

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

HYDRAULIC UNITS FOR ROAD-BUILDING MACHINES DRIVING SYSTEMS

А. А. Котлобай,
старший преподаватель
кафедры «Строительные
и дорожные машины»
Белорусского национального
технического университет,
г. Минск, Беларусь

Одним из направлений повышения эффективности многофункциональных дорожно-строительных машин является создание гидравлической системы привода ходового оборудования на базе моноагрегатной насосной установки в составе насоса и объемного делителя потока рабочей жидкости. На основе положений дискретной гидравлики авторами разработан принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, техническая реализация и методика расчета основных параметров дискретных гидрораспределителей. Разработанная математическая модель и методика определения параметров дискретного гидрораспределителя позволит оптимизировать его параметры. Приведены результаты математического моделирования гидросистем, оснащенных дискретным гидрораспределителем.

Применение моноагрегатной насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя привода ходового оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов.

One of the ways to increase the efficiency of multi-functional road-building machines is to provide their running equipment with a hydraulic driving system based on pumping monounit which consists of one hydraulic pump and volumetric flow divider. On the basis of the theses of the discrete hydraulics authors have developed the principle of volumetric dividing and summing the flow of the working fluid, the technical implementation of discrete flow distributors and the method of calculation this distributor's main parameters. The developed mathematical model and the method of determining the discrete distributor's parameters will allow optimizing its construction. The results of mathematical modeling of hydraulic systems equipped with discrete hydraulic distributor are presented in the article.

Applying the pumping monounit consisting of a single pump and discrete distributor into the construction of a multifunctional road-building machine reduces the number of hydraulic pumps and permits to abandon the bulky and material-consuming pump drive gearbox.

ВВЕДЕНИЕ

Эффективность работы многофункциональных дорожно-строительных машин зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Системы отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов дорожно-строительных машин развиваются по пути использования объемных гидравлических приводов. Основу современных гидрообъемных трансмиссий привода ходового оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин составляют трансмиссии закрытого типа на базе моноблочных или раздельно-агрегатных двухмашинных гидропередач [1, 2]. Одним из направлений повышения тягово-сцепных качеств полноприводных многофункциональных дорожно-строительных машин является независимый привод мостов, реализуемый посредством увеличения числа насосов. В пневмоколесных катках за двигателем устанавливается раздаточный редуктор привода трех гидронасосов [3, 4], два из которых работают в гидравлических контурах гидромоторов привода колес каждого моста, а третий – гидроусилитель руля. Увеличение удельного веса механической части привода отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования. Трудоемкость создания механической части привода ходового оборудования многофункциональных машин велика, поскольку машиностроительные предприятия, выпускающие такие машины малыми сериями, не располагают технологической базой современного уровня для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом рационализации гидравлических объемных многомоторных приводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового оборудования [5]. Это позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов [1]. Такая задача может решаться созданием насосного агрегата в составе однопоточного насоса и агрегата деления потока рабочей жидкости насоса.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД РАБОЧЕГО И ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ПОЛНОПОВОРОТНОГО ЭКСКАВАТОРА

В экскаваторах ЭО-3323А, ЭО-3123 применяется насос 223.20 объемом $(54,8 + 54,8) \cdot 10^{-6}$ м³/об. массой 162 кг, в экскаваторах ЭО-4121, ЭО-42,25, ЭО-4321В – насосы 223.25 объемом $(107 + 107) \cdot 10^{-6}$ м³/об. массой 320 кг и 321.224А объемом $(112 + 112) \cdot 10^{-6}$ м³/об. массой 280 кг. Конструктивно насосы реализованы по схеме: в едином картере устанавливаются два однопо-

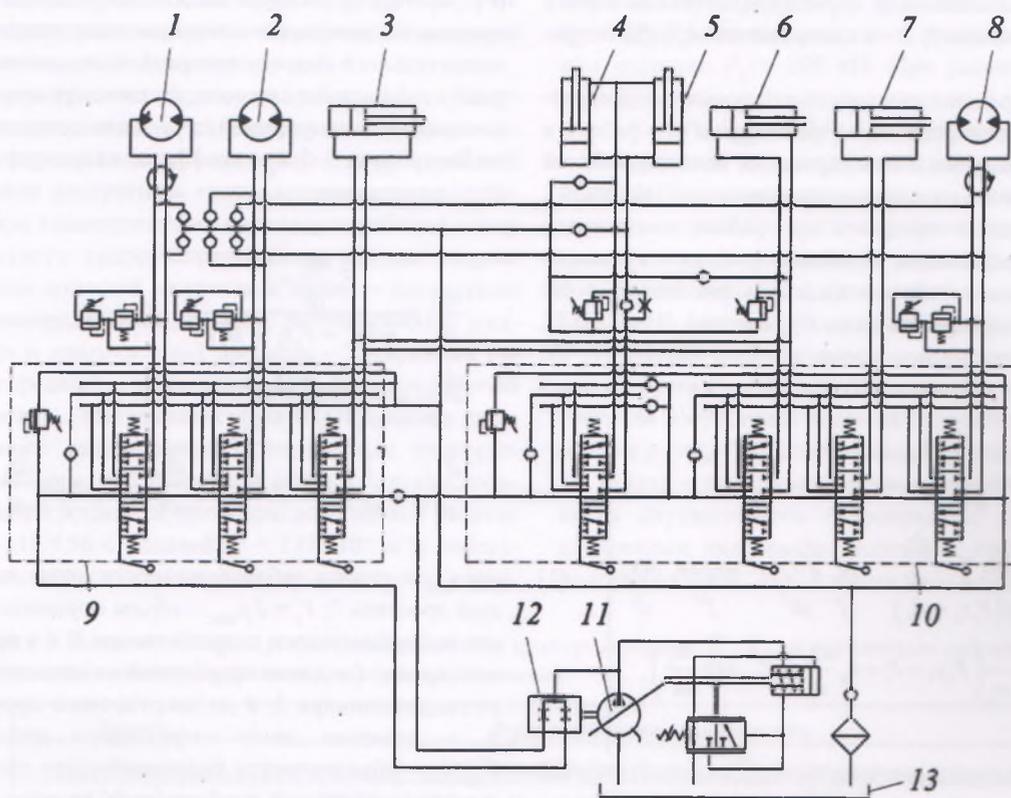
точных насоса серии 207, гидроцилиндр поворота их блоков цилиндров для регулирования рабочего объема и зубчатая раздаточная коробка. Материалоемкость двухпоточного насоса, выражаемая отношением массы, кг, насоса к его объему, м³, составляет $(1,25 - 1,50) \cdot 10^{-6}$ кг/м³, превышает материалоемкость однопоточного насоса, составляющую $(0,33 - 0,34) \cdot 10^{-6}$ кг/м³ для насосов серии 313 объемом $112 \cdot 10^{-6}$ м³/об. массой 37,5 кг и $250 \cdot 10^{-6}$ м³/об. массой 85 кг. Соответственно, стоимость двухпоточного насоса высока.

При традиционных конструктивных схемах рабочего и ходового оборудования одноковшовых полноповоротных экскаваторов основным направлением развития конструкции является поиск направлений совершенствования гидравлических систем приводов рабочего и ходового оборудования. Резервом рационализации гидравлического объемного привода полноповоротных гидравлических экскаваторов [3] является применение двухпоточных насосных установок на базе одного насоса переменной производительности, оснащенного гидравлическим агрегатом деления потока рабочей жидкости объемного типа. Основу насосной установки (рис. 1) составляет однопоточный аксиально-поршневой насос 11, оснащенный делителем потока 12 рабочей жидкости насоса 11 [6]. Распределительные устройства образуют две группы 9, 10. Группа распределителей 9 питается от одной магистрали делителя потока 12, а группа распределителей 10 – от второй магистрали. При нейтральном положении золотников группы распределителей 9 поток рабочей жидкости насоса 11 питает исполнительные механизмы, управляемые с помощью группы распределительных устройств 10. Таким образом, участвующие в рабочем цикле исполнительные механизмы, управляемые с помощью группы распределительных устройств 9, питаются от одной магистрали делителя потока 12, а в механизмы стрелы, рукояти и ковша, управляемые группой распределительных устройств 10, может поступать полный силовой поток рабочей жидкости насоса 11.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХМОТОРНОГО ГИДРОПРИВОДА

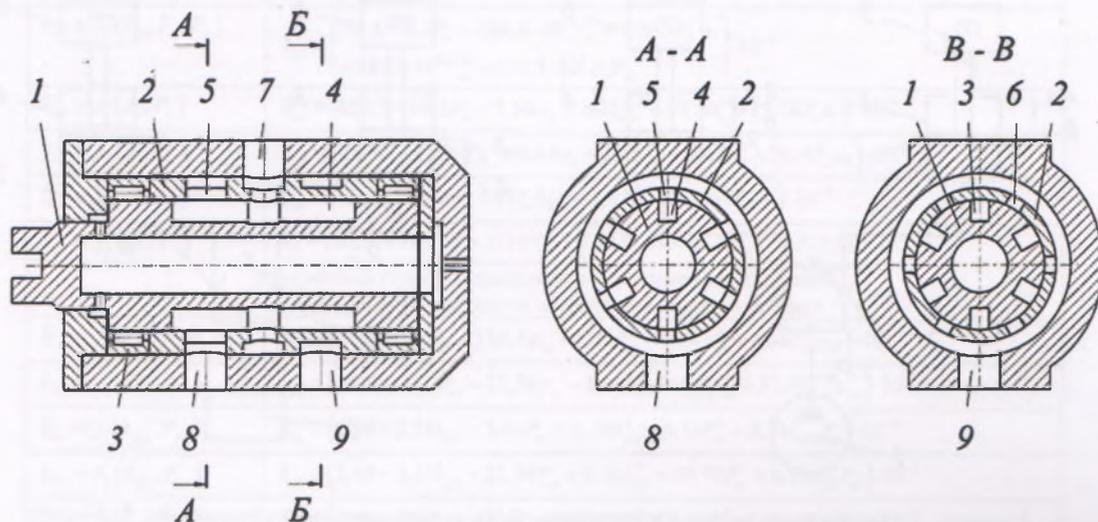
На основе положений дискретной гидравлики [7] автором разработан принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей [8, 9], предложены основные технические решения дискретных гидрораспределителей роторного типа (рис. 2), работающих в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости [10].

При работе дискретного гидрораспределителя рабочая жидкость насоса поступает через канал 7 в полости продольных каналов 4 равномерно вращающегося ротора 1, откуда периодически – в полости



1, 8 – гидромоторы гусеничного хода; 2 – гидромотор поворота платформы; 3 – гидроцилиндр поворота верхней секции стрелы; 4, 5 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 6 – гидроцилиндр поворота рукояти; 7 – гидроцилиндр поворота ковша; 9, 10 – блоки гидрораспределителей; 11 – насос; 12 – делитель потока; 13 – бак

Рисунок 1 – Типовая гидравлическая схема универсального полноповоротного экскаватора



1 – ротор; 2 – распределительная втулка; 3 – подшипник качения; 4, 5, 6 – продольный канал ротора распределительной втулки; 7 – канал подключения насоса, бака; 8, 9 – канал подключения потребителя

Рисунок 2 – Конструктивная схема дискретного гидрораспределителя

продольных каналов 5, 6 распределительной втулки 2 и через каналы 8, 9 – в напорные магистрали потребителей.

Для определения основных параметров дискретного гидрораспределителя рассмотрим его работу в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости в двухмоторном гидроприводе [11] (рис. 3).

Переходные процессы при работе дискретного гидрораспределителя в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости описываются системами дифференциальных уравнений (1), (2) [12], полученными на основании методик расчета [7, 13, 14, 15],

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^2 Q_{oi}}{\psi V_{гн}} \\ \frac{dp_i}{dt} &= \frac{Q_{oi} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi (F_i z_i + fl_i)} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{oi}}{dt^2} - \frac{8\pi\rho v l_i}{f^2} \frac{dQ_{oi}}{dt} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(F_i p_i - P_i - k_{\eta} \frac{dz_i}{dt} - P_{mpi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{aligned} \right\} (1)$$

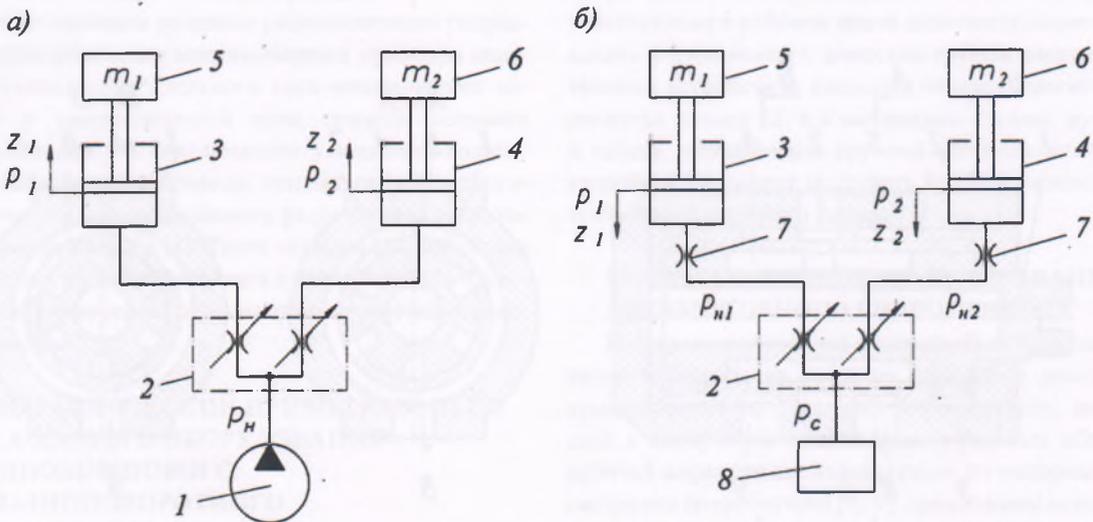
где Q_i – объемная подача насоса i ; Q_{oi} – подача рабочей жидкости в напорную магистраль i -го исполнительного гидроцилиндра 3, 4; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; $V_{гн}$, l_n – объем гидравлического гасителя в цепи насоса i и длина трубопроводов, соединяющих насос i с гидравлическим гасителем и ДГ; F_i – площадь поршня исполнительного цилиндра 3, 4;

ρ – плотность рабочей жидкости; l_i – длина трубопровода от дискретного гидрораспределителя до исполнительного гидроцилиндра 3, 4; v – кинематический коэффициент вязкости; f – площадь проходного сечения всех гидролиний; P_i – сила сопротивления подъему груза 5, 6; k_{η} – коэффициент вязкого трения; P_{mpi} – сила трения.

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi (V_i - F_i z_i + fl_i)} \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{oi}}{\psi (V_{гнi} + fl_{ni})} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_{\eta} \frac{dz_i}{dt} - P_{mpi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{aligned} \right\} (2)$$

где Q_{ni} – расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель 7; $V_i = F_i z_{i\max}$ – объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра 3, 4 в исходном положении; l_i – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра 3, 4 до нагрузочного дросселя 7; p_{ni} – давление после нагрузочного дросселя 7; $V_{гнi}$, l_{ni} – объем полости гидравлического гасителя в гидролинии и длина трубопровода от нагрузочного дросселя 7 до дискретного гидрораспределителя.

Эффективность работы дискретного гидрораспределителя оценивается по величине гидравлического КПД аппаратов ($\eta_{гд}$) [7], учитывающего потери мощности при течении рабочей жидкости через дискрет-



1 – насос; 2 – дискретный гидрораспределитель; 3, 4 – исполнительный гидроцилиндр; 5, 6 – груз; 7 – нагрузочный дроссель; 8 – потребитель; z_i – координата поршня исполнительного цилиндра 3, 4; p_n, p_i, p_{ni}, p_c – давление в полости насоса 1, исполнительного гидроцилиндра 3, 4, после нагрузочного дросселя 7 и в магистрали потребителя 8, соответственно; i – номер исполнительного гидроцилиндра 3, 4; m_i – масса груза 5, 6 и подвижных частей, приведенная к поршню

Рисунок 3 – Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе дискретного гидрораспределителя в режиме: а – деления потока рабочей жидкости; б – суммирования потоков рабочей жидкости

ный гидрораспределитель, и параметру $k_{z2} = z_2/z_1$, учитывающему рассогласование перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров 3, 4.

Параметры, определяющие работу многомоторного гидропривода: режим нагружения многомоторного гидропривода; дискретизация потока рабочей жидкости дискретным гидрораспределителем; соотношение геометрических параметров рабочих камер дискретного гидрораспределителя; объемы гидравлических полостей на участках «насос – дискретный гидрораспределитель (деление потока рабочей жидкости)» и «нагрузочный дроссель – дискретный гидрораспределитель (суммирование потоков рабочей жидкости)». Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме деления потока рабочей жидкости, проводим для условий работы: насос 310.4.56 с подачей $Q = 1330 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ работает с двумя гидроцилиндрами с диаметрами порш-

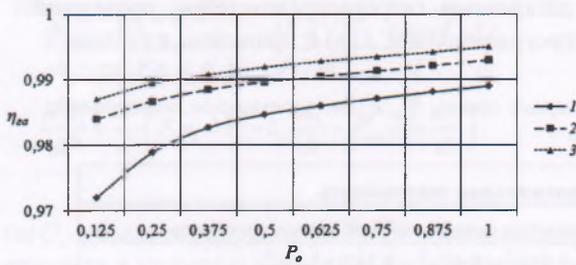
ней 0,12 м с нагрузкой, задаваемой параметром $P_0 = (P_1/P_2)$, изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_2 = 200 \text{ кН}$. При расчете принимались числовые значения параметров: $f = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $\psi = 1,5 \cdot 10^{-9}$; $P_{mрi} = 0,1P_1$, $k_y = 0,15$. Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме суммирования потоков рабочей жидкости, проводим для условий работы: два гидроцилиндра с диаметрами поршней 0,12 м нагружены инерционной нагрузкой, задаваемой относительным параметром $P_{oc} = (P_2/P_1)$, изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_1 = 200 \text{ кН}$. Давление p_c в напорной магистрале потребителя задается относительным параметром $p_{co} = (p_c/P_2)$, изменяемым в пределах 0,05–0,1.

Задачи и результаты математического моделирования двухмоторного гидропривода, оснащенного дискретным гидрораспределителем, проведенные в программе MathCAD 14, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Задачи и уравнения регрессии зависимости критериев оценки $\bar{\eta}_{za}$, k_{z2} от параметров гидропривода, оснащенного дискретным гидрораспределителем

Задача	Функциональная зависимость
Дискретный гидрораспределитель в режиме деления потока рабочей жидкости насоса	
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_o, \kappa)$	$\bar{\eta}_{za} = (99,56 + 3,57P_o + 0,45\kappa - 1,38P_o^2 - 0,02\kappa^2 - 0,14P_o\kappa) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(P_o, \kappa)$	$k_{z2} = (91,48 + 12,05P_o - 6,31\kappa - 1,72P_o^2 + 0,06\kappa^2 + 5,64P_o\kappa) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_o, k_{Q2})$	$\bar{\eta}_{za} = (119,7 - 2,78P_o - 28,4k_{Q2} - 9,38P_o^2 + 3,35k_{Q2}^2 + 16,88P_o k_{Q2}) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(P_o, k_{Q2})$	$k_{z2} = (29,23 - 23,71P_o + 37,23k_{Q2} + 35,29P_o^2 - 3,16k_{Q2}^2 + 30,3P_o k_{Q2}) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(\omega, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (90,13 + 16,18P_o + 0,027\omega - 9,07P_o^2 - 2,91 \cdot 10^{-5}\omega^2 - 0,01P_o\omega) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(\omega, P_o)$	$k_{z2} = (87,6 + 36,1P_o - 0,23\omega - 19,9P_o^2 + 1,44 \cdot 10^{-4}\omega^2 + 0,18P_o\omega) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zn}, V_{zi}, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (98,19 + 2,41P_o - 30,23V_{zn} - 1,22P_o^2 + 21,42P_o V_{zn}) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(V_{zn}, V_{zi}, P_o)$	$k_{z2} = \left(79,1 - 6,2P_o - 426,6 \cdot 10^3 V_{zn} + 43,33P_o^2 + \right. \\ \left. + 381,1 \cdot 10^6 V_{zn}^2 + 271,5 \cdot 10^3 P_o V_{zn} \right) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(a_2, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (103,5 - 10,6P_o + 7,56a_2 - 2,25P_o^2 - 13,5a_2^2 + 13,78P_o a_2) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(a_2, P_o)$	$k_{z2} = (27,98 + 91,36P_o - 40,64a_2 + 21,5P_o^2 + 55,3a_2^2 - 56,4P_o a_2) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(Q_n, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (99,43 + 1,76P_o - 992,5Q_n - 1,33P_o^2 + 539,7P_o Q_n) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(Q_n, P_o)$	$k_{z2} = (26,58 + 59,27P_o + 25340Q_n + 7,57P_o^2 - 351,6 \cdot 10^4 Q_n^2 - 1,33P_o Q_n) \cdot 10^{-2}$
Дискретный гидрораспределитель в режиме суммирования потоков рабочей жидкости из полостей гидроцилиндров	
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_{oc}, p_{co})$	$\bar{\eta}_{za} = (1,49 - 1,28P_{oc} + 120,4p_{co} - 1,25P_{oc}^2 - 4,04p_{co}^2 + 7,35P_{oc} p_{co}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(P_{oc}, p_{co})$	$k_{z2} = (1,904 + 15,3P_{oc} - 22,59p_{co} - 8,16P_{oc}^2 - 60,0p_{co}^2 + 37,49P_{oc} p_{co}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(k_{Q2}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (8,59 - 2,31k_{Q2} + 3,04P_{oc} + 0,20k_{Q2}^2 - 4,16P_{oc}^2 + 0,76k_{Q2} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(k_{Q2}, P_{oc})$	$k_{z2} = (2,60 - 3,37k_{Q2} + 23,34P_{oc} + 0,48k_{Q2}^2 - 25,77P_{oc}^2 + 6,79k_{Q2} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zn}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (6,56 + 625V_{zn} - 4,74P_{oc} - 46300V_{zn}^2 + 0,56P_{oc}^2 + 397,5V_{zn} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(V_{zn}, P_{oc})$	$k_{z2} = (-0,97 + 136,9V_{zn} + 19,57P_{oc} - 9,13P_{oc}^2 - 74,76V_{zn} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zi}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (8,53 - 233,3V_{zi} - 1,39P_{oc} - 1,4P_{oc}^2 + 235,7V_{zi} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(V_{zi}, P_{oc})$	$k_{z2} = (0,55 + 9,68P_{oc} + 6,01P_{oc}^2) \cdot 10^{-1}$
Примечание – Здесь $P_o = P_1/P_2$, $P_{oc} = P_2/P_1$.	

Анализ уравнений регрессии (таблица 1) показал, что дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение $\bar{\eta}_{za}$ достигается при равенстве нагрузок напорных магистралей потребителей (рис. 4) и увеличивается с увеличением параметра k , что объясняется уменьшением дискретного объема рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль потребителя при каждом цикле работы дискретного гидрораспределителя, и снижением динамичности работы гидропривода. Следует отметить, что наиболее существенно $\bar{\eta}_{za}$ увеличивается при увеличении параметра k с 1 до 3. При дальнейшем увеличении параметра k величина $\bar{\eta}_{za}$ изменяется незначительно.

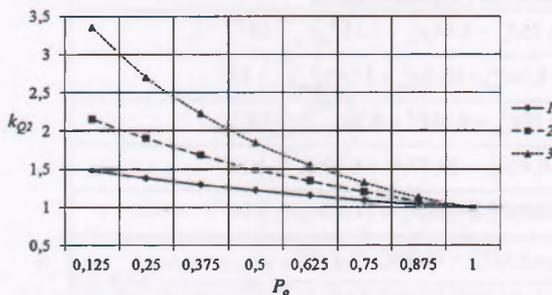


1 – $k = 3$; 2 – $k = 6$; 3 – $k = 9$

Рисунок 4 – Зависимость критерия оценки $\bar{\eta}_{za}$ от параметров рассогласования нагрузок P_0 и дискретизации k

Уменьшение параметра P_0 и увеличение параметра k приводит к пропорциональному уменьшению параметра k_{z2} . На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений параметра $k = 4 - 6$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{za}$ и относительно небольшое снижение параметра k_{z2} при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне.

Анализ работы многомоторного гидропривода при синхронизации работы исполнительных гидроцилиндров ($k_{z2} = 1$) показывает, что диапазон изменения параметра k_{Q2} и $\bar{\eta}_{za}$ при уменьшении параметра нагружения P_0 исполнительных гидроцилиндров уменьшается при уменьшении параметра k (рис. 5).



1 – $k = 3$; 2 – $k = 6$; 3 – $k = 9$

Рисунок 5 – Зависимость параметра k_{Q2} от параметров нагружения P_0 и дискретизации k потока рабочей жидкости

Конструктивную схему дискретного гидрораспределителя, обеспечивающего синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров, следует формировать со значениями параметра $k = 3-4$, обеспечивающими минимальное снижение $\bar{\eta}_{za}$ при изменении параметра нагружения P_0 в широком диапазоне.

При увеличении ω параметр $\bar{\eta}_{za}$ увеличивается благодаря снижению динамичности работы гидропривода (таблица 1), а параметр k_{z2} уменьшается. Максимальное значение $\bar{\eta}_{za}$ достигается при $\omega = 188,4-314,0$ рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала насоса.

При увеличении объема $V_{гн}$ параметр k_{z2} уменьшается (таблица 1). Увеличение объема $V_{гн}$ способствует появлению дифференциального эффекта. Рациональные значения параметра k_{z2} достигаются при $V_{гн} = (0,5-1,0)q$ (здесь q – рабочий объем насоса), что эквивалентно длине рукава высокого давления $l_1 = 0,07 - 0,14$ м. $\bar{\eta}_{za}$ имеет максимальное значение при $V_{гн} = (0,5 - 1,0)q$, и снижается при увеличении объема $V_{гн}$. Дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться рядом с насосом либо интегрироваться в его конструкцию. Моделирование показало, что изменение величин f_1 не влияет на параметры $\bar{\eta}_{za}$ и k_{z2} .

При работе в режиме суммирования потоков рабочей жидкости дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочных режимов работы контуров при широком диапазоне изменения нагрузок (таблица 1).

Анализ работы гидропривода показал, что, изменяя параметр k_{Q2} , можно обеспечить заданное рассогласование перемещения грузов (таблица 1). При увеличении параметра k_{Q2} величина $\bar{\eta}_{za}$ уменьшается, что объясняется повышением динамичности нагружения гидропривода.

Увеличение объема гидравлического гасителя $V_{гн1}$, $V_{гн2}$ в магистрали от дискретного гидрораспределителя до нагрузочного дросселя 7 приводит к существенному увеличению $\bar{\eta}_{za}$ и незначительному увеличению параметра k_{z2} (таблица 1). Полученный результат позволяет сделать вывод: удаление дискретного гидрораспределителя от нагрузочных дросселей 7 позволяет улучшить показатели работы многомоторного гидропривода.

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости, показал:

- дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок;

- рациональным значением параметра дискретизации потока рабочей жидкости является интервал значений параметра $k = 4-6$;

- дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться возле насоса либо интегрироваться в его конструкцию;

- максимальное значение параметров эффективности $\bar{\eta}_{2a}$ и k_{22} достигается при угловой скорости ротора, совпадающей с угловой скоростью вала насоса;

- дискретный гидрораспределитель обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров.

Конструктивно дискретный гидрораспределитель может быть реализован в виде отдельного агрегата, устанавливаемого на корпус насоса с приводом ротора дискретного гидрораспределителя от приводного вала насоса [16], на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения [17] либо интегрироваться в конструкцию насоса [18, 19] с доработкой существующей конструктивной схемы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработка и применение моноагрегатной насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя привода ходового и рабочего оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов.

На основании математического моделирования определены рациональные параметры дискретного гидрораспределителя ходового и рабочего оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин. Разработка и внедрение гаммы дискретных гидрораспределителей позволит расширить элементную базу систем современного гидропривода ходового оборудования дорожно-строительных машин, снизить ее материалоемкость и затраты на разработку и производство дорожно-строительных машин.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
- Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи : учеб. пособие для вузов / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан и др. ; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 310 с.
- Строительные машины : справочник в 2 т. Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Раннев, В. Ф. Корелин, А. В. Жаворонков и др. ; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1991. – 496 с.
- Раннев, А. В. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин : учебник для нач. проф. образования / А. В. Раннев, М. Д. Полосин. – 2-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2003. – 488 с.
- Леонович, И. И. Насосные установки многомоторных приводов технологических машин / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2005. – № 6. – С. 36–39.
- Гидравлическая система экскаватора : пат. 4818 Респ. Беларусь : F16H 61/40, F15B 11/00 / Чапля А. И., Котлобай А. Я., Костко Ю. В., Кондратьев С. В., Тамело В. Ф., Котлобай А. А. ; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № u 20080350 ; заявл. 25.04.2008 ; опубл. 30.10.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5.
- Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для студентов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.
- Коробкин, В. А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 5. – С. 43–46.
- Бусел, А. В. Моделирование дискретного гидрораспределителя гидропривода строительных и дорожных машин / А. В. Бусел, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Новости науки и технологий. – 2014. – № 2. – С. 22–30.
- Модульная дозирующая система : пат. 63880 Рос. Федерация : МПК F15B 11/22 / Коробкин В. А., Котлобай А. Я., Ивановский А. Н., Андрияненко Ю. А., Луцков Б. А., Котлобай А. А. ; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 2006146474/22 ; заявл. 25.12.2006 ; опубл. 10.06.2007, Бюл. № 16.
- Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы : учеб. пособие для вузов / Л. Б. Богданович. – Киев : Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 232 с.
- Коробкин, В. А. О перспективных направлениях создания гидравлических агрегатов приводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Наука и техника. – 2012. – № 6. – С. 71–76.
- Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.
- Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов : учебник для вузов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.
- Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.

16. Насос шестеренный : пат. 2772 Респ. Беларусь : F15B 11/22, E04C 2/04 / Коробкин В. А., Котлобай А. Я., Котлобай А. А. ; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 20050715 ; заявл. 14.11.05 ; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 3.
17. Гидронавесная система технологической машины : пат. 72029 Рос. Федерация : МПК F16H 61/44 / Коробкин В. А., Котлобай А. Я., Андрияненко Ю. А., Луцков Б. А., Котлобай А. А. ; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 2007142825/22 ; заявл. 19.11.07 ; опубл. 27.03.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 9.
18. Насос шестеренный : пат. 66449 Рос. Федерация : МПК F15B 11/22 / Коробкин В. А., Котлобай А. Я., Ивановский А. Н., Андрияненко Ю. А., Луцков Б. А., Котлобай А. А. ; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 2007115524/22 ; заявл. 24.04.2007 ; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 25.
19. Аксиально-поршневая гидромашинa : пат. 66448 Рос. Федерация : МПК F15B 11/22 / Коробкин В. А., Котлобай А. Я., Ивановский А. Н., Андрияненко Ю. А., Луцков Б. А., Котлобай А. А. ; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 2007114103/22 ; заявл. 13.04.2007 ; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 25.

Статья поступила в редакцию 17.10.2016.