

В.И.Большаков, И.Б.Листопадов

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАКЦИИ ДИСКРЕТНО УПРАВЛЯЕМЫХ ГИДРОСИСТЕМ НА ВОЗМУЩЕНИЕ

Приведены результаты исследования реакции дискретной гидросистемы с центральной массой и краевыми жесткостями. Предложен и исследован закон оптимального открывания запорного органа.

Современное состояние вопроса.

При исследовании динамических процессов в гидромеханической системе под действием возмущения обычно решаются две взаимосвязанные задачи, одна из которых – определение частотных характеристик системы в некоторых случаях (системы без учета массы жидкости в трубопроводе, системы с линеаризованными параметрами) может быть решена аналитически известными детально разработанными методами, например, С.Н.Кожевниковым в работе [1]. При решении второй задачи – аналитического определения амплитуды колебаний рабочего органа, его перемещения, скорости и ускорения, времени выхода на установившуюся скорость, т.е. определения основных параметров колебательного движения, имеющих обобщенное название – реакция гидромеханической системы на возмущение встречаются определенные сложности. Под возмущением подразумевается любое воздействие на систему, вызывающее изменение ее стационарного состояния. Системы, для которых характерно квантование сигналов, т.е. в которых возмущение (нагружение) осуществляется релейно, импульсно или релейно – импульсно, относятся к общему классу дискретных систем [2]. При исследовании реакции дискретной гидросистемы на возмущение, жидкость в гидросистеме может быть представлена различным образом: без учета податливости жидкости; с учетом упругих свойств жидкости и трубопроводов; с учетом упруго массовых характеристик жидкости. В последнем случае жидкость учитывается как распределенная масса; как часть массы жидкости приведенной к основной массе системы; как система дискретных масс жидкости с различной степенью дискретности. Одним из наиболее часто встречающихся видов возмущения является подача рабочей жидкости в гидродвигатель, что происходит при открытии запорного элемента, например, перемещении золотника гидрораспределителя.

Методика исследования.

Большая часть известных исследований проводилась по двум направлениям. В работе [3] при анализе реакции поршня для определения влияния перемещения золотника гидрораспределителя на скорость поршня используется базовое уравнение движения, учитывающее неголономную связь между перемещением исполнительного органа и перемещением

золотника. Уравнение движения составлено без учета сжимаемости жидкости.

$$dy / dt = k_v \sqrt{1 - \frac{|p_{mp}|}{p_0 F_n} - \frac{1}{p_0 F_n} \left(m \frac{d^2 y}{dt^2} - h \frac{dy}{dt} + C_n y + P_0 \right)} \operatorname{sgn} x \cdot x, \quad (1)$$

где k_v – характеризует проводимость распределителя и давление источника питания p_0 ; F_n – площадь поршня; m – масса; h – приведенный к поршню коэффициент вязкого трения; C_n – жесткость внешней нагрузки; p_0 – начальное давление; x – перемещение золотника; $P_{тр}$ – трение.

Уравнение (1) анализируется для нескольких видов нагрузки при мгновенном перемещении золотника. Для определения реакции поршня, нагруженного одной силой сухого трения уравнение (1) имеет вид:

$$dy / dt = k_v \sqrt{1 - \left| \frac{p_{mp}}{p_0 F_n} \right|} \cdot x, \quad (2)$$

Уравнение (2) представляет собой линейное дифференциальное уравнение первого порядка. Из него следует, что изменение скорости (реакция) рабочего органа зависит от степени открытия золотника. Вид переходного процесса по уравнению (2) определить не представляется возможным.

При нагружении поршня гидроцилиндра одной инерционной нагрузкой уравнение (1) принимает вид:

$$dy / dt = k_v \sqrt{1 - m d^2 y \operatorname{sgn} x / p_0 F_n dt^2}, \quad (3)$$

которое имеет решение только при ступенчатом смещении золотника на заданную величину x . В этом случае оно сводится к вырожденному уравнению Рикатти типа:

$$dv_n / dt + av_n^2 = \epsilon,$$

решение которого имеет вид

$$y = \frac{mk_v^2 x^2}{p_0 F_n} \ln \left(\frac{1 + e^{2p^F t}}{2} \right) - k_v x t. \quad (4)$$

Следует отметить, что приведение уравнений движения рабочего органа гидропривода к виду уравнений Рикатти является базовой методикой при исследовании поведения рабочего органа гидромеханических систем без учета сжимаемости жидкости.

Оценка влияния сжимаемости жидкости на переходные процессы в гидроприводе, приведенная в работе [3] при решении задачи движения поршня гидроцилиндра, нагруженного позиционной силой (пружинная нагрузка), привела к выводу, что учет сжимаемости жидкости не оказывает существенного влияния на поведение системы. Это может быть признано верным лишь в ограниченном диапазоне параметров системы.

Анализ приведенной выше методики вывода уравнений и исследований поведения рабочего органа гидромеханической системы при открытии гидрораспределителя не позволяет сделать вывод о виде реакции на возмущение, о влиянии закона открытия гидрораспределителя (смещения золотника) на динамические процессы в системе. Такой подход к исследованиям позволяет получить характеристики разгона, приблизительное время выхода рабочего органа на установившуюся скорость, что достаточно для построения систем автоматического регулирования и алгоритмов работы гидромеханических систем.

Методы и результаты исследования.

Результаты исследования законов движения рабочего органа трехмассовой гидромеханической системы без учета сжимаемости жидкости приведены в работе [4]. В работе аналитически и с помощью имитационного моделирования трехмассовой системы, представляющей собой поршень, нагруженный инерционной, постоянной нагрузкой и силой трения, получена формула для времени разгона рабочего органа

$$t_{\text{сраб.}} = M_{\text{пр}} \beta \ln 2 / F^2 \sqrt{p_0 R_m / F} + Fs / \beta \sqrt{p_0 R_m / F}, \quad (5)$$

где $M_{\text{пр.}}$ – приведенная масса подвижных частей и жидкости; β – коэффициент, учитывающий потери давления; p_0 – давление источника питания; R_m – нагрузка; S – ход поршня.

На базе этой формулы получены выражения для минимального времени разгона ($t_{\text{сраб.мин.}}$) рабочего органа гидромеханической системы, нагруженной различными видами нагрузки.

Для безинерционной системы с технологической нагрузкой R_m ($M_{\text{пр}}=0$; $R_m \neq 0$) время разгона (срабатывания) определяется так:

$$t_{\text{сраб.мин.}} = (3 / p_0)^{3/2} s R_m / 2\beta, \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что при чисто технологической нагрузке минимальное время разгона возможно при перестановочном усилии в полтора раза больше нагрузки, из чего можно определить оптимальную по мощности площадь поршня, обеспечивающую такое усилие.

Для системы, нагруженной чисто инерционной нагрузкой ($M_{\text{пр}} \neq 0$; $R_m=0$), минимальное время разгона определяется выражением:

$$t_{\text{сраб.мин.}} = \frac{1}{\sqrt{p_0}} \beta \frac{m_{\text{пр.}}}{F_{\text{опт.}}^2} + \sum_{i=1}^k \frac{m_{\text{ж.н.}}}{F_{\text{тр.н.}}^2} + \alpha^2 \sum_{i=1}^i \frac{m_{\text{ж.с.}}}{F_{\text{тр.с.}}^2} \ln 2 + \frac{s F_{\text{опт.}}}{\beta}, \quad (7)$$

$$\text{где } F_{\text{опт.}} = \sqrt[3]{2 \ln 2 m_{\text{пр}} \beta^2};$$

индексы (н) и (с) относятся к напорному и сливному трубопроводам.

Для системы, нагруженной инерционной и технологической нагрузками ($M_{\text{пр}} \neq 0$; $R_m \neq 0$), минимальное время срабатывания согласно работе [3] можно определить так:

$$t_{\text{сраб.мин.}} = \frac{F^3 s + F^2 E + N}{\beta \sqrt{(p_0 F R_m) F^3}}, \quad (8),$$

где
$$E = \ln 2 \beta^2 \sum_{i=1}^k \frac{m_{\text{ж.ни}}}{F_{\text{тр.ни}}^2} + \alpha^2 \sum_{i=1}^i \frac{m_{\text{ж.си}}}{F_{\text{тр.си}}^2}; \quad N = m_{\text{пр.}} \beta^2 \ln 2;$$

Приведенные в работах [3, 4] аналитические зависимости динамических характеристик гидропривода от закона открывания запорного элемента дают один ответ: чем медленнее открывается золотник, тем спокойнее переходной процесс, но не показывают направлений синтеза этого закона для оптимизации разгона рабочего органа гидромеханической системы. Вместе с тем модельные осциллограммы, приведенные в работе [4] показывают, что колебательные процессы в гидросистеме отличаются по интенсивности в зависимости от мгновенного и плавного перемещения золотника гидрораспределителя.

Из известных опубликованных работ только С.Н.Кожевников в работе [5] связывает закон открытия гидрораспределителя с динамическими характеристиками гидромеханической системы. Он рекомендует для оптимизации разгона применять закон открытия гидрораспределителя по условию $t_0 = T/2$; где t_0 – время открытия золотника при $f(t) = f_{\text{max}} t/t_0$, а T – период колебаний рабочего органа гидромеханической системы.

Анализ научно-технической литературы не подтверждает широкого распространения данной рекомендации. Причиной, по нашему мнению, является тот факт, что максимальное открытие запорного элемента из-за множества операций, выполняемых одним гидроприводом, не совпадает с оптимальным проходным сечением напорного трубопровода, требуемым в каждом конкретном случае для обеспечения заданной скорости перемещения рабочего органа. Проходное сечение трубопроводов и запорно-регулирующей арматуры, согласно, например, работе [6], выбирается из условия минимизации потерь напора в гидротрассах.

Анализ известных способов формирования закона открывания гидрораспределителей или иных запорно-регулирующих элементов показал, что они сводятся к решению двух задач: обеспечению минимального, по условиям функционирования сервопривода и конструкции запорного элемента, времени его перемещения и управлению скоростью набора давления в движущей полости гидродвигателя.

Задача повышения быстродействия сервопривода запорного элемента сводится к уменьшению трения покоя (для золотниковых гидрораспределителей), достаточно полно представлена в технической литературе, например, [7], поэтому остановимся на вопросах управления скоростью набора давления в напорной полости гидродвигателя.

Управление скоростью набора давления в гидросистеме двигателя осуществляется тремя способами. Первый способ, основан на регулировании скорости открытия запорных элементов. Применительно к золотни-

ковым распределителям с разгрузкой, реализация этого способа основана на дроссельном регулировании полостей основного золотника. Нами в работе [8] показано, что введение дроссельного управления перемещением основного золотника вызывает запаздывание срабатывания, но практически не влияет на скорость перемещения золотника. В одноступенчатых клапанных распределителях регулирование скорости сервопривода дает положительный эффект для клапанов с неразрезным толкателем. В многоступенчатых клапанах открытие основного клапана происходит практически мгновенно. Создание комбинированных устройств [6], в которых золотник, например, снабжен ступенчатыми проходными окнами, которые реализуют перелом в статической характеристике расхода в зависимости от перемещения золотника, не нашло практического применения из-за крайне низкой эксплуатационной надежности золотников. Одним из направлений регулирования скорости открытия золотниковых запорных элементов является демпфирование перемещения золотника. Устройства и принцип работы демпфирующих устройств наиболее полно описаны в работе [6]. Следует отметить, что большинство демпфирующих устройств сложны по конструкции и пригодны, как правило, для работы с конкретным гидромеханизмом и на одном режиме работы этого механизма.

Вторым способом регулирования скорости набора давления является комбинация различных элементов, регулирующих скорость потока жидкости и запорного элемента. Для регулирования скорости набора давления в насосно-аккумуляторном гидроприводе используют дроссели, различного вида регуляторы потока и клапанные механизмы (переливные, предохранительные и др.). В насосном гидроприводе – регуляторы расхода насосов, которые в комбинации с запорными элементами эффективны. Эффект достигается за счет создания режима работы гидропривода с недостатком расхода. Регулирующие скорость набора давления гидроэлементы устанавливаются на гидротрассах до и после запорных элементов. Наиболее простым и эффективным, по нашему мнению, является способ ограничения скорости набора давления в гидропрессах с помощью регулируемого дросселя, установленного перед запорным элементом. Суммируя сказанное, делаем вывод, что поиск рациональных законов нагружения (индивидуально для каждого конкретного случая) большинством авторов рекомендуется вести в направлении создания различного рода демпферов колебаний, ограничителей расхода (скорости набора давления) и уменьшения давления настройки (давления НАС, насосной станции). Общего подхода к формированию закона нагружения гидромеханизмов не предлагается.

Третьим способом управления набором давления и синтезом заданного закона движения исполнительного органа гидромеханических систем является использование обратных связей различного вида. Поскольку рассматриваются системы дискретного действия, анализ работы следящих систем не проводился.

Нами проведен поиск оптимальных способов формирования закона нагружения для открывания запорного органа гидросистемы, который базировался на следующих предпосылках. Согласно работе [5] максимальное быстродействие системы соответствует открытию запорного элемента по линейному закону за время равное полупериоду колебаний рабочего органа гидромеханизма. Линейный закон открывания можно заменить ступенчатым законом, который проще всего реализуется в системе управления. Анализ характеристик быстродействия наиболее широко использующихся в практике гидропривода запорных элементов показал, что в реальном диапазоне частот гидромеханизмов можно использовать не более двух ступеней открывания запорного элемента, т.е. закон открывания должен быть двухступенчатым. Практическая реализация такого закона нагружения вполне возможна с помощью двух золотниковых или одноклапанных распределителей для каждого гидромеханизма или одного двухступенчатого клапанного гидрораспределителя с регламентированным временем (скоростью) работы его сервопривода.

Такие исходные положения позволили нам сформулировать требования к закону нагружения (в первом приближении ступенчатому). Открывание запорного элемента должно быть ступенчатым и время полного открывания должно составлять половину периода собственных колебаний рабочего органа. Из теории импульсных систем известно, что реакция системы на передний фронт импульса проявляется в виде начала движения или увеличения скорости перемещения рабочего органа, а задний фронт импульса способствует уменьшению скорости перемещения рабочего органа. Такая посылка позволила высказать предположения, что, поскольку модуль второго импульса имеет величину, равную максимальному (полному, по начальному условию) открыванию проходного сечения рабочего органа, то скорость нарастания давления зависит от модуля (величины открывания) первой ступени закона нагружения. Суть способа заключается в первоначальном открывании запорного элемента на небольшую величину и через некоторое время, обусловленное динамическими характеристиками гидросистемы, на полную величину сечения запорного элемента.

В нашем случае это выглядит следующим образом. Если подать команду на пуск гидромеханизма в виде открывания запорного элемента на величину, меньшую полного открывания клапана, то реакция системы (амплитуда колебаний рабочего органа) будет меньше максимальной. Когда первое колебание рабочего органа, возмущенное первой ступенью закона нагружения, достигнет максимальной амплитуды, подается команда на переход ко второй ступени закона нагружения в виде открывания запорного элемента до максимального значения. В момент полного открывания запорного элемента амплитуда колебаний рабочего органа достигает максимума и его дальнейшее движение происходит по нисходящей ветви колебаний (в частном случае рабочий орган остановится). Действие

второй ступени закона нагружения препятствует движению рабочего органа по нисходящей ветви колебаний, тем самым препятствуя колебаниям.

Для использования двухступенчатого способа формирования закона нагружения необходимо ответить на два основных вопроса:

- какое значение модуля первой ступени закона нагружения? (величина первоначального открытия запорного элемента);
- какая продолжительность паузы между импульсами, учитывая чистое запаздывание и разгон рабочего органа гидромеханической системы?

Для ответа на поставленные вопросы нами проведено исследование реакции одномассовой модели (рис.1) с центральной массой рабочего органа и приведенной к ней массами жидкости в магистральных.

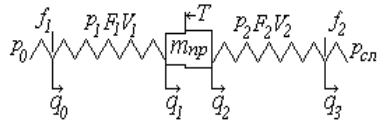


Рис.1. Расчетная схема

Такая расчетная схема является одной из основных, наиболее часто встречающихся в практике схем гидромеханизмов. Целью исследований являлось изучение реакции системы на ступенчатое возмущение в виде открытия запорного элемента на входе в гидросистему и поиск оптимального закона открывания запорного органа. Параметры модели, уравнения движения и краткие итоги исследования опубликованы нами в работе [9]. В качестве параметров закона нагружения приняты: $D = f_{1i}/f_{1max}$ – степень открытия проходного сечения запорного элемента; τ – время максимума реакции (x) рабочего органа (массы m_{np}) гидромеханической системы на возмущение. Время максимума реакции τ является временем действия первой ступени закона нагружения. Его значение равно $\tau = T/2 + t_z$; где T – период колебаний рабочего органа; t_z – время чистого запаздывания системы (время от открытия гидрораспределителя до начала движения рабочего органа), определенное по выражениям, содержащимся в работе [8].

Начальные условия моделирования: при $t = 0$; давления в полостях гидроцилиндров равны нулю, перемещение, скорость и ускорение рабочего органа равны нулю. В качестве критериев оценки закона нагружения использовалось быстроедействие системы (t_p) в виде времени достижения рабочим органом постоянной скорости движения; максимальная амплитуда колебаний (максимальное перемещение) x_{max} и размах колебаний рабочего органа (ΔA) исследуемой системы. При адаптации модели использовались осцилло-

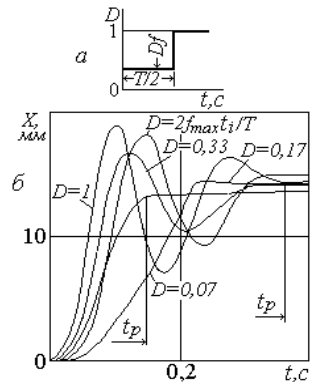


Рис.2. Закон нагружения (а) и реакция гидросистемы (б) на нагружение

исследуемой системы. При адаптации модели использовались осцилло-

граммы динамических процессов в гидроприводе при работе реального механизма.

Закон нагружения и реакция гидросистемы на возмущение при различных параметрах закона нагружения приведены на рис.2. Кривые перемещения рабочего органа гидромеханической системы (рис.2 –а) свидетельствуют, что реакция системы изменяет свой характер от колебательного (кривые $D=1$; $D=0,33$) до апериодического (кривые $D=0,17$; $D=0,07$), в зависимости от величины модуля первого импульса (параметр D). Для сравнения приведен вариант линейного нагружения по рекомендациям С.Н.Кожевникова (кривая $D=2f_{max}t_0/T$).

Результаты исследований и их обработка приведены в табл.1 и 2.

Таблица 1 Результаты имитационного моделирования

D	m_{np}/F^2 10^7 кг/м^4	E_1/V_1 10^9 н/м^5	E_2/V_2 10^8 н/м^5	$T/2$ с	β , Γu	τ , с	x_{max} мм	ΔA мм	t_p с
1,0	3,33	5,98	6,96	0,24	2,08	0,24	63,8	38,1	0,9
0,33	3,33	5,98	6,96	0,24	2,08	0,28	57,8	32,9	0,74
0,17	3,33	5,98	6,96	0,24	2,08	0,28	46,7	5,5	0,48
0,07	3,33	5,98	6,96	—	—	0,26	45	—	0,44
1,0	1,67	5,98	23,3	0,09	5,55	0,1	19,2	12,24	0,36
0,33	1,67	5,98	23,3	0,09	5,55	0,1	17,1	6,67	0,3
0,17	1,67	5,98	23,3	—	—	0,12	13,2	—	0,14
0,07	1,67	5,98	23,3	—	—	0,14	14,5	—	0,22
Лин.	1,67	5,98	23,3	0,09	5,55	—	18,3	9,01	0,34
1,0	1,67	5,98	6,96	0,16	3,12	—	62,6	37,8	0,64
1,0	1,67	5,98	6,96	0,16	3,12	0,18	62,6	37,8	0,64
0,33	1,67	5,98	6,96	0,16	3,12	0,18	52,8	19,1	0,56
0,23	1,67	5,98	6,96	0,16	3,12	0,18	46,6	7,11	0,36
0,17	1,67	5,98	6,96	—	—	0,18	41,4	—	0,24
0,10	1,67	5,98	6,96	—	—	0,18	43,6	—	0,4
0,07	1,67	5,98	6,96	0,16	3,12	0,18	49,4	11,1	0,5
1,0	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,14	19,6	10,3	0,44
0,33	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,14	18,5	8,2	0,44
0,23	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,14	17,3	5,9	0,44
0,17	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,14	15,9	3,2	0,3
0,10	3,33	5,98	23,3	—	—	0,14	15,2	—	0,32
0,07	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,14	16,3	3,3	0,36
0,033	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	0,16	17,7	6,3	0,56
Лин.	3,33	5,98	23,3	0,12	4,16	—	19	9,2	0,44
0,17	1,67	3,0	23,3	—	—	0,14	—	—	0,22
0,07	1,67	3,0	23,3	0,10	5,0	0,14	17,7	6,2	0,42
0,33	1,67	3,0	23,3	0,10	5,0	0,14	14,4	1,6	0,22
0,33	1,67	10,0	23,3	0,08	6,24	0,10	17,6	9	0,30
0,17	1,67	10,0	23,3	0,08	6,24	0,10	14,8	1,6	0,20
0,07	1,67	10,0	23,3	0,08	6,24	0,10	15,1	2,5	0,26

Таблица 2 Обработка результатов исследований

	$\beta=3,12\Gamma\text{ц}$		$\beta=4,16\Gamma\text{ц}$		$\beta=5,55\Gamma\text{ц}$	
D	Xi/Xm	tpi/tpm	Xi/Xm	tpi/tpm	Xi/Xm	tpi/tpm
1	1	1	1	1	1	1
0,33	0,84	0,88	0,94	1	0,89	0,83
0,23	0,74	0,56	0,88	1		
0,17	0,66	0,38	0,81	0,68	0,69	0,39
0,1	0,7	0,63	0,77	0,73		
0,07	0,79	0,78	0,83	0,82	0,76	0,61
0,033			0,9	1,27		
Лин.			0,97	1	0,95	0,94

В таблице приведены Xi/Xm – отношения максимальных перемещений рабочего органа; tpi/tpm – быстродействия системы при i -том значении D к максимальному перемещению и быстродействию при $D=1$. *Лин.* – линейный закон открывания. В результате исследований установлено, что при внешнем нагружении системы путем открывания запорного элемента ее реакция тем меньше, чем меньше скорость нарастания давления в напорной полости гидродвигателя. Линейный закон открывания запорного элемента за время равное $T/2$ уменьшает максимальное перемещение и увеличивает быстродействие системы на 3–6% по сравнению с мгновенным открыванием запорного элемента.

Выводы.

Исследование реакции гидромеханической системы с помощью имитационной модели, представленной в виде одной массы с краевыми жесткостями, имитирующими гидроцилиндры и присоединенные к ним магистрали, работающей в режиме двухступенчатого нагружения, показало, что реакция системы имеет оптимум (максимум по быстродействию t_p и минимум по максимальному перемещению рабочего органа X), зависящий от параметров системы и параметров закона нагружения (рис.3). Параметрами закона нагружения являются: D – модуль первой ступени нагружения ($D=f/f_{max}$, при $f_{max}=1$), время действия первой ступени нагружения τ и модуль второй ступени нагружения f_{max} .

В большинстве случаев оптимальное время нагружения равно половине периода собственных колебаний системы ($\tau=T/2$). В некоторых случаях оптимальное время нагружения содержит и время чистого запаздывания системы, т.е. $\tau = t_3 + T/2$.

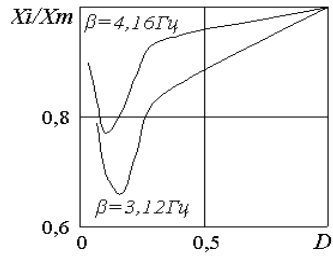


Рис.3 – Зависимость Xi/Xm от модуля закона нагружения D

Каждая система обладает максимальным быстродействием при определенном значении модуля первой ступени нагружения. В зависимости от параметров системы возможно повышение быстродействия на 30–50% при уменьшении амплитуды колебаний на 10–20%.

При уменьшении сил трения уменьшается амплитуда колебаний и увеличивается их декремент. На закон нагружения, при котором достигается максимальное быстродействие, сила трения не влияет. Изменение частотных характеристик системы и скорости перемещения рабочего органа не оказывает ощутимого влияния на закон нагружения, при котором достигается максимальное быстродействие. Область оптимальных значений параметра D лежит предположительно в пределах $0,1 \leq D \leq 0,4$.

Результаты исследований закладывают теоретическую основу под новый класс дискретно управляемых гидромеханизмов, обладающих максимальным быстродействием и минимальной реакцией на возмущение. Их использование наиболее целесообразно в клапанных и золотниковых гидрораспределителях, использующих в своей конструкции более одного запорного элемента.

1. *Кожеевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наук.думка, 1986.–288 с.
2. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро – и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1977. – С.22.
3. *Электрогидравлические следящие системы / В.А.Хохлов, В.Н.Прокофьев и др. // М.: Машиностроение, 1971, С.81–82.*
4. *Праздников А.В.* Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973. – 336 с.
5. *Кожеевников С.Н.* Аппаратура и механизмы гидро–, пневмо– и электроавтоматики. – Киев: Машгиз, 1961. – 550 с.
6. *Объемные гидравлические приводы. / Т.М.Башта и др. – М.: Машиностроение, 1969.– 638 с.*
7. *Михеев В.А., Ям В.М., Поляков Б.И.* Модернизация гидропрессового оборудования. – М.: Машгиз, 1961. – С.127–148.
8. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Особенности динамических процесс при пуске гидромеханизмов дискретного действия. //Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. – Вып.4. – К.: Наукова думка, 2001. – С.–306–311.
10. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Анализ способов формирования рациональных по быстродействию законов нагружения гидромеханизмов. //Теория и практика металлургии. – № 5–6. – 2002. – С.43–47.

Статья рекомендована к печати канд.техн.наук В.В.Верневым