

УДК 621.651

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-6-68-77

К вопросу об уменьшении неравномерности подачи в поршневых насосах

В.Е. Щерба, В.В. Шалай, А.С. Тегжанов, Е.А. Дорофеев, Е.А. Павлюченко

Омский государственный технический университет, 644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11

On the Issue of Reducing Non-Uniformity of Fluid Supply in Piston Pumps

V.E. Shcherba, V.V. Shalay, A.S. Tegzhanov, E.A. Dorofeev,
E.A. Pavlyuchenko

Omsk State Technical University, 644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11



e-mail: scherba_v_e@list.ru, info@omgtu.ru, ablai1991@mail.ru, shevdm@mail.ru, hystonru@mail.ru



Равномерность подачи нагнетаемой жидкости является одной из важнейших характеристик насосов, в том числе поршневых. Улучшение этой характеристики в поршневых конструкциях достигается в основном увеличением количества одновременно работающих цилиндров и применением газовых колпаков в линии нагнетания, но это не всегда возможно. Предложено использовать дополнительную газовую полость, соединенную непосредственно с цилиндром, для улучшения равномерности подачи. Построена математическая модель работы такой конструкции, с помощью которой проанализированы рабочие процессы насоса простого действия с одним рабочим цилиндром. При создании математической модели применены уравнения неразрывности потока, Бернулли и политропического процесса для газа, находящегося в дополнительной газовой полости, а также уравнение расхода жидкости через отверстие в тонкой стенке. При проведении численного эксперимента поршень получал движение от кривошипно-шатунного механизма. Результаты расчетов проиллюстрированы графически. Исследован насос с поршнем диаметром 40 мм и ходом такого же размера при давлении всасывания 0,1 МПа и давлении нагнетания 1,0 МПа. Установлено, что с помощью предложенного способа работы насоса можно существенно повысить равномерность его подачи. В численном эксперименте достигнута неравномерность подачи насоса в процессе нагнетания, равная 0,41. Рассмотрены вопросы практической реализации предлагаемого способа уменьшения неравномерности подачи.

Ключевые слова: равномерность подачи, газовая полость, поршневой насос, неравномерность подачи



Uniformity of fluid supply is one of the most important characteristics of pumps, including those of the piston type. This characteristic in piston structures can be improved mainly by increasing the number of simultaneously operating cylinders and using gas caps in the discharge line, which is not always possible. It is proposed that an additional gas cavity that is directly connected to the cylinder should be used to improve the uniformity of the fluid supply. A mathematical model of this design is constructed and working processes of a simple action pump with one working cylinder are analyzed using this model. In constructing a mathematical model, the equations of continuity of flow, the Bernoulli equation, and the equation of the polytropic process for the gas in the additional gas cavity are used, as well as the equation of fluid flow through an opening in a thin wall. In a numerical experiment, the piston receives motion from the crank mechanism. The results of the calculations are illustrated by graphs. A pump with a piston with a 40 mm diameter and

the same stroke, suction pressure of 0.1 MPa and discharge pressure of 1.0 MPa is investigated. It is established that the proposed method of operation of the pump can substantially increase the uniformity of fluid supply. In the numerical experiment, it was possible to achieve the unevenness of the supply fluid of 0.41 during the discharge process. The issues of practical implementation of the proposed method are considered.

Keywords: uniformity of fluid supply, gas cavity, piston pump, uneven fluid supply

Поршневые, аксиально-поршневые, радиально-поршневые и другие насосы получили широкое распространение во многих отраслях промышленности [1–5]. Насосные системы приводят в движение технологические процессы многих производств и коммунального хозяйства. Около 22...31 % мировой электроэнергии приходится на насосные системы, от 20 до 50 % этой энергии идет на обеспечение конкретных операций промышленных предприятий [6].

Это обстоятельство связано с тем, что применение гидроприводов выгодно везде, где необходимы высокая эффективность работы и уровень безопасности технологического процесса, а также прецизионная точность управления [7].

Кроме того, насосы используют для перекачки жидкостей, обладающих разнообразными свойствами, в пищевой, химической, фармацевтической и других отраслях промышленности [8, 9]. Широкое распространение насосы получили также в электрогидравлических приводах, в том числе предназначенных для систем управления [10, 11].

При проектировании насосов и насосных систем большое внимание уделяется свойствам рабочих жидкостей (РЖ) [12, 13] и одной из основных характеристик — равномерности подачи [14].

В настоящее время известны следующие способы повышения этой характеристики: установка газовых колпаков в линии нагнетания, увеличение кратности работы и количества цилиндров.

Во многих случаях целесообразно использовать одноцилиндровый поршневой насос одностороннего действия, который имеет высокую неравномерность подачи. И если улучшить эту характеристику, то улучшится и равномерность подачи при увеличении и кратности работы, и числа цилиндров.

Цель работы — рассмотрение вопроса повышения равномерности подачи одноцилиндрового поршневого насоса простого действия.

Теоретическое исследование. В диапазоне угла поворота коленчатого вала $\varphi = 0 \dots \pi$ подача од-

ноцилиндрового насоса отсутствует, а в интервале $\varphi = \pi \dots 2\pi$ она осуществляется по синусоиде, и неравномерность подачи $\Delta = Q_{\max}/Q_{\text{ср}} = \pi$, где Q_{\max} и $Q_{\text{ср}}$ — максимальная и средняя подача. С учетом этой особенности работы одноцилиндрового поршневого насоса простого действия параметр Δ можно уменьшить только путем улучшения равномерности подачи при повороте коленчатого вала от $\varphi = \pi$ до $\varphi = 2\pi$ (рис. 1), т. е. в процессе сжатия–нагнетания. В связи с тем что сжатие РЖ — весьма непродолжительный процесс, в дальнейшем будем рассматривать только процесс нагнетания.

Достигнуть равномерности подачи насоса можно двумя путями.

Первый путь заключается в разработке механизма привода, обеспечивающего постоянство скорости поршня на протяжении всего процесса нагнетания РЖ. В настоящее время такие механизмы отсутствуют и создать их невозможно, так как нельзя обойтись без фаз разгона и остановки поршня, наличие которых приводит к появлению неравномерности подачи насоса.

Второй путь состоит в совместном применении деформационного и массообменного взаимодействий. С этой целью можно использовать газовую полость (ГП), частично заполненную РЖ и соединенную с рабочей полостью (РП) насоса (рис. 2).

Управляя давлением РЖ в ГП p_1 можно добиться того, чтобы в начале процесса нагнетания

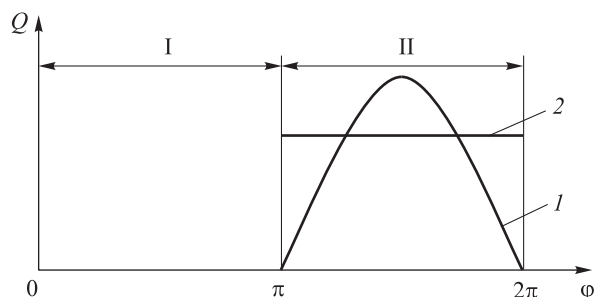


Рис. 1. Зависимость подачи Q одноцилиндрового поршневого насоса простого действия от угла поворота коленчатого вала φ в кривошипно-шатунном механизме (1) и идеальном механизме привода (2): I — процесс всасывания; II — процесс нагнетания

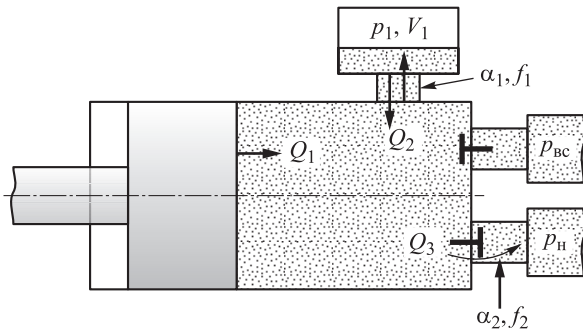


Рис. 2. Принципиальная расчетная схема поршневого насоса с ГП

ния РЖ поступала из ГП в РП, в его середине — из рабочей камеры в ГП, а в конце — опять из ГП в РП. Таким образом, деформационный процесс (перемещение поршня) совместно с массообменным (перетеканием РЖ) может гарантировать постоянство расхода РЖ при нагнетании.

Для определения изменения давления в ГП, обеспечивающем постоянный расход РЖ в процессе нагнетания, можно использовать условие сохранения объемного расхода РЖ с постоянной плотностью (при этом принято, что РЖ является несжимаемой):

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 = \text{idem}, \quad (1)$$

где Q_1 — объемный расход РЖ, обусловленный перемещением поршня; Q_2 — объемный расход РЖ, поступающей из РП в ГП через канал; Q_3 — объемный расход РЖ, поступающей через нагнетательный клапан при равномерной подаче РЖ.

Объемный расход РЖ, обусловленный перемещением поршня, определяется выражением

$$Q_1 = v_{\text{п}}(\varphi) F_{\text{п}}, \quad (2)$$

где $v_{\text{п}}$ — мгновенная скорость поршня, зависящая от кинематики кривошипно-шатунного механизма; $F_{\text{п}}$ — площадь поршня, $F_{\text{п}} = \pi d^2/4$ (d — диаметр поршня).

В выражении (2)

$$v_{\text{п}}(\varphi) = \frac{S_h}{2} w \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

где S_h и w — полный ход и угловая скорость поршня; $\lambda = r/l$ — отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l .

Объемный расход РЖ, поступающей через нагнетательный клапан при равномерной подаче РЖ, вычисляется по формуле

$$Q_3 = v_{\text{ср}} F_{\text{п}},$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость поршня, $v_{\text{ср}} = 2S_h/\tau_{\text{ц}} = 2S_h/(60/n_{\text{об}})$ ($\tau_{\text{ц}}$ — время цикла; $n_{\text{об}}$ — число оборотов коленчатого вала в минуту).

Объемный расход РЖ из РП в ГП через канал при рассмотрении его как отверстия в тонкой стенке, определяется выражением

$$Q_2 = \pm \alpha_1 f_1 \sqrt{\frac{2|p_1 - p_c|}{\rho_w}},$$

где α_1 — коэффициент расхода; f_1 — площадь сечения отверстия; p_c — давление в цилиндре; ρ_w — плотность РЖ.

С учетом изложенного уравнение (1) можно записать как

$$v_{\text{п}}(\varphi) F_{\text{п}} \pm \alpha_1 f_1 \sqrt{\frac{2|p_1 - p_c|}{\rho_w}} = v_{\text{ср}} F_{\text{п}}.$$

Решение этого уравнения относительно давления в ГП приобретает вид

$$p_1 = p_c + \frac{\rho_w}{2} \frac{F_{\text{п}}^2}{\alpha_1^2 f_1^2} [v_{\text{ср}} - v_{\text{п}}(\varphi)]^2. \quad (3)$$

Давление в РП насоса рассчитывается следующим образом:

$$p_c = p_{\text{н}} + \Delta p_{\ell} + \Delta p_{\Sigma} + \Delta p_{\text{ин}}, \quad (4)$$

где $p_{\text{н}}$ — номинальное давление нагнетания; Δp_{ℓ} — потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине; Δp_{Σ} — потери давления на преодоление местных гидравлических сопротивлений; $\Delta p_{\text{ин}}$ — инерционные потери напора.

Выражение (4) следует из уравнения Бернулли. При этом предполагается, что значения геометрического напора для двух выбранных сечений совпадают. Величины Δp_{ℓ} , Δp_{Σ} и $\Delta p_{\text{ин}}$ могут быть определены в соответствии с общепринятыми методиками.

Если в первом приближении пренебречь потерями давления, то уравнение (3) с учетом наличия скоростного напора можно представить в виде

$$p_1 = p_{\text{н}} + \frac{\rho_w}{2} \left(\frac{v_{\text{п}}(\varphi) F_{\text{п}}}{f_2} \right)^2 + \frac{\rho_w}{2} \frac{F_{\text{п}}^2}{\alpha_1^2 f_1^2} (v_{\text{ср}} - v_{\text{п}}(\varphi)) |v_{\text{ср}} - v_{\text{п}}(\varphi)|, \quad (5)$$

где f_2 — площадь сечения нагнетательного трубопровода.

Из анализа уравнения (5) следует, что если текущая скорость поршня $v_p(\varphi)$ меньше ее среднего значения v_{cp} , то давление в ГП становится больше, чем в РП, и РЖ из ГП поступает в РП, а в случае $v_p(\varphi) > v_{cp}$ — наоборот.

Для определения реального закона изменения давления в замкнутой ГП, соединенной с РП насоса в течение всего движения поршня в процессе нагнетания, и имеющей начальное давление p_{10} , использована система уравнений, включающая в себя уравнение сохранения объема для сжимаемой РЖ и уравнение политропного процесса сжатия газа в ГП:

$$\begin{cases} \Delta V_{кин} = \pm \Delta V_1 \pm \Delta V_2 + \Delta V_{сж}; \\ p_{i+1}(\varphi) = p_{10} \left(\frac{V_{10}}{V_{i+1}} \right)^n, \end{cases} \quad (6)$$

где $\Delta V_{кин}$ — элементарное изменение объема, обусловленное кинематикой механизма привода; ΔV_1 — элементарный объем РЖ, перетекающей из РП насоса в ГП; ΔV_2 — элементарный объем РЖ, перемещающейся из РП в линию нагнетания насоса; $\Delta V_{сж}$ — элементарный объем, обусловленный сжимаемостью РЖ; p_{i+1} — давление в ГП в $(i + 1)$ -й момент времени; V_{10} — начальный объем газа в ГП; V_{i+1} — объем ГП в $(i + 1)$ -й момент времени; n — показатель политропы газа в ГП.

В системе уравнений (6):

$$\Delta V_{кин} = v_p(\varphi) F_{п} \Delta \tau;$$

$$\Delta V_1 = \pm \alpha_1 f_1 \sqrt{\frac{2|p_{ci+1} - p_{i+1}|}{\rho_w}} \frac{\Delta \varphi}{w};$$

$$\Delta V_2 = \alpha_2 f_2 \sqrt{\frac{2|p_{ci+1} - p_n|}{\rho_w}} \frac{\Delta \varphi}{w};$$

$$\Delta V_{сж} = \frac{V_{ci+1} (p_{ci+1} - p_{ci})}{E_w};$$

$$V_{i+1} = V_i - \Delta V_1,$$

где $\Delta \tau$ — приращение времени; p_{ci+1} и p_{ci} — давление в РП насоса в $(i + 1)$ -й и i -й моменты времени; ρ_w — плотность РЖ; $\Delta \varphi$ — приращение угла поворота приводного вала; α_2 — коэффициент расхода; V_{ci+1} и V_i — объем РЖ в РП насоса в $(i + 1)$ -й и i -й моменты времени; E_w — модуль упругости РЖ.

Нелинейная система уравнений (6) решается на каждом угле поворота относительно двух неизвестных: p_{ci+1} и p_{i+1} .

Анализ полученных результатов. Для анализа физических процессов, протекающих в поршневом насосе с ГП, проведен численный эксперимент. Насос имеет следующие основные конструктивные и внешние рабочие параметры:

- диаметр цилиндра — 40 мм;
- ход поршня — 40 мм;
- частота вращения коленчатого вала — 1 000 мин⁻¹;
- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна — 0,25;
- коэффициенты расхода — $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,7$;
- диаметры нагнетательного и отводящего трубопроводов — $d_1 = d_2 = 10$ мм (предполагается, что эквивалентная проходная площадь нагнетательного клапана $\alpha_{кл} f_{кл}$ превышает или равна $\alpha_2 f_2$);
- относительное мертвое пространство — 0,5;
- давление всасывания $p_{вс}$ — 0,1 МПа;
- давление нагнетания — 1,0 МПа.

На рис. 3 приведены зависимости относительных объемных расходов жидкости \bar{Q}_1 , \bar{Q}_2 и \bar{Q}_3 ($\bar{Q}_1 = Q_1/Q_3$; $\bar{Q}_2 = Q_2/Q_3$; $\bar{Q}_3 = Q_3/Q_3$) от угла поворота коленчатого вала.

Представленные результаты показывают, что для обеспечения постоянства расхода РЖ через нагнетательный клапан ($\bar{Q}_3 = 1$) при угле поворота коленчатого вала $\varphi = \pi \dots 4,0$ рад жидкость следует подавать из ГП в РП насоса, в диапазоне $4,0 \text{ рад} \leq \varphi \leq 5,85 \text{ рад}$ — из РП цилиндра в ГП, в интервале $5,85 \text{ рад} \leq \varphi \leq 2\pi$ — из РП насоса в ГП.

Максимальное относительное количество РЖ, подаваемой в ГП и обратно, составляет около 0,6.

На рис. 4 показано изменение перепада давления между РП цилиндра и ГП, обеспечи-

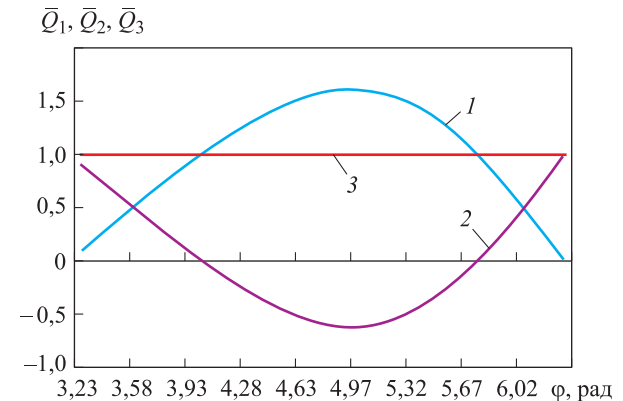


Рис. 3. Зависимость относительных объемных расходов \bar{Q}_1 (1), \bar{Q}_2 (2) и \bar{Q}_3 (3) от угла поворота коленчатого вала φ

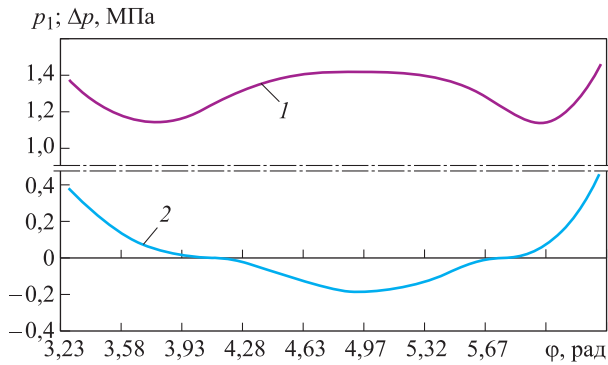


Рис. 4. Зависимость абсолютного давления жидкости в ГП p_1 (1) и перепада давления между РП и ГП Δp (2) от угла поворота коленчатого вала φ

вающей перемещение РЖ из ГП в РП и обратно. Расчет перепада давления выполнен по формуле

$$\Delta p = \frac{\rho_w}{2} \frac{F_{\Pi}^2}{\alpha_1^2 f_1^2} (v_{\text{ср}} - v_{\Pi}(\varphi)) |v_{\text{ср}} - v_{\Pi}(\varphi)|.$$

Максимальный перепад давления ($\Delta p = 0,4$ МПа) достигается в начале и конце процесса нагнетания. В середине процесса нагнетания, когда РЖ перемещается из РП в ГП, значение Δp становится отрицательным и по модулю в 2 раза меньшим (т. е. равным 0,2 МПа).

На рис. 4 также приведена зависимость абсолютного давления РЖ в ГП p_1 от угла поворота коленчатого вала. Минимумы этого давления обусловлены истечением РЖ из ГП в РП, а максимум в середине процесса — натеканием РЖ из РП в ГП.

Для анализа результатов работы исследуемого поршневого насоса введены следующие безразмерные величины:

$$\Delta \bar{V}_{\text{кин}} = \frac{\Delta V_{\text{кин}}}{\Delta V_{\text{ср}}}; \quad \Delta \bar{V}_1 = \frac{\Delta V_1}{\Delta V_{\text{ср}}};$$

$$\Delta \bar{V}_2 = \frac{\Delta V_2}{\Delta V_{\text{ср}}}; \quad \Delta \bar{V}_{\text{сж}} = \frac{\Delta V_{\text{сж}}}{\Delta V_{\text{ср}}},$$

где $\Delta V_{\text{ср}} = v_{\text{ср}} F_{\Pi} \Delta t$.

Приведенные на рис. 5 результаты позволяют сделать следующие выводы:

- при начальном давлении в ГП $p_1 = 1,3$ МПа и объеме ГП $V_1 = 2(S_{\Pi} + S_{\text{М}}) F_{\Pi}$ ($S_{\text{М}}$ — линейный мертвый объем) течение РЖ из ГП происходит на участках $\pi \leq \varphi \leq 3,8$ рад и $5,85$ рад $\leq \varphi \leq 2\pi$, что существенно меньше, чем в рассмотренном идеальном случае. При этом характер массообмена в РП с ГП полностью аналогичен идеальному. Амплитуда изменения относительного

расхода РЖ в ГП и обратно составляет около 0,5, что близко к идеальному случаю в середине процесса, но меньше вблизи мертвых точек;

- относительный расход РЖ через нагнетательный клапан $\Delta \bar{V}_2$ близок к константе, что свидетельствует о достаточно хорошей равномерности подачи РЖ. Минимальное значение наблюдаются вблизи мертвых точек и составляет около 0,61. Максимальному значению $\Delta \bar{V}_2 = 1,036$ соответствует $\varphi = 5,0$ рад. При этом же угле поворота коленчатого вала имеют место максимумы функций $\Delta \bar{V}_{\text{кин}}$ и $\Delta \bar{V}_1$.

На рис. 6 показано изменение давления в ГП для идеального случая (подача насоса строго постоянна и равна среднему значению $Q_{\text{ср}}$) и этого же давления при его начальном значении 1,3 МПа и объеме ГП, равном $2(S_{\Pi} + S_{\text{М}}) F_{\Pi}$.

Сопоставительный анализ кривых 1 и 2 (см. рис. 6) позволил выявить следующее. В первом случае наблюдаются два минимума при $\varphi_1 \approx 3,75$ рад и $\varphi_2 \approx 6,0$ рад и один максимум при $\varphi \approx 5$ рад. Минимумы обусловлены

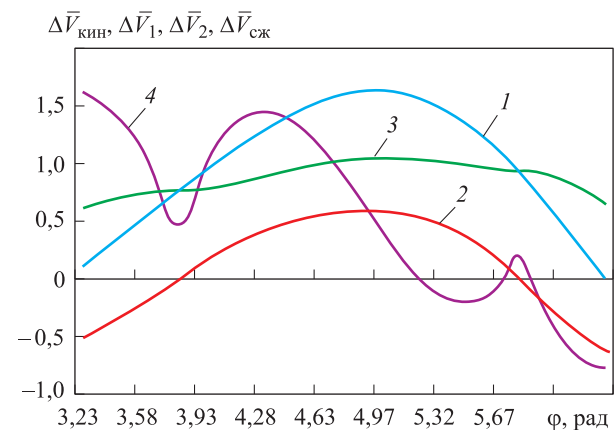


Рис. 5. Зависимость относительных объемов $\Delta \bar{V}_{\text{кин}}$ (1), $\Delta \bar{V}_1$ (2), $\Delta \bar{V}_2$ (3) и $\Delta \bar{V}_{\text{сж}}$ (4) от угла поворота коленчатого вала φ

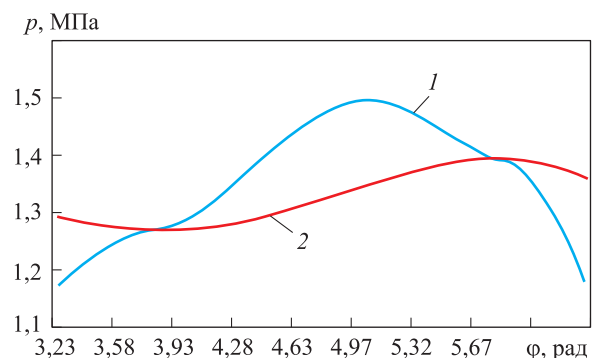


Рис. 6. Зависимость давления в ГП p от угла поворота коленчатого вала φ при идеальной (1) и реальной (2) подачах

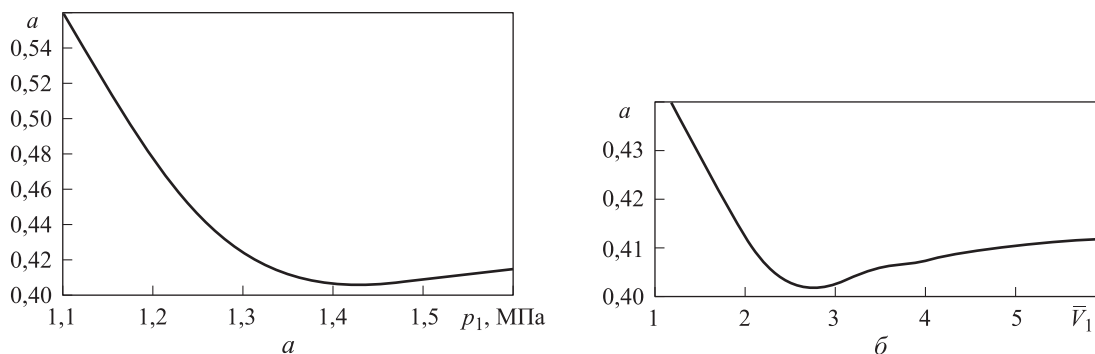


Рис. 7. Зависимость неравномерности подачи насоса a от начального давления нагнетания в ГП p_1 (а) и относительного начального объема \bar{V}_1 (б)

подачей РЖ из ГП в РП, а максимум — подачей РЖ из РП в ГП. Зная характер изменения давления в ГП, можно разрабатывать механизмы и устройства для его осуществления. Например, можно определить закон движения поршня, находящегося над ГП и изменяющим в нем давление, и т. д.

В ГП давление сначала уменьшается практически так же, как и в идеальном случае, но с меньшей амплитудой. Затем она увеличивается, как и в идеальном случае, но со смещением максимума по углу поворота до $\varphi_2 \approx 5,85$ рад. Дальнейшее падение давления в ГП связано с подачей РЖ из ГП в РП насоса.

Таким образом, характеры изменения давления совпадают, но имеют количественные и фазовые расхождения, что и обуславливает отличие подачи насоса с ГП от идеальной (средней) подачи Q_{cp} .

Для поршневого насоса с полностью равномерной подачей в процессе нагнетания неравномерность подачи в течение всего цикла имеет вид

$$a = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}} = \frac{Q_{cp} - 0}{Q_{cp}/2} = 2,$$

где Q_{min} — минимальная подача.

Применительно к процессу нагнетания, т. е. только при движении поршня от $\varphi = \pi$ до $\varphi = 2\pi$, неравномерность подачи окажется равной нулю, так как $Q_{max} = Q_{min}$. В этом случае неравномерность подачи считается только в процессе нагнетания.

С учетом введенных ранее обозначений величину a можно определить из уравнения

$$a = \Delta \bar{V}_{2max} - \Delta \bar{V}_{2min},$$

где $\Delta \bar{V}_{2max}$ и $\Delta \bar{V}_{2min}$ — максимальное и минимальное значения безразмерной величины $\Delta \bar{V}_2$.

На рис. 7, а приведена зависимость неравномерности подачи поршневого насоса с ГП от начального давления нагнетания в ГП. Анализ этой зависимости позволяет сделать вывод о том, что минимальное значение неравномерности подачи ($a = 0,41$) достигается при начальном давлении нагнетания в ГП $p_1 = 1,3 \dots 1,4$ МПа.

При начальном давлении $p_1 = 1,39$ МПа количество РЖ, поступающей в ГП из РП, равно количеству РЖ, поступающей из РП в ГП в процессе нагнетания.

Вторым по значимости влияния на неравномерность подачи после начального давления в ГП является объем ГП (рис. 7, б). Минимальное значение неравномерности подачи достигается при относительном начальном объеме $\bar{V}_1 = 2$.

Влияние показателя политропы сжатия газа на параметр a весьма мало, и минимальное значение a достигается при изотермическом или близком к нему процессе сжатия.

Практическая значимость. Основным преимуществом такого способа уменьшения неравномерности подачи перед установкой газового колпака является повышение эффективности насоса благодаря уменьшению гидравлических сопротивлений в линии нагнетания, так как хорошо известно, что при стационарном течении РЖ гидравлические сопротивления на 20...50 % ниже, чем при нестационарном.

Кроме того, следует отметить, что в известных конструкциях с газовым колпаком наблюдаются колебательные явления в нагнетательной линии до газового колпака, что отсутствует в рассматриваемом варианте. Следовательно, будет улучшаться равномерность подачи и эффективность работы насоса. Для обеспечения работоспособности предлагаемого устройства

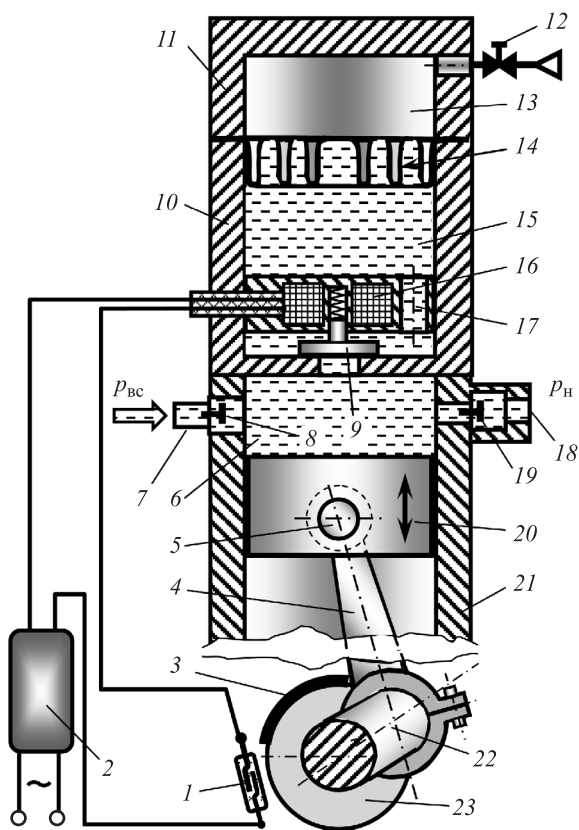


Рис. 8. Конструктивная схема цилиндропоршневой группы насоса с электромеханическим управлением:
 1 — геркон; 2 — контактор; 3 — магнитная дорожка;
 4 — шатун; 5 — поршневой палец; 6 — РП; 7 и 18 — линия всасывания и нагнетания; 8, 19 — жидкостные обратные самодействующие клапаны; 9 — подпружиненный обратный клапан; 10 — дополнительный цилиндр;
 11 — колпак; 12 — штуцер; 13 — ГП; 14 — эластичная перегородка; 15 — дополнительная жидкостная полость;
 16 — электромагнит; 17 — отверстия, расположенные по окружности; 20 — поршень; 21 — основной цилиндр;
 22 — коленчатый вал; 23 — маховик

необходимо, чтобы ГП отсоединялась от РП в процессе всасывания. Это достигается установкой обратного клапана с принудительным приводом.

На рис. 8 показана схема цилиндропоршневой группы насоса с электромеханическим управлением. При вращении коленчатого вала 22 происходит возвратно-поступательное движение поршня 20, в результате чего РЖ всасывается из линии всасывания 7 через жидкостный самодействующий обратный клапан 8

в РП 6, сжимается и поступает потребителю через жидкостный самодействующий обратный клапан 19 и линию нагнетания 18. Вместе с коленчатым валом вращается маховик 23, на котором нанесена магнитная дорожка 3.

При ее совпадении с герконом 1 срабатывает контактор 2, и электромагнит 16 открывает подпружиненный обратный клапан 9, соединяя дополнительную жидкостную полость 15 с РП. Давление РЖ в полость 15 равно давлению газа в замкнутой ГП 13, которое устанавливается с помощью запорного устройства, периодически подсоединяемого к ГП с помощью штуцера 12. Длина и положение магнитной дорожки обеспечивают открытое состояние клапана 9 в течение всего процесса нагнетания РЖ из РП. Более сложную работу клапана 9 можно организовать с помощью микропроцессора.

Выводы

1. Установлено, что для повышения равномерности подачи поршневого насоса простого действия необходимо кроме деформационного воздействия использовать массообменный путем установки ГП, соединенной с РП.

2. На основе уравнения сохранения объема для сжимаемой жидкости и уравнения политермического процесса сжатия газа разработана методика расчета изменения давления в РП и ГП, позволяющая формировать оптимальный закон изменения давления в этом объеме, обеспечивающем постоянство расхода жидкости в процессе нагнетания.

3. Проведенный анализ показал, что минимальное значение неравномерности подачи для поршневого насоса простого действия с ГП составляет 0,41 и достигается при начальном давлении нагнетания в ГП на 0,4...0,5 МПа выше номинального давления нагнетания жидкости. Начальный объем ГП должен составлять два объема РП.

4. Предложена принципиальная схема поршневого одноцилиндрового насоса простого действия, реализующая разработанный способ уменьшения неравномерности подачи.

Литература

- [1] Зимняков Н.В. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Колос-Пресс, 2006. 300 с.
- [2] Курочкин А.А. *Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков*. Москва, Академия, 2004. 190 с.
- [3] Свешников В.К. *Инновационная гидравлика*. URL: <https://mirprom.ru/public/innovacionnaya-gidravlika.html> (дата обращения 15 февраля 2018).
- [4] Гидростатика «LINDE». Технологии будущего доступны уже сегодня. *Горная промышленность*, 2004, № 1. URL: <https://mining-media.ru/ru/article/newtech/1435> (дата обращения 15 февраля 2018).
- [5] Шуклинов С.Н., Залогин М.Ю. Методика определения функциональных параметров гидравлического насоса механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. *Вестник ХНАДУ*, 2016, вып. 75, с. 25–32.
- [6] Березин С.Е. *Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование*. Москва, Изд-во Стройиздат, 2008. 160 с.
- [7] Гидравлические решения «Eaton»: инновации, создающие тренды. *Индустрия*, 2015, № 1, 20 с.
- [8] Pacello J., Pacello J.L. Solving the problems of pumping medium-to-high density paper stock. *World Pumps*, 1997, is. 368, May, pp. 68–71.
- [9] Бендерович В.А., Лунаци Э.Д., Шеина А.Е. Преимущества и опыт применения отечественных (ламинарных) насосов ОНЛ на предприятиях различных отраслей промышленности. *Гидравлика*, 2016, № 1(1). URL: <http://hydrojournal.ru/item/36-preimushchestva-i-opyt-primeneniya-otechestvennykh-laminarnykh-nasosov-onl-na-predpriyatiyakh-razlichnykh-otraslej-promyshlennosti> (дата обращения 15 февраля 2018).
- [10] Wood M. MEA Technology will lead to Deep Revolution with in Industry. *Conference Interview for «Aero Electromechanics China 2013»*, Xi'an, 22–24 October, 2013, Grand Park Hotel, 2013.
- [11] Peterson A., Balbos Ca L. *System and Methods for controlling hydrauling Actuators*. Patent US no. 8099772, G05B19/19. 2011.
- [12] Бударова О.П., Белоусов А.М., Басыров А.Д. Исследование газодинамических процессов при кавитации в объемных гидромашинах. *Гидравлика*, 2016, № 1(1). URL: <http://hydrojournal.ru/item/29-issledovanie-gidrogazodinamicheskikh-protsessov-pri-kavitatsii-v-ob-emnykh-gidromashinakh> (дата обращения 15 февраля 2018).
- [13] Budarova O.P., Boldyrev S.V. Development of a mathematical model of the hydroerosive wear of the piston couple in hydraulic machines: Part 1. *Journal of Friction and Wear*, 2014, vol. 35, no. 5, pp. 434–438.
- [14] Хавронин В.П., Несмиянов И.А. Исследование неравномерности подачи рабочей жидкости шестеренными насосами. *Современная техника и технологии*, 2012, № 3. URL: <http://technology.snauka.ru/2012/03/415> (дата обращения 01 февраля 2017).
- [15] *Technology in Motion/Motion&Control Training Department*. Moscow, Parker Hannifin publ., 1999. 205 p.

References

- [1] Zimniakov N.V. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Kolos-Press publ., 2006. 300 p.
- [2] Kurochkin A.A. *Gidroprivody i gidropnevmoavtomatika stankov* [Hydraulic Drives and Hydro-pneumatic Automation of Machine Tools]. Moscow, Akademiia publ., 2004. 190 p.
- [3] Sveshnikov V.K. *Innovatsionnaya gidravlika* [Innovative hydraulics]. Available at: <https://mirprom.ru/public/innovacionnaya-gidravlika.html> (accessed 15 February 2018).
- [4] Gidrostatika «LINDE». Tekhnologii budushchego dostupny uzhe segodnia [Hydrostatics «LINDE». Technologies of the future are available today]. *Gornaia promyshlennost'* [Min-

- ing]. 2004, no. 1. Available at: <https://mining-media.ru/ru/article/newtech/1435> (accessed 15 February 2018).
- [5] Shuklinov S.N., Zalogin M.Iu. Metodika opredeleniia funktsional'nykh parametrov gidravlicheskogo nasosa mekhanizma oprokidyvaniia kabiny gruzovogo avtomobilia [Method for determining the functional parameters of the hydraulic pump of the mechanism for tilting truck cabs]. *Vestnik KhNADU* [Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University]. 2016, is. 75, pp. 25–32.
- [6] Berezin S.E. *Nasosnye stantsii s pogruzhnymi nasosami. Raschet i konstruirovanie* [Pump stations with submersible pumps. Calculation and construction]. Moscow, Stroiizdat publ., 2008. 160 p.
- [7] Gidravlicheskie resheniia «Eaton»: innovatsii, sozdaiushchie trendy. [Hydraulic solutions of Eaton: innovations that create trends]. *Industriia* [Industry]. 2015, no. 1, 20 p.
- [8] Pacello J., Pacello J.L. Solving the problems of pumping medium-to-high density paper stock. *World Pumps*, 1997, is. 368, May, pp. 68–71.
- [9] Benderovich V.A., Lunatsi E.D., Sheina A.E. Preimushchestva i opyt primeneniia otechestvennykh (laminarnykh) nasosov ONL na predpriiatiakh razlichnykh otraslei promyshlennosti [The advantages and maintenance of laminar pumps at different manufactures]. *Gidravlika* [Hydraulics]. 2016, no. 1(1). Available at: <http://hydrojournal.ru/item/36-preimushchestva-i-opyt-primeneniya-otechestvennykh-laminarnykh-nasosov-onl-na-predpriyatiakh-razlichnykh-otraslej-promyshlennosti> (accessed 15 February 2018).
- [10] Wood M. MEA Technology will lead to Deep Revolution with in Industry. *Conference Interview for «Aero Electromechanics China 2013»*, Xi'an, 22–24 October, 2013, Grand Park Hotel, 2013.
- [11] Peterson A., Balbos Ca L. *System and Methods for controlling hydrauling Actuators*. Patent US no. 8099772, G05B19/19. 2011.
- [12] Budarova O.P., Belousov A.M., Basyrov A.D. Issledovanie gazodinamicheskikh protsessov pri kavitatsii v ob'emnykh gidromashinakh [Research of fluid dynamics processes in the presense of cavitation in volumetric hydromachines]. *Gidravlika* [Hydraulics]. 2016, no. 1(1). Available at: <http://hydrojournal.ru/item/29-issledovanie-gidrogazodinamicheskikh-protsessov-pri-kavitatsii-v-ob-emnykh-gidromashinakh> (accessed 15 February 2018).
- [13] Budarova O.P., Boldyrev S.V. Development of a mathematical model of the hydroerosive wear of the piston couple in hydraulic machines: Part 1. *Journal of Friction and Wear*, 2014, vol. 35, no. 5, pp. 434–438.
- [14] Khavronin V.P., Nesmiiyanov I.A. Issledovanie neravnomernosti podachi rabochei zhidkosti shesterennymi nasosami [Investigation of the inequality of supplying the working liquid, with six-pump pumps]. *Sovremennaia tekhnika i tekhnologii* [Modern technics and technologies]. 2012, no. 3. Available at: <http://technology.snauka.ru/2012/03/415> (accessed 15 February 2018).
- [15] *Technology in Motion/Motion&Control Training Department*. Moscow, Parker Khannifin publ., 1999. 205 p.

Статья поступила в редакцию 26.03.2018

Информация об авторах

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич (Омск) — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник ВШ РФ, зав. кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

ШАЛАЙ Виктор Владимирович (Омск) — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник ВШ РФ, президент Омского государственного технического университета, зав. кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: info@omgtu.ru).

ТЕГЖАНОВ Аблай-Хан Савитович (Омск) — ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ablai1991@mail.ru).

ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич (Омск) — ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович (Омск) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Шалай В.В., Тегжанов А.С., Дорофеев Е.А., Павлюченко Е.А. К вопросу об уменьшении неравномерности подачи в поршневых насосах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 6, с. 68–77, doi: 10.18698/0536-1044-2018-6-68-77.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Shalay V.V., Tegzhanov A.S., Dorofeev E.A., Pavlyuchenko E.A. On the Issue of Reducing Non-Uniformity of Fluid Supply in Piston Pumps. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 6, pp. 68–77, doi: 10.18698/0536-1044-2018-6-68-77.

Information about the authors

SHCHERBA Viktor Evgenievich (Omsk) — Doctor of Science (Eng.), Honored Worker of the Higher School of the Russian Federation, Professor, Head of Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

SHALAY Viktor Vladimirovich (Omsk) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of the Higher School of the Russian Federation, President of the University, Head of Department of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: info@omgtu.ru).

TEGZHANOV Ablay-Khan Savitovich (Omsk) — Teaching Assistant. Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ablai1991@mail.ru).

DOROFEEV Egor Alekseevich (Omsk) — Teaching Assistant. Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

PAVLYUCHENKO Evgeniy Aleksandrovich (Omsk) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).