

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РОТОРНОГО АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЕМКОСТЬЮ ДЛЯ ГИДРОСХЕМЫ ТЯЖЕЛОГО САМОЛЕТА

Е.С. Мельничук

elizabet.meln@yandex.ru

А.В. Мацькив

sasha-mackiv@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрено принятие особых мер для снижения пульсации давления гидронасосов в гидроприводах. Составлены программы расчета насоса с новой конструкцией распределения. Произведен расчет нескольких вариантов распределения с дополнительной емкостью и сравнение предлагаемой конструкции с традиционной

Ключевые слова

Аксиально-поршневой насос, система распределения, неравномерность подачи, пульсация давления, дополнительная емкость, наклонный диск, объемный насос, гидропривод, постоянная мощность, фазораспределение

Поступила в редакцию 30.03.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Аксиально-поршневые гидромашины являются одним из наиболее распространенных типов объемных гидромашин. Их применяют в качестве насосов, а также в качестве гидромоторов. Широко используют такие гидромашины в гидроприводах станков, строительной техники и самолетов. Регулируемыми называют насосы, в которых предусмотрена возможность изменения объема рабочей камеры, изменения подачи насоса в процессе работы. Как известно, подачу объемного насоса можно определить, используя зависимость

$$Q = q \times n, \quad (1)$$

где Q — подача насоса; q — рабочий объем; n — частота вращения вала. Таким образом, изменив рабочий объем можно изменить подачу насоса [1].

Регулируемые насосы часто используют как насосы постоянной мощности. Полезную мощность насоса определяют по формуле:

$$N = Q \times P, \quad (2)$$

где N — полезная мощность; Q — подача насоса; P — давление насоса на выходе.

В насосах постоянной мощности произведение подачи и давления — величина постоянная. Для этого при изменении давления меняется объем рабочей камеры, а значит и расход. При увеличении давления подача уменьшается, при уменьшении — возрастает [2].

Регулирование объема насоса может осуществляться с помощью механического (в том числе и ручного), гидравлического, электрического или пневматического привода. В регулируемых аксиально-поршневых насосах объем может регулироваться изменением угла наклона блока или шайбы, в зависимости от типа насоса — с наклонным блоком или с наклонной шайбой (диском). Аналогично регулируются и аксиально-поршневые гидромоторы [3].

В аксиально-поршневых насосах постоянной мощности на шайбу через поршень воздействует давление с выхода насоса. При увеличении давления наклон шайбы уменьшается, при уменьшении давления специальная пружина, действуя на шайбу с противоположной относительно поршня стороны, увеличивает угол наклона шайбы [4]. Принципиальная схема насоса постоянной мощности представлена на рис. 1.

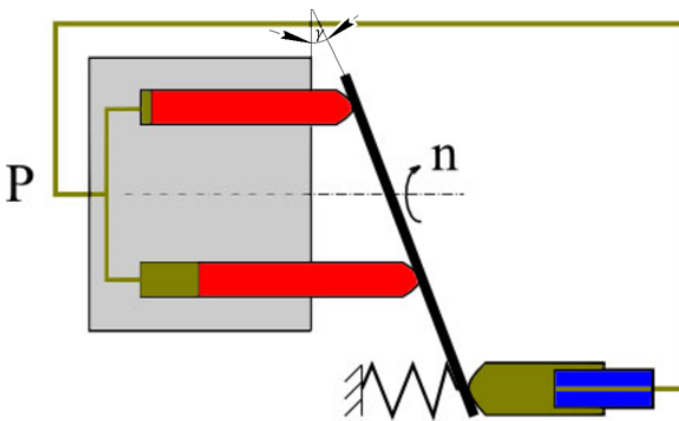


Рис. 1. Принципиальная схема аксиально-поршневого насоса постоянной мощности:

P — линия давления; γ — угол наклона шайбы; n — частота вращения вала

С увеличением рабочих давлений, скоростей и размеров гидромашин резко возрастает неравномерность подачи и пульсация давления. На неравномерность подачи, вызываемую движением поршней, оказывает влияние коммутация — периодическое соединение поршневых камер через отверстия в блоке с распределителем, а также соединение полостей распределителя с нагнетанием и всасыванием. Для насосов высокой мощности предложено специальное фазораспределение, с помощью которого осуществляется сглаживание неравномерности подачи, обусловленной сжимаемостью жидкости в рабочем цилиндре в процессе перехода его из области всасывания в область нагнетания [5]. После закрытия полости всасывания открывается отверстие f_2 , происходит заполнение рабочей камеры жидкостью, поступающей из полости. На рис. 2 изображена схема распределения насоса с дополнительной емкостью с пониженной пульсацией подачи. Благодаря подпитке из полости D , жидкость в рабочем цилиндре сжимается до давления нагнетания и в момент открытия рабочего цилиндра не происходит скачок подачи. За время до подхода следующего цилиндра полость D заряжается через дроссель f_1 до первоначального давления [6]. Жидкость в трубе предполагается несжимаемой.

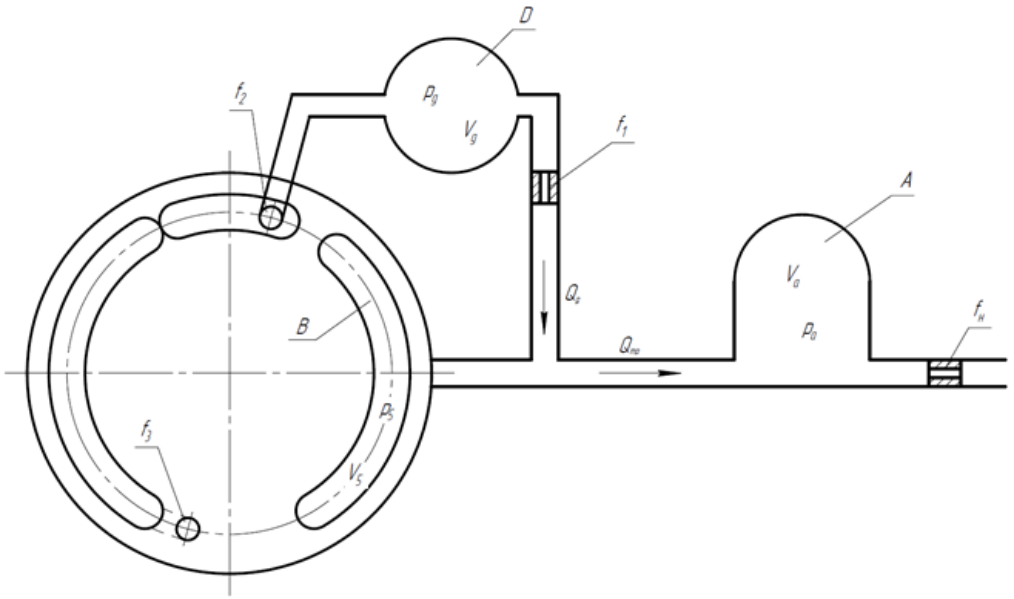


Рис. 2. Схема системы распределения роторного аксиально-поршневого насоса с дополнительной емкостью с пониженной пульсацией подачи:

V_a — объем полости A; V_g — объем полости D; V_5 — объем полости B; f_1 — площадь проходного сечения дросселя между полостями D и B; f_2 — площадь проходного сечения дросселя между плоскостью D и рабочим цилиндром; f_3 — площадь проходного сечения отверстия на нижней перемычке; f_n — площадь проходного сечения дросселя на грузки; $Q_{тр}$ — расход в трубе между насосом и аккумулятором

Исходя из сказанного, целью исследования представляется составление программы для расчета системы распределения насоса с новой конструкцией, сравнение предлагаемой конструкции и традиционной, а также рекомендация параметров распределения аксиально-поршневого насоса НП112.

Момент на наклонной шайбе находим по формуле

$$M = \frac{F_n D_n}{2 \cos \gamma^2} \sum_0^4 (p_i - p_b) \cos \left(\varphi + \frac{2\Pi i}{z} \right), \quad (3)$$

где M — момент на шайбе; F_n — площадь поперечного сечения плунжера; D_n — диаметр расположения плунжеров; γ — угол наклона шайбы; φ — угол поворота блока; z — число поршней [5]. Интегрируя момент M по углу φ на интервале $\varphi_{нач} < \varphi < \varphi_{нач} + \frac{2\Pi}{z}$ и поделив результат на интервал интегрирования, получим средний интегральный момент M_p . Запишем это в виде дифференциального уравнения

$$\frac{dM_p}{d\varphi} = \frac{z F_n D_n}{4 \Pi \cos \gamma^2} \sum_0^4 (p_i - p_b) \cos \left(\varphi + \frac{2\Pi i}{z} \right). \quad (4)$$

Искомое значение M_p и есть решение уравнения в точке $\varphi = \varphi_{\text{нач}} + \frac{2\Pi}{z}$ при условии, что $(M_p)_{\text{нач}} = 0$ [7].

Перепишем уравнения в виде, удобном для программирования:

$$M = \frac{F_n D_n}{2 \cos \gamma^2} \sum_{i=0}^4 (p_i - p_b) \cos \left(\varphi + \frac{2\Pi i}{z} \right), \quad (5)$$

$$\frac{dM_p}{d\varphi} = \frac{z F_n D_n}{4 \Pi \cos \gamma^2} \sum_{i=0}^4 (p_i - p_b) \cos \left(\varphi + \frac{2\Pi i}{z} \right). \quad (6)$$

Расчет системы распределения роторного аксиально-поршневого насоса с дополнительной емкостью. Необходимо помнить, что выбор параметров распределения должен обеспечить заданную величину момента M_c , минимальную величину пульсации подачи, а также допустимую величину давления в рабочих цилиндрах. Выполнение этих условий достигается выбором совокупности следующих параметров: положения цилиндра в момент закрытия полости всасывания φ_1 ; положения цилиндра в момент открытия полости нагнетания φ_2 ; положения цилиндра в момент закрытия полости нагнетания φ_3 ; положения цилиндра в момент открытия полости всасывания φ_4 ; φ_{g_1} — положения цилиндра в момент открытия отверстия f_2 ; φ_{g_2} — положения цилиндра в момент закрытия отверстия f_2 ; φ_{g_3} — положения цилиндра в момент открытия отверстия f_3 ; дополнительный угол β [5].

Выбор наилучшего сочетания параметров требует расчета большего числа пробных вариантов. Далее приведены результаты расчета двух вариантов.

Вариант А: $V_g = 100 \text{ см}^3$; $\varphi_2 = -0,02 \text{ рад}$; $\varphi_{g_2} = -0,02 \text{ рад}$.

Вариант В: $V_g = 70 \text{ см}^3$; $\varphi_2 = -0,05 \text{ рад}$; $\varphi_{g_2} = -0,1 \text{ рад}$.

Другие исходные данные представлены в табл. 1.

Усилие пружины сервопоршня при $\gamma = 0$ принимается равным 60 кгс, жесткость — 16 кгс/см, площадь сервопоршня составляет $3,14 \text{ см}^2$. Момент от действия инерционных сил определим по формуле:

$$M_{\text{ин}} = \frac{m_n D_n^2 z}{8 \cos \gamma^2} \omega^2 \text{tg} \gamma. \quad (7)$$

Все расчеты произведены на ЭВМ. Ниже приведены результаты расчетов и даны рекомендации по выбору оптимальных параметров гидромашины НП-112.

Результаты расчета системы распределения роторного аксиально-поршневого насоса с дополнительной емкостью. Варианты А и В

Объем рабочего цилиндра $V_0, \text{см}^3$	5,05	Площадь поперечного сечения плунжеров $F_{n1}, \text{см}^2$	3,14
Модуль упругости жидкости в цилиндре $E_0, \text{кгс} / \text{см}^3$	10000	Диаметр расположения плунжеров $D_n, \text{см}$	8
Ширина серповидного окна $d_0, \text{см}$	0,9	Дополнительный угол $\beta, \text{рад}$	0,0262
Диаметр расположения окон $D_0, \text{см}$	7,6	Угловая скорость блока $\omega, \text{рад/сек}$	500
Вариант А			
Положения цилиндра в момент закрытия полости всасывания $\varphi_1, \text{рад}$	-0,131	Положение цилиндра в момент открытия отверстия $f_3 - \varphi_{g3}, \text{рад}$	3,01
Положение цилиндра в момент закрытия полости нагнетания $\varphi_3, \text{рад}$	3,01	Отверстие $f_1, \text{см}^2$	0,0177
Положение цилиндра в момент открытия полости всасывания $\varphi_4, \text{рад}$	3,1	Отверстие $f_2, \text{см}^2$	0,07065
Положения цилиндра в момент открытия отверстия $f_2 - \varphi_{g1}, \text{рад}$	-0,131	Отверстие $f_3, \text{см}^2$	0,0177
Вариант В			
Положения цилиндра в момент закрытия полости всасывания $\varphi_1, \text{рад}$	-0,175	Положение цилиндра в момент закрытия полости нагнетания $\varphi_3, \text{рад}$	2,99
Положение цилиндра в момент открытия полости нагнетания $\varphi_2, \text{рад}$	-0,05	Положение цилиндра в момент открытия полости всасывания $\varphi_4, \text{рад}$	3,18

Расчет проведен для четырех режимов работы. На рис. 3 изображена индикаторная диаграмма, подача насоса Q , давления в полости D (P_d) и момент на шайбе M ; рис. 4 — индикаторная диаграмма, подача насоса Q , давления в полости D , (режим 2, варианта 2); рис. 5 — индикаторная диаграмма, подача насоса Q и давления в полости D , (режим 3), на рис. 6 — индикаторная диаграмма, подача насоса Q (режим 4).

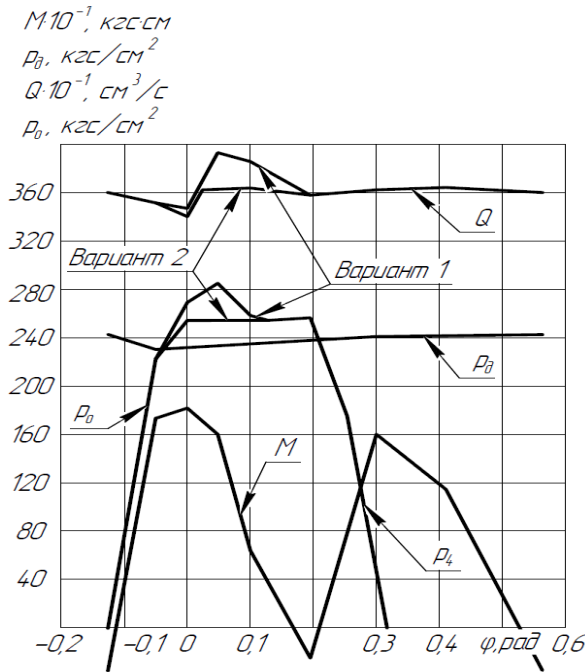


Рис. 3. Индикаторная диаграмма, подача насоса Q , давление в полости $D(P_D)$ и момент на шайбе M . Режим 1. Вариант 1

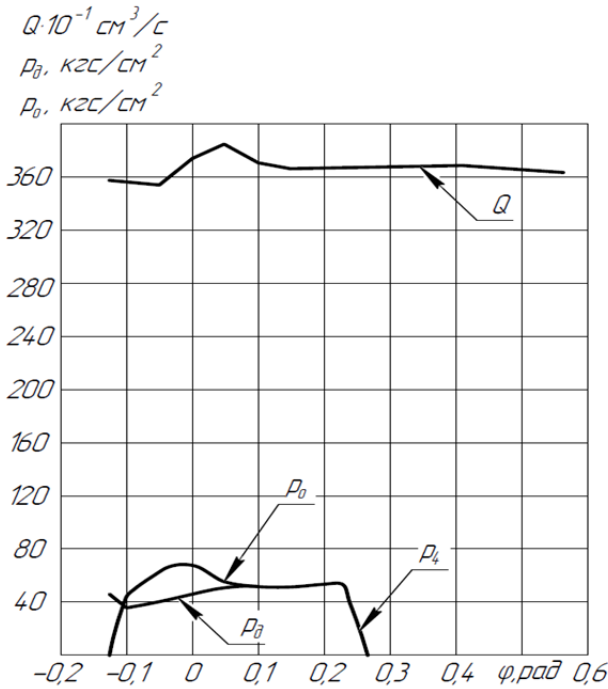


Рис. 4. Индикаторная диаграмма, подача насоса Q , давление в полости D . Режим 2. Вариант 2

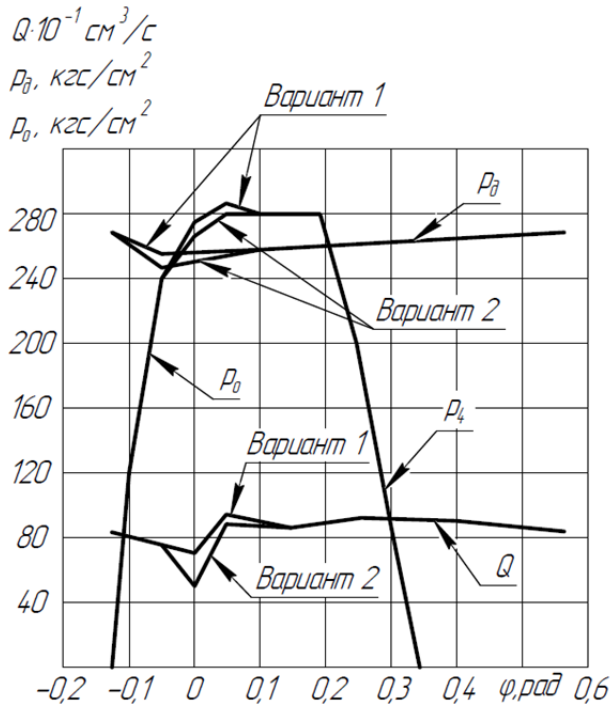


Рис. 5. Индикаторная диаграмма, подача насоса Q и давления в полости D. Режим 3. Варианты 1 и 2

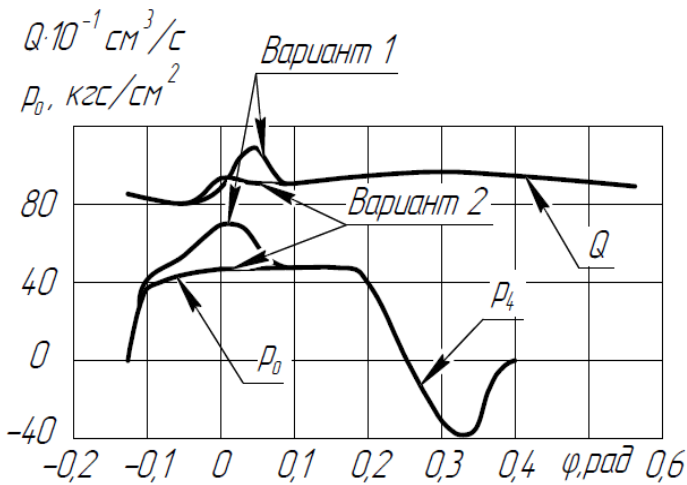


Рис. 6. Индикаторная диаграмма, подача насоса Q. Режим 4. Варианты 1 и 2

Для второго варианта рассчитано распределение с дросселирующим отверстием на нижней перемычке (вариант А) и без отверстия (вариант В). В табл. 2 представлены результаты расчета момента M_c , приложенного к наклонной шайбе со стороны плунжеров, и давления под сервопоршнем P_p .

Таблица 2

**Результаты расчета момента от плунжеров M_c
и давления под сервопоршнем P_p двух вариантов**

Параметр		Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4
Угол наклона шайбы γ , рад		0,2	0,2	0,05	0,05
Давление в системе P , кгс/см ²		225	50	280	50
Вариант 1					
Момент от сервопоршня M_p , кгс см		880	861	853	305
Расход ΔQ , см ³ /сек		550	420	237	273
Вариант 2					
Момент инерции $M_{ин}$, кгс см		220	220	62	62
Расход ΔQ , см ³ /сек		250	330	464	265
А	Момент от сервопоршня M_p , кгс см	878	281	832	269
	Момент от плунжеров M_c , кгс см	1098	501	894	331
	Давление под сервопоршнем P_p , кгс/см ²	67	39,5	60	34
В	Момент от сервопоршня M_p , кгс см	498	200	527	250
	Момент от плунжеров M_c , кгс см	718	420	589	312
	Давление под сервопоршнем P_p , кгс/см ²	45,5	32	46	33

Выводы. 1. Представлена методика расчета основных конструкционных параметров аксиально-поршневого насоса, позволяющая осуществить расчет этих параметров, обеспечивающих существенное уменьшение пульсации давления. Предложено несколько вариантов конструктивных схем распределения:

- с дополнительной емкостью 100 см³;
- с дополнительной емкостью 70 см³ с дросселирующим отверстием на нижней перемычке;
- с дополнительной емкостью 70 см³ без дросселирующего отверстия на нижней перемычке;
- без дополнительной емкости с дросселирующим отверстием на нижней перемычке;
- без дополнительной емкости и без дросселирующего отверстия на нижней перемычке;

Проведены оптимизационные расчеты, обеспечивающие минимум пульсаций.

2. По результатам расчетов рекомендуется ввести в чертежи вариант В, который обеспечивает минимум пульсации расхода при максимальной производительности и разгрузке. Давление разгрузки, согласно расчетам, составляет не более 33 кгс/см^2 . Рекомендованы следующие параметры распределения: $f_1 = 0,0177 \text{ см}^2$; $f_2 = 0,07065 \text{ см}^2$ $\beta = 1,5^0$; $V_g = 70 \text{ см}^3$ (рис. 7).

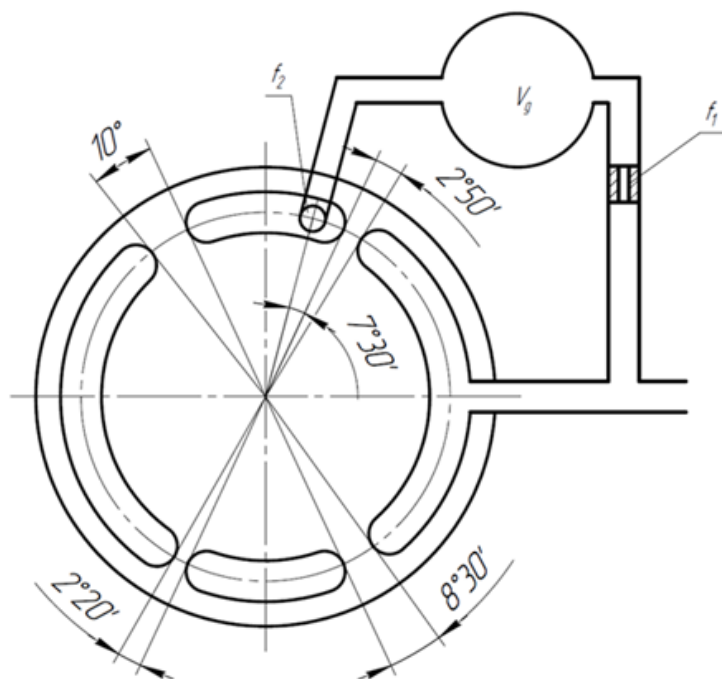


Рис. 7. Геометрия золотника согласно проведенным расчетам

3. В связи с тем, что рекомендуемое распределение представляет собой полностью оригинальную конструкцию и при оценке его эффективности сделан ряд допущений, необходимо при лабораторных испытаниях агрегата НП-112 провести сравнительную экспериментальную проверку величины пульсации давления нагнетания.

4. Предложенная методика может быть рекомендована для применения в практической деятельности, связанной с конструированием аксиально-поршневых гидромашин типа НП-112.

Литература

1. Ковальчук А.К., Лобачев В.И., Пильгунов В.Н. Электромеханические преобразователи гидравлических приводов: учебное пособие по курсу «Электроавтоматика». М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1985. 36 с.
2. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Экспериментальное определение коэффициентов гидравлических сопротивлений: метод. указ. к лабораторным работам по дисциплине «Механика жидкости и газа». М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 21 с.

3. *Баишта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Альянс, 2010. 395 с.
4. *Макушин С.А., Алексеев А.К.* Аксиально-поршневой насос: пат. 1127363. Заявл. 29.09.1983, опубл. 20.10.1999.
5. *Казмиренко В.Ф., Ковальчук А.К.* Метод непрерывного прототипа в проектировании цифровых следящих электрогидравлических приводов: Учебное пособие по курсу «Проектирование цифровых электрогидравлических приводов манипуляционных систем» / Под ред. В.Ф. Казмиренко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. 58 с.
6. *Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А.* Основы теории и конструирования объемных гидropередач / Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Высш. шк., 1968. 420 с.
7. *Кирилловский Ю.Л., Борисов Б.П.* Аксиально-поршневые гидромашины: Учеб. пособ. по курсу «Роторные гидромашины» Ч. 1. / Под ред. Прокофьева В.Н. М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980. 35 с.

Мельничук Елизавета Сергеевна — студентка кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Мацькив Александр Васильевич — студент кафедры «Подводные роботы и аппараты», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — А.А. Протопопов, ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

DEVELOPING A METHODOLOGY FOR CALCULATING DISTRIBUTION SYSTEM PARAMETERS OF AN EXTRA CAPACITY AXIAL PISTON ROTOR PUMP FOR HYDRAULIC CIRCUITS OF HEAVY AIRCRAFT

E.S. Melnichuk

elizabet.meln@yandex.ru

A.V. Matskiv

sasha-mackiv@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The study considers special measures taken to decrease pressure pulsations in hydraulic drive pumps. We wrote programs to compute the parameters of a pump featuring a new distribution design. We calculated several distribution variants with extra capacity and compared the design we suggest to the traditional one

Keywords

Axial piston pump, distribution system, irregularity of discharge, pressure pulsation, extra capacity, swash plate, displacement pump, hydraulic drive system, constant power, timing

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Koval'chuk A.K., Lobachev V.I., Pil'gunov V.N. Elektromekhanicheskie preobrazovateli gidravlicheskih privodov: uchebnoe posobie po kursu "Elektroavtomatika" [Electromechanical converter of hydraulic drives: study guide on "Electro-automatics" course]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1985. 36 p. (in Russ.).
- [2] Kuznetsov V.S., Shablovskiy A.S., Yarots V.V., Eksperimental'noe opredelenie koeffitsientov gidravlicheskih soprotivleniy: metod. ukazaniya k vypolneniyu lab. raboty po distsipline "Mekhanika zhidkosti i gaza" [Experimental definition of hydraulic resistance coefficients: laboratory research methodology guidelines on "Fluid mechanics" course]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 21 p. (in Russ.).
- [3] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivodyy [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives] Moscow, Al'yans Publ., 2010. 395 p. (in Russ.).
- [4] Makushin S.A., Alekseev A.K. Aksial'no-porshnevoy nasos [Axial piston pump]. Pat. 1127363. Appl. 29.09.1983, publ. 20.10.1999 (in Russ.).
- [5] Kazmirenko V.F., Koval'chuk A.K. Metod nepreryvnogo prototipa v proektirovanii tsifrovyykh sledyashchikh elektrogidravlicheskih privodov: Uchebnoe posobie po kursu "Proektirovanie tsifrovyykh elektrogidravlicheskih privodov manipulyatsionnykh sistem" [Continuous prototype method in designing digital servo electrohydraulic drives: study guide on course "Designing digital electrohydraulic drives of manipulation systems"]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1990. 58 p. (in Russ.).
- [6] Kulagin A.V., Demidov Yu.S., Prokofyev V.N., Kondakov L.A. Osnovy teorii i konstruirovaniya ob'emnykh gidroperedach [Theory and designing fundamentals of hydrostatic transmission]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968. 420 p. (in Russ.).
- [7] Kirillovskiy Yu.L., Borisov B.P. Aksial'no-porshnevye gidromashiny: Ucheb. posobie po kursu "Rotor. gidromashiny" Ch. 1. [Axial-piston hydraulic machines: study guide on "Rotor hydraulic machines" course]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1980. 35 p. (in Russ.).

Melnichuk E.S. — student of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Matskiv A.V. — student of Submersible Robots and Mechanisms Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — A.A. Protopopov, Assistant Lecturer of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.