

УДК 625.08

**Моделирование дискретного гидрораспределителя  
гидропривода оборудования машин**

Котлобай А. Я., Котлобай А. А.

Белорусский национальный технический университет

При выполнении работ машинами инженерного вооружения наибольшую эффективность показывают универсальные энергонасыщенные машины с рабочими органами, выполняющие большое количество последовательных технологических операций за один проход [1], [2]. Жесткая привязка такой машины к технологическому процессу, высокая производительность, сложность и стоимость обуславливает ограниченную потребность в количестве машин, что определяет характер ее производства как мелко- и среднесерийный. Производство таких машин становится выгодным только при максимальной унификации с серийно выпускаемыми изделиями. Ряд крупнейших фирм организует сборку машин малыми сериями из унифицированных частей и агрегатов. Это позволяет динамично обновлять линейку выпускаемых машин и подстраиваться под требования заказчика.

Применение гидравлических систем для привода ходового и рабочего оборудования на современных машинах инженерного вооружения и роботизированных системах перспективно. Анализ показал, что проблема деления потока мощности силовой установки в гидроприводах актуальна, а многопоточные гидравлические машины востребованы на рынке машин строительного комплекса. Деление потока мощности силовой установки на привод ходового и технологического

оборудования решается созданием многонасосных моноагрегатов, делением и суммированием потоков рабочей жидкости насосов.

Основными направлениями развития многопоточных моноагрегатов являются: объединение насосов раздаточным редуктором, скомпонованном в едином корпусе, либо вне его; создание тандемов серийных насосов; связь насосных секций одним ведущим валом; создание оригинальных многопоточных радиально-поршневых насосов [3].

Делители-сумматоры потоков рабочей жидкости объемного типа создаются на базе секций гидромоторов, связанных одним валом, а дроссельного типа – на базе устройств, корректирующих параметры каналов связи насоса с рабочими полостями гидродвигателей [4], [5]. Ведущие компании – производители гидравлической аппаратуры не уделяют внимания поиску новых принципов и развитию конструкций делителей – сумматоров потоков рабочей жидкости насосов, предпочитая выпуск более дорогих многопоточных насосов и делителей потока объемного типа на базе освоенных в производстве насосов и гидромоторов.

На основе положений объемного гидропривода дискретного действия [6] разработан принцип объемного деления – суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей [7], [8]. Дискретизация потока рабочей жидкости может быть обеспечена дискретным гидрораспределителем, состоящим из ротора 1 и статора 2 (рис. 1).

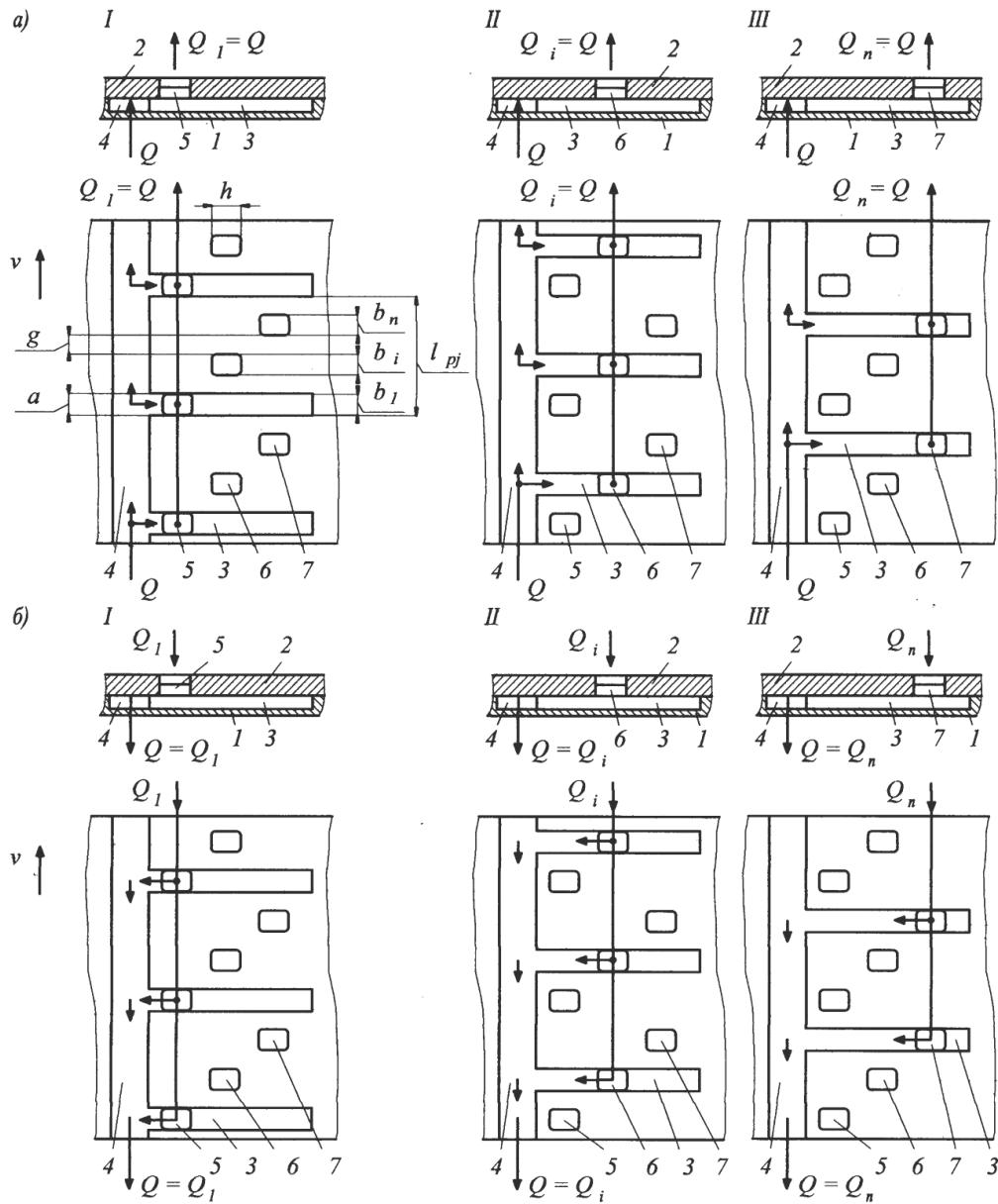


Рисунок 1 – Структурная схема дискретного гидрораспределителя:  
 а – при установке в напорной магистрали насоса; б – при установке в сливных магистралях потребителей, где 1 – ротор; 2 – статор; 3 – канал ротора; 4 – канал подключения насоса (а), бака (б); 5, 6, 7 – каналы подключения потребителей;  $Q$  – подача рабочей жидкости насоса (а), расход рабочей жидкости из контуров потребителей (б);  
 $Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$  – подача рабочей жидкости в напорную магистраль 1, ..., i, ..., n-го потребителя (а), расход рабочей жидкости из контуров потребителей (б)

При работе дискретного гидрораспределителя в режиме деления потока (см. рис. 1, а) рабочая жидкость поступает через подводящий канал 4 подключения насоса в полости продольных каналов 3, образованные на роторе 1. При относительном перемещении ротора 1 и статора 2 со скоростью  $v$ , полости продольных каналов 3 и отводящих каналов 5, 6, 7 периодически перекрываются, занимая позиции I, II, III, и промежуточные. Рабочая жидкость через каналы 5, 6, 7 статора 2 поступает в напорные магистрали потребителей. Каналы 5, 6, 7 смещены друг относительно друга. При работе дискретного гидрораспределителя в режиме суммирования потоков (см. рис. 1, б) рабочая жидкость поступает из магистралей потребителей при относительном перемещении ротора 1 и статора 2 периодически через каналы 5, 6, 7 статора 2 в полости продольных каналов 3 ротора 1, и далее, через канал 4 в бак.

Определим основные параметры дискретного гидрораспределителя. При относительном перемещении ротора 1 и статора 2 площадь  $F_i$  каждого из отводящих каналов дискретного гидрораспределителя изменяется по времени  $t$  от нуля до заданной величины  $F_{\max}$  (рис. 2). Обозначим степень перекрытия смежных каналов 5, 6, 7 подключения потребителей (см. рис. 1) коэффициентом

$$a_2 = g/a,$$

где  $g$  – длина перешейка статора 2 (см. рис. 1) между каналами подключения потребителей;  $a$  – длина канала 3 ротора 1.

При  $a_2 > 1$  (отрицательное перекрытие) дискретного гидрораспределителя запирает канал 4 на определенный промежуток времени (см. рис. 2, а). При  $a_2 < 1$  (положительное перекрытие) смежные каналы 5, 6, 7 некоторый период времени соединены между собой (см. рис. 2, б) каналами 3. Нулевое перекрытие ( $a_2 = 1$ ) характерно тем, что

смежные каналы 5, 6, 7 дискретного гидрораспределителя заперты в конкретный момент времени (см. рис. 2, в, рис. 2, г).

Наиболее часто в гидросистемах возникает задача деления потока рабочей жидкости насоса, поэтому данный режим работы дискретного гидрораспределителя является определяющим при обосновании его основных параметров.

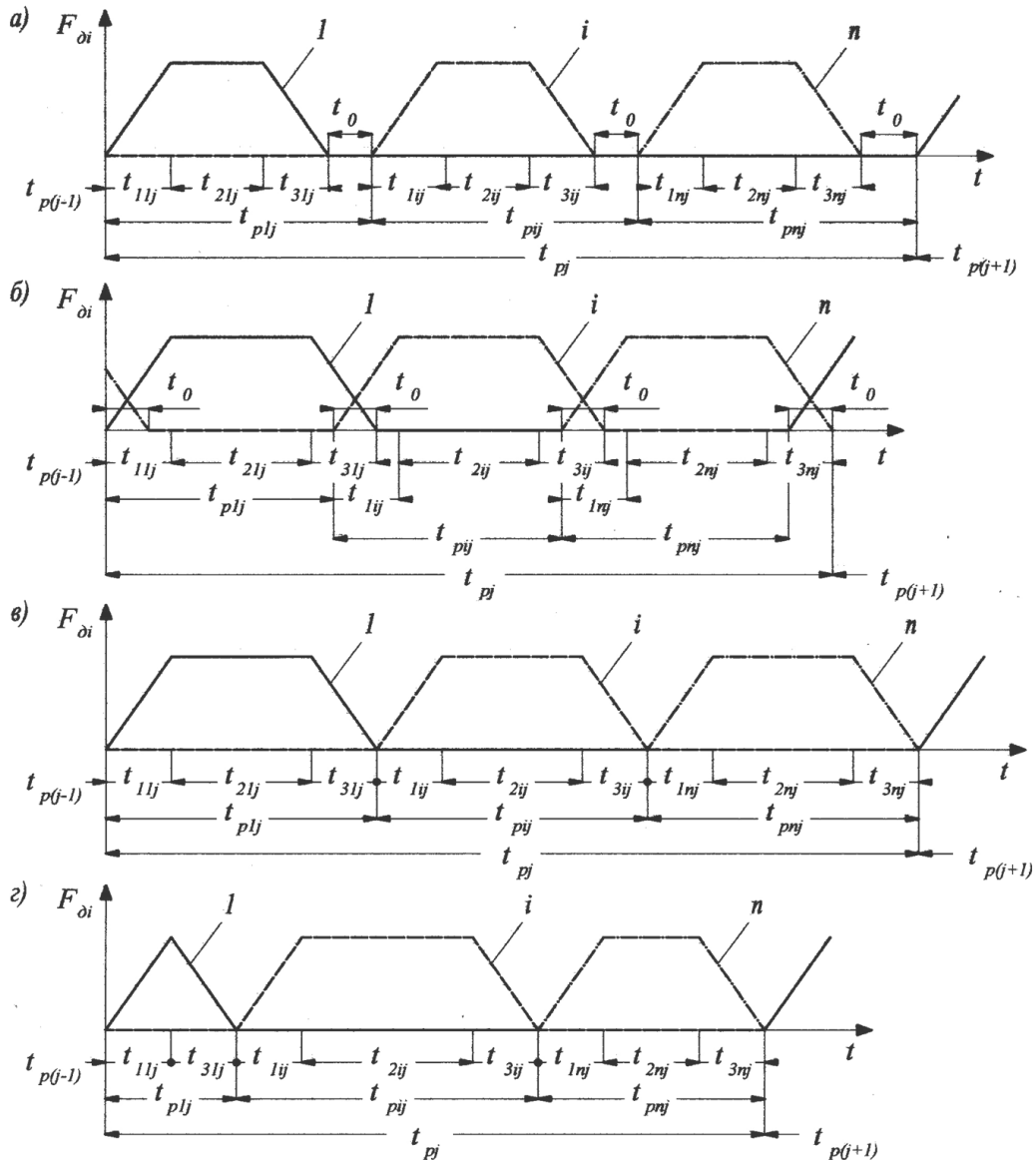


Рисунок 2 – Геометрические параметры дискретного гидрораспределителя при работе: а –  $b_1 = b_i = b_n, a_2 > 1$ ; б –  $b_1 = b_i = b_n, a_2 < 1$ ; в –  $b_1 = b_i = b_n, a_2 = 1$ ; г –  $b_1 = a, b_n < b_i, a_2 = 1$ ; 1 –  $F_{o1}$ , 2 –  $F_{oi}$ , 3 –  $F_{on}$  – площадь первого,  $i$ -го,  $n$ -го отводящего канала;  $t$  – время

Время  $t_{pj}$   $j$ -го цикла работы дискретного гидрораспределителя – подачи рабочей жидкости по всем каналам подключения потребителей

$$t_{pj} = \frac{l_{pj}}{v} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \sum_{i=1}^n (t_0 + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}). \quad (1)$$

где  $l_{pj}$  – условная длина образующей ротора одного цикла работы дискретного гидрораспределителя;

$t_{pij}$  – время  $j$ -го цикла работы дискретного гидрораспределителя с каналом  $i$ -го потребителя;  $1, \dots, i, \dots, n$  – номер и число потребителей;

$j = 1 \dots k$  – номер и число каналов 3 ротора 1 (см. рис. 1);

$t_0$  – время перекрытия смежных каналов  $j$ -го цикла работы дискретного гидрораспределителя;

$t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij}$  – время открытия, открытого положения, закрытия канала  $i$ -го потребителя.

При определении времени  $t_{1ij}, t_{3ij}$  открытия, закрытия канала 5, 6, 7 (см. рис. 2) подключения  $i$ -го потребителя – изменения площади проходного сечения каналов  $F_{oi} = 0 \div F_{\text{max}}, F_{oi} = F_{\text{max}} \div 0$ , исходим из того, что рабочая жидкость поступает к каналам подключения потребителей 5, 6, 7 через продольные каналы 3 ротора 1 числом  $k$ . Максимальная площадь проходного сечения напорной магистрали каждого потребителя ограничена условным проходом магистрали насоса.

$$t_0 = \frac{(a_2 - 1)g}{a_2 v} \cdot t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{f}{k h v} \cdot t_{2ij} = \frac{k_{Qi}}{v \sum_{i=1}^n k_{Qi}} \left[ l_{pj} + n \frac{g}{a_2} (1 - a_2) \right] - \frac{2f}{v k h}, \quad (2)$$

где  $h$  – ширина канала 5, 6, 7 статора 2 (см. рис. 1);

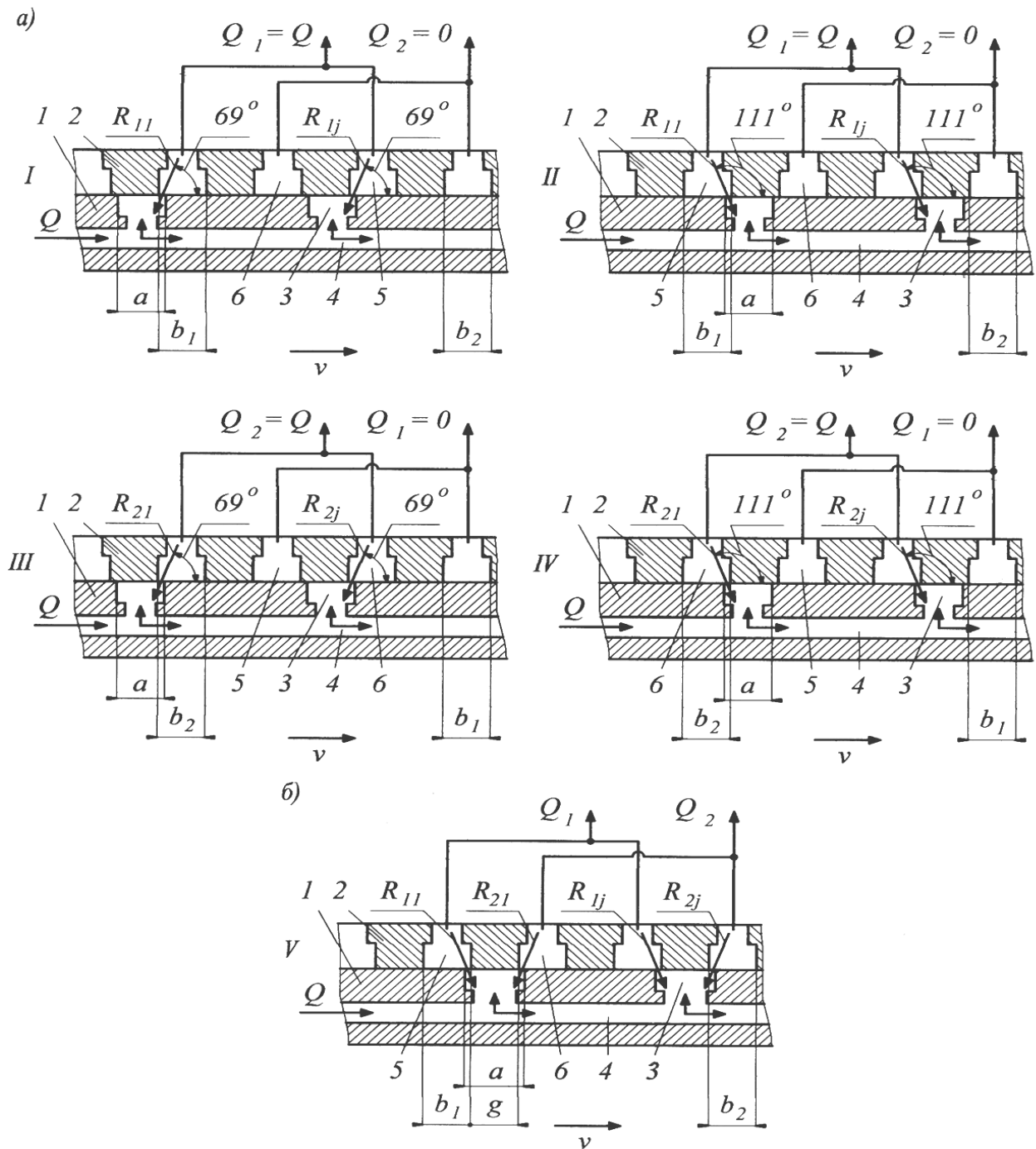
$f$  – площадь напорной магистрали насоса;

$k_{Qi}$  – коэффициент, определяющий задаваемую разность подач по напорным магистралям потребителей,

$$k_{Q_i} = \frac{\Delta V_i}{\Delta V_1} = \frac{Q(t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij})}{Q(t_{11j} + t_{21j} + t_{31j})} = \frac{b_i a_2 + g}{b_1 a_2 + g}, \quad (3)$$

где  $\Delta V_i$  – дискретный объем рабочей жидкости, поступающий в напорную магистраль  $i$ -го потребителя за время  $(t_{pij} - t_0) = (t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij})$  в течение которого  $Q_i(t) = Q$ ;  $b_1, \dots, b_i, \dots, b_n$  – длина канала 5, 6, 7 статора 2.

При работе дискретного гидрораспределителя на ротор действуют силы, вызываемые гидродинамическим действием потока жидкости [4]. При перемещении ротора 1 (рис. 3) рабочие каналы 5 первого контура открываются (см. рис. 3, а, поз. I), и потоки рабочей жидкости из полостей рабочих каналов 3 поступают в  $j = 1 \dots \kappa$ -й канал 5 под углом  $\chi_1 = 69^\circ$ . Гидродинамические силы  $R_{11}, \dots, R_{1j}, \dots, R_{1\kappa}$  (здесь первая цифра индекса – номер контура, а вторая – номер канала) направлены в противоположном направлении скорости движения жидкости. В дальнейшем, при запираии рабочих каналов 5 (см. рис. 3, а, поз. II), потоки рабочей жидкости поступают в  $j = 1 \dots \kappa$ -й канал 5 под углом  $\chi_{1j} = 111^\circ$ . При этом угол  $\chi_{1j}$  действия гидродинамических сил  $R_{11}, \dots, R_{1j}, \dots, R_{1\kappa}$  изменяется в диапазоне  $\chi_{1j} = 69^\circ - 111^\circ$ . Далее рабочие каналы 5 запираются, а каналы 6 второго контура открываются. Угол  $\chi_{2j}$  действия гидродинамических сил  $R_{21}, \dots, R_{2j}, \dots, R_{2\kappa}$  изменяется в диапазоне  $\chi_{2j} = 69^\circ - 111^\circ$  (см. рис. 3, а, поз. III, поз. IV). Для получения текущего значения угла  $\chi_{ij}$  примем, что угол  $\chi_{ij}$  изменяется пропорционально времени  $t$  при перемещения ротора 1 со скоростью  $v$ .



Риснок 3 – Схема работы дискретного гидрораспределителя в напорной магистрали насоса с нулевым а) и положительным б) перекрытием каналов ротора и статора; 1 – ротор; 2 – статор; 3 – канал ротора; 4 – канал подключения насоса; 5, 6 – каналы подключения потребителей; I, II, III, IV, V – относительное положение ротора и статора при работе дискретного гидрораспределителя



Величина гидродинамической силы, возникающей при изменении геометрических параметров каждой камеры многопоточного дискретного гидрораспределителя определяется по формуле [4]

$$R_{ij} = Q_{ij} u_{ij} \rho, \quad (4)$$

где  $Q_{ij}$  – подача рабочей жидкости через  $j$ -й канал  $i$ -го потока;

$u_{ij}$  – скорость рабочей жидкости в  $j$ -м канале  $i$ -го потока;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Суммарная горизонтальная составляющая  $R$  гидродинамических сил  $R_{ij}$  определяется по выражению

$$R = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{\kappa} R_{ij} \cos \chi_{ij} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{\kappa} \frac{2F_{oij} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_{ij} = \sum_{i=1}^n \frac{2F_{oi} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i. \quad (5)$$

где  $F_{oij}$  – площадь  $j$ -го канала  $i$ -го потока дискретного гидрораспределителя, при равномерном распределении каналов ротора

$$F_{oij} = F_{oi} / \kappa;$$

$F_{oi}$  – суммарная площадь каналов  $i$ -го потока дискретного гидрораспределителя;

$\zeta$  – коэффициент местного сопротивления;

$\Delta p_i$  – перепад давлений в канале  $i$ -го потока и каналах 3 ротора 1, равное давлению в напорной магистрали насоса.

Текущее значения угла  $\chi_{ij}$  определяется выражениями

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}, \chi_{ij} = 69^\circ + 42^\circ \left( \frac{1}{t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}} \right) t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij} < t \leq \sum_{i=1}^i t_{pij}, \chi_{ij} = 90^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Техническая реализация дискретного гидрораспределителя может развиваться по пути создания роторных гидромашин, состоящих из статора и ротора с приводом (рис. 4) [7], [8].

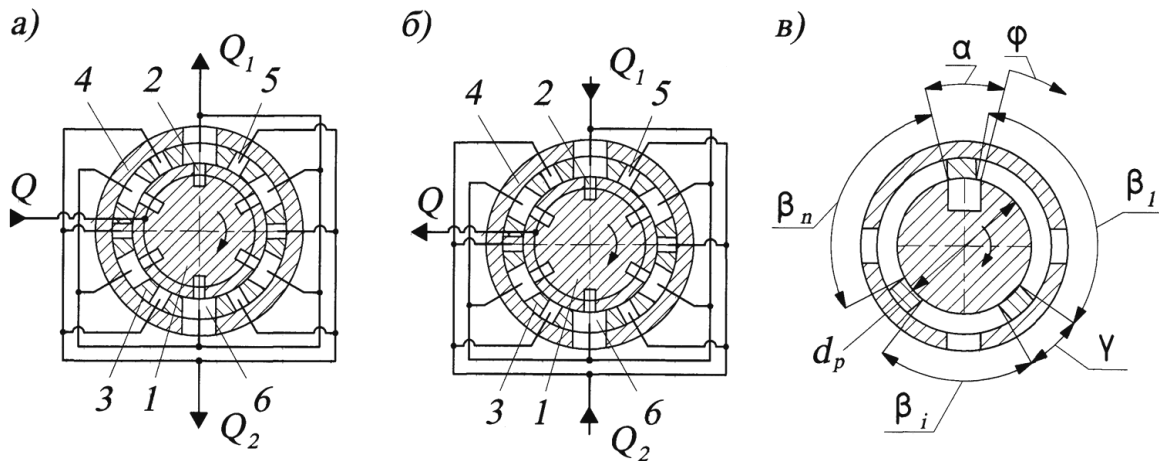


Рисунок 4 – Конструктивная схема дискретного гидрораспределителя при работе в режиме: *а* – деления потока рабочей жидкости; *б* – суммирования потоков рабочей жидкости; *в* – основные геометрические параметры многопоточного дискретного гидрораспределителя; *1* – ротор; *2* – продольный канал; *3* – распределительная втулка; *4* – корпус; *5, 6* – рабочая камера

Основной принцип работы дискретного гидрораспределителя роторного типа, установленного в напорной магистрали насоса (рис. 4, *а*) – режим деления потока рабочей жидкости, состоит в том, что рабочая жидкость насоса поступает в полости продольных каналов *2* ротора *1*, равномерно вращающегося относительно центральной оси в распределяющей втулке *3* корпуса *4*, периодически подается в рабочие камеры *5, 6*, связанные через каналы в корпусе *4* с напорными магистралями потребителей в очередности, заданной алгоритмом работы. При установке дискретного гидрораспределителя в сливных магистралях потребителей (рис. 4, *б*) – режим суммирования потоков рабочей жидкости, рабочая жидкость поступает из магистралей потребителей в рабочие камеры *5, 6*, и при вращении ротора *1* в распределяющей втулке *3*

периодически поступает в полости продольных каналов 2 ротора 1, и далее в бак гидросистемы.

Определим выражения, описывающие работу дискретного гидрораспределителя роторного типа, установленного в напорной магистрали насоса. При работе дискретного гидрораспределителя выделим угол полного цикла  $\theta_j$  – угол поворота ротора 1, в течение которого совершается полный цикл подачи рабочей жидкости в контуры потребителей (см. рис. 4, в)

$$\theta_j = \sum_{i=1}^n \beta_i + n\gamma = \frac{2\pi}{\kappa}, \quad (7)$$

здесь  $\kappa$  – коэффициент дискретизации (при технической реализации дискретного гидрораспределителя число продольных каналов 2 ротора 1 равно  $\kappa$ );

$\beta_1, \beta_i, \beta_n$  – центральный угол рабочей камеры;

$1, \dots, i, \dots, n$  – номер и число рабочих камер;

$\gamma$  – центральный угол перешейков между рабочими камерами.

Время  $t_{pi}$   $j$ -го цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам (см. рис. 2) определяется с учетом выражений (1), (7)

$$t_{pi} = \frac{\theta_j}{\omega} = \frac{2\pi}{\kappa\omega} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \sum_{i=1}^n (t_0 + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}), \quad (8)$$

где  $\omega$  – угловая скорость ротора 1.

Выразим основные геометрические параметры дискретного гидрораспределителя через угол  $\theta_j$ , введя коэффициенты:

$$a_1 = \frac{2\pi}{\kappa} \gamma; a_2 = \frac{\gamma}{\alpha}; b_1 = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_1; b_i = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_i; b_n = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_n, \quad (9)$$

где  $\alpha$  – центральный угол продольного канала 2 ротора 1.

По аналогии с выражениями (2) время перекрытия смежных рабочих камер 5, 6 дискретного гидрораспределителя

$$t_0 = \frac{2\pi a_1(a_2 - 1)}{a_2 \kappa \omega}, t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{2f}{d_p h \omega \kappa}, t_{2ij} = \frac{2\pi k_{Qi} \left(1 - na_1 + n \frac{a_1}{a_2}\right)}{\omega \kappa \sum_{i=1}^n k_{Qi}} - \frac{4f}{d_p h \omega \kappa}, \quad (10)$$

здесь  $d_p$  – диаметр ротора  $l$ ;

$h$  – длина рабочей камеры 5, 6.

В выражениях (10) коэффициент  $k_{Qi}$  определяется на основании выражений (3) с учетом параметров (7) дискретного гидрораспределителя роторного типа

$$k_{Qi} = \frac{b_i a_2 + a_1}{b_1 a_2 + a_1}. \quad (11)$$

Параметры  $b_i$  определяются по выражению

$$b_i = \frac{(1 - na_1)k_{Qi} - \frac{a_1}{a_2} \left( \sum_{i=1}^n k_{Qi} - nk_{Qi} \right)}{\sum_{i=1}^n k_{Qi}}. \quad (12)$$

С учетом (10) можно записать выражения, описывающие изменение площади  $F_{oi}$  при работе дискретного гидрораспределителя роторного типа.

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij}, F_{oi} = 0,5d_p h \omega \kappa t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij}, F_{oi} = f; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij}, F_{oi} = f - 0,5d_p h \omega \kappa t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij} < t \leq t_{pij} + \sum_{i=1}^{i-1} t_{pi(j+1)}, F_{oi} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

При проектировании дискретного гидрораспределителя исходными являются параметры насоса  $f, d$  – площадь и диаметр напорной магистрали насоса. Диаметр ротора  $d_p$  может быть определен исходя из заданной угловой и линейной скоростей ротора (в золотниковых гидрораспределителях радиально-поршневых гидромашин [9] принимается

3 ÷ 4,5 м/с для насосов и гидромоторов). При проектировании дискретного гидрораспределителя определяем параметры  $\alpha$ ,  $\gamma$ ,  $\beta_i$ ,  $k$  с точки зрения технической воспроизводимости. Исходим из того, что проходные сечения продольных каналов 2 ротора 1 (см. рис. 4), определяемых углом  $\alpha$  и каналов рабочих камер 5, 6, определяемых углом  $\beta_i$  соизмеримы, при  $\alpha \approx \beta_{i\min}$  – треугольный закон изменения площади  $i$ -го отводящего канала по времени. При  $\beta_i > \alpha \approx \gamma$ ,  $\beta_i < \alpha \approx \gamma$  – трапецеидальный закон изменения площади  $i$ -го отводящего канала по времени (см. рис. 2). Применение соотношения углов  $\beta_i < \alpha \approx \gamma$  не рационально, поскольку сокращается параметр  $\sum_{i=1}^n \beta_i$  отводящих каналов за счет увеличения параметра  $n\gamma$ , что приводит к уменьшению площади проходных сечений каналов дискретного гидрораспределителя. Примем  $\alpha \approx \gamma (a_2 \approx 1) \approx \beta_{i\min}$ . Значения углов  $\alpha \approx \gamma \approx \beta_{i\min}$  могут быть определены из условия  $t_{21j} = 0$  (10). Принимая в выражении (10)  $b_{i\min} = a_1$ ,  $a_2 = 1$ , и решая относительно  $b_{i\min}$ , получим

$$b_{i\min} = a_1 = \frac{f}{\pi d_p h}. \quad (14)$$

Принимаем из конструктивных соображений  $h = d$ , а также  $d_p = k_p d$  (здесь  $k_p$  – коэффициент пропорциональности). Подставляя принятые геометрические параметры дискретного гидрораспределителя в выражение (14) получим

$$b_{i\min} = a_1 = \frac{1}{4k_p}. \quad (15)$$

Из выражения (15) видно, что при увеличении диаметра ротора  $d_p$  относительная величина  $a_1 = b_{i\min}$  уменьшается.

Для определения соотношения параметров  $b_i$  многопоточного дискретного гидрораспределителя воспользуемся выражением (7) с использованием выражений (9), (15) получим

$$\sum_{i=1}^n b_i + \frac{n}{4k_p} = 1. \quad (16)$$

В многопоточном дискретного гидрораспределителя с одинаковыми параметрами каналов рабочих камер 5, 6 (см. рис. 5) из выражения (16) следует

$$b_i = \frac{4k_p - n}{4nk_p}. \quad (17)$$

В многопоточном дискретного гидрораспределителя с различными параметрами каналов рабочих камер 5, 6 (см. рис. 5)  $\beta_1 < \beta_2$ , преобразуя выражение (12) с учетом выражения (17), принимая  $a_2 = 1$ , получим выражение для определения максимального значения суммы коэффициентов  $k_{Qi}$  при заданных значениях параметров  $b_1, a_1$ .

$$\sum_{i=1}^n k_{Qi} = \frac{4k_p}{4k_p b_1 + 1}. \quad (18)$$

Значение  $b_1$  при известных  $k_p, b_1$  и максимальном  $k_{Qi}$  определяются на основании выражений (12) с учетом выражения (18). Принимая  $a_2 = 1$ , после преобразований получим

$$b_i = \frac{(4k_p b_1 + 1)k_{Qi} - 1}{4k_p}. \quad (19)$$

В двух, трехпоточном дискретном гидрораспределителе с одинаковыми параметрами каналов рабочих камер 5, 6 преобразуя выражения (17) для данного случая, получим

$$b_1 = b_2 = \frac{2k_p - 1}{4k_p}; b_1 = b_2 = b_3 = \frac{4k_p - 3}{12k_p} \left. \right\}. \quad (20)$$

При различных параметрах каналов рабочих камер 5, 6 из выражения (18) получаем

$$k_{Q2} = \frac{4k_p(1-b_1)-1}{4k_p b_1 + 1}; k_{Q2} + k_{Q3} = \frac{4k_p(1-b_1)-1}{4k_p b_1 + 1} \}. \quad (21)$$

В двухпоточном дискретного гидрораспределителя увеличение диаметра ротора (параметр  $k_p$ ) приводит к увеличению  $b_2$  при данном  $b_1$ , и позволяет увеличить максимальное значение параметра  $k_{Q2}$ . Увеличение  $b_1$  приводит к уменьшению максимального значения  $k_{Q2}$ . Значения параметров  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $a_1$  ограничиваются при данном  $k$  технической во производительностью дискретного гидрораспределителя. В трехпоточном дискретного гидрораспределителя левая часть выражения (21) должна подчиняться условию

$$k_{Q2} + k_{Q3} \geq 2, \quad (22)$$

при этом, граничное условие  $k_{Q2} + k_{Q3} = 2$  предполагает,  $k_{Q2} = 1$ ,  $k_{Q3} = 1$ , и величины  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  определяются по выражениям (20). Анализ выражения (21) показывает, что условие (22) выполняется при определенных соотношениях параметров  $b_i$  и  $k_p$ . Так, например, увеличение параметра  $b_1$  требует увеличения параметра  $k_p$ .

Эффективность работы дискретного гидрораспределителя может быть оценена по величине общего КПД аппаратов [6], [9], учитывающего объемные потери в и потери мощности при течении рабочей жидкости через дискретный гидрораспределитель

$$\eta_{ca.n} = \eta_{ca.o} \eta_{ca}, \quad (23)$$

где  $\eta_{ca.n}$  – общий гидравлический КПД дискретного гидрораспределителя;

$\eta_{ca.o}$  – объемный гидравлический КПД;

$\eta_{ca}$  – гидравлический КПД.

Величина объемного КПД дискретного гидрораспределителя определяется конструктивным исполнением его и технологическим уровнем производства гидравлической аппаратуры [5].

При работе дискретного гидрораспределителя в напорной магистрали насоса

$$\eta_{ca} = \frac{N_i - N_o}{N_n}, \quad (24)$$

где  $N_n$  – гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в напорной магистрали насоса,  $N_n = Qp_n$ ;  $p_n$  – давление в напорной магистрали насоса;  $N_i$  – гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в напорной магистрали  $i$ -го потребителя,  $N_i = Qp_i$ ;  $p_i$  – давление в магистрали потребителя;  $N_o$  – мощность потерь на перемещение ротора дискретного гидрораспределителя,  $N_o = \omega(M_{mp} + Rr_p)$ ;  $M_{mp}$  – силы трения в сопряжении ротора и статора.

Мгновенное значение  $\eta_{ca}$  изменяется при работе дискретного гидрораспределителя, поэтому принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение  $\bar{\eta}_{ca}$ . Преобразуя выражение (24) с учетом выражений (5) получим

$$\bar{\eta}_{ca} = \frac{1}{p_n t_u} \sum_{t_u=0}^{t_u} \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i - \frac{\omega}{Q} \left( M_{mp} + \sum_{i=1}^n \frac{2F_{di} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right) \right]. \quad (25)$$

где  $t_u$  – время цикла работы ДГ.

При работе дискретного гидрораспределителя в сливных магистралях потребителей



$$\eta_{za} = \frac{N_c - N_d}{\sum_{i=1}^n N_i}, \quad (26)$$

где  $N_c$  – гидравлическая мощность потока рабочей жидкости на выходе

из дискретного гидрораспределителя,  $N_c = p_c \sum_{i=1}^n Q_i$ ;

$p_c$  – давление рабочей жидкости на выходе из дискретного гидрораспределителя;

$Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$  – расход рабочей жидкости из сливной магистрали 1, ...,  $i$ , ...,  $n$ -го потребителя;

$N_i$  – гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в сливной магистрали  $i$ -го потребителя,  $N_i = p_i Q_i$ .

Среднее значение  $\bar{\eta}_{za}$  (26) с учетом выражений (5) представим в виде

$$\bar{\eta}_{za} = \frac{n}{t_y \sum_{i=1}^n p_i Q_i} \sum_{t_y=0}^{t_y} \left[ p_c \sum_{i=1}^n Q_i - \omega \left( M_{mp} + r_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{oi} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right) \right]. \quad (27)$$

Создание и применение гаммы объемных делителей и сумматоров потоков рабочей жидкости системы приводов ходового и технологического оборудования машин инженерного вооружения на базе дискретных гидрораспределителей позволит расширить возможности создания многофункциональных машин, обеспечивающих совмещение технологических операций, повышение эффективности их использования. Разработанная математическая модель и методика определения параметров дискретного гидрораспределителя позволит оптимизировать параметры дискретного гидрораспределителя.

### Литература

1. Леонович, И. И. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог: учебник / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай. – Минск: БНТУ, 2005. – 552 с.

2. 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.

3. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

4. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972 – 320. с.

5. Андреев, А. Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи: учеб. пособие для вузов / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан, А. В. Королькевич, М. И. Мамонов, Е. В. Романчик, Б. В. Сабадах; Под ред. В. В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1987 – 310 с.

6. 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.

7. Коробкин, В.А. Агрегаты дискретного действия строительных и дорожных машин / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. – 2010. – №5. – С. 43 – 46.

8. Коробкин, В.А. Модернизация строительных и дорожных машин на основе создания гидравлических агрегатов нового поколения / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, В.Ф. Тамело // Новости науки и технологий. – 2012. – №1. – С. 20 – 27.

9. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974 – 606. с.