne szanse, że przy sumarycznym błędzie odwzorowania zarysu mniejszym od  $10[\mu\text{m}]$  możliwe będzie ograniczenie pulsacji do wartości mniejszej od 0,5%.



Omówiona w artykule metoda korekcyjnego zarysu wirników jest w równym stopniu przeznaczona do wykorzystania w budowie pomp jak i silników hydraulicznych, w których zmniejszenie pulsacji momentu jest zagadnieniem równie ważnym i pożądanym.

#### LITERATURA

- [1] ZAJCZENKO I.Z., MYSZLEWSKI L.M.: *Пластинчатые насосы и гидромоторы*, Izdatielstwo "Maszynostrojenie", Moskwa 1970.
- [2] Praca zbiorowa: *Bauelemente der Olhydraulik*, Taschenbuch 3, Krauskopf Verlag, Mainz, 1974.
- [3] Katalogi i prospekty firm: SKUER-DERI (RFN) i ORSTA (NRD).

#### ВОЗМОЖНОСТЬ УСТРАНЕНИЯ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА В ВЫШЕРУЩИХ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ И ДВИГАТЕЛЯХ

#### Резюме

Историческом кума в гидравлическом оборудовании является главным образом пульсирующий поток, т.е. циклическая частота производительности насосов. В статье указывается возможность построения кулачкового пластинчатого насоса с скорректированными контурами рабочих колес, производительность которого является теоретически постоянной. Были разработаны теоретические основы коррекции и приводится способ практического применения метода при проектировании кулачковых пластинчатых насосов и двигателей.

#### THE POSSIBILITY OF PULSATION ELIMINATION IN PUMPS AND UPTHRUST VANE MOTORS

#### Summary

The noise source in hydraulic equipment is mainly the delivery pulsation of pumps. The possibility of the labor sliding-vane pump design with corrected impellers' having theoretically constant rate of delivery is shown in the paper.

The theoretical elements of correction are worked out and a way of a practical employment of the method at the lobar sliding - vane pumps and motors design is given.