

## ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.225.2 + 622.236

### РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ АКТИВНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН

Л. В. Городилов<sup>1</sup>, Д. И. Симисинов<sup>2</sup>, А. Н. Коровин<sup>1</sup>, В. Г. Кудрявцев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,  
E-mail: gor@misd.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет,  
ул. Куйбышева, 30, 620144, г. Екатеринбург, Россия

Для активного ковша гидравлического экскаватора второй размерной группы определена ударная мощность системы ударных устройств, требуемая для эффективной разработки пород с пределом прочности на сжатие до 60–80 МПа. Выбрана конструкция и параметры гидроударных устройств. Предложена схема подсоединения гидроударных устройств к маслостанции экскаватора, содержащая клапаны включения для каждого из них и редукционный клапан на входе в систему. Разработана имитационная модель системы гидроударных устройств, выполнены расчеты ее динамики и выходных характеристик при нескольких расходах поступающей к ударному устройству жидкости и давления настройки редукционного клапана. Показана эффективность предложенных конструкций и схемы подключения системы устройства к гидросистеме экскаватора, возможность глубокого регулирования ударной мощности за счет изменения давления настройки редукционного клапана.

*Гидравлический экскаватор, активный исполнительный орган, гидроударное устройство, рабочий цикл, ударная мощность*

DOI: 10.15372/FTPRPI20240311

EDN: ZOVSRU

Результаты успешных испытаний экскаваторов с ковшами активного действия позволяют без предварительного рыхления осуществлять разработку горных пород и других материалов прочностью до 60–80 МПа [1–4]. Конструкция ковшей экскаваторов предусматривала установку кроме обычных статических зубьев динамические, представляющие собой встроенные в переднюю стенку пневмомолоты. Рабочее оборудование экскаватора ЭКГ-5В оснащено электрическим приводом, при его выборе руководствовались наличием имеющихся в распоряжении разработчиков ударных устройств. В случае с гидравлическим экскаватором ЭО-4121, обладающим достаточно мощной маслостанцией, логично использовать гидромолоты. Для пневмомолотов требуется переоборудование экскаваторов, как это было сделано с ЭКГ-5В, в котором

увеличивали кузов для размещения компрессора и ресивера, что вызывало существенные трудности при эксплуатации. Наличие на гидравлических экскаваторах маслостанций позволяет осуществлять питание гидроударных устройств (ГУ) и не требует установки дополнительного оборудования на экскаватор. Кроме того, к преимуществам применения гидромолотов следует отнести то, что ГУ имеют на порядок более высокий коэффициент полезного действия, чем пневмоударные. В литературе встречаются сведения о наработках по использованию гидроударных устройств в ковшах активного действия гидравлических экскаваторов [5 – 9], однако они не доведены до конечного результата.

В связи с использованием в качестве привода динамических зубьев гидроударных устройств возникает вопрос о параметрах и характеристиках последних. Так как задача отличается от стандартных, для ее решения требуется особый подход к выбору ГУ. Необходимо удовлетворить условиям их компактности, чтобы не снижать емкость ковша, и высокой энергонасыщенности для обеспечения производительности экскаватора по выемке пород при низком потребляемом расходе рабочей жидкости. Существующие на рынке гидромолоты не могут в полном объеме соответствовать этим требованиям, поэтому предложена конструкция ГУ с регулируемой энергией ударов [10]. Она предполагает начало обратного хода бойка после того, как давление повысится до уровня, принятого целесообразным в системе гидроударных устройств (СГУ) активных исполнительных органов горных машин.

При проектировании активных исполнительных органов гидравлических машин, имеющих свои маслостанции, вторым шагом является способ подключения СГУ к гидросистеме экскаватора, позволяющий совместить и оптимизировать процесс отбойки и забора породы в ковш. Предварительный анализ возможных схем подключения СГУ параллельно рабочему оборудованию (прямого, через устройства регулирования расхода и давления жидкости) показывает предпочтительность подсоединения через устройство регулирования давления — редукционный клапан. Это поможет при минимальных затратах регулировать расход подаваемой к СГУ жидкости и ее ударную мощность в зависимости от условий работы ковша экскаватора: конфигурации разрабатываемого уступа и свойств породы.

В настоящей работе приводятся результаты моделирования системы, состоящей из трех гидроударных устройств с регулируемыми характеристиками и подключенной к гидросистеме экскаватора параллельно штатному оборудованию. Расчеты проведены для экскаватора второй размерной группы. Выбор модели экскаватора связан с относительной дешевизной создания для него ковша активного действия, который можно использовать при испытаниях, и затем полученный опыт перенести на крупноразмерные карьерные и строительные экскаваторы.

### ВЫБОР ЭКСКАВАТОРА. ОЦЕНКА УДАРНОЙ МОЩНОСТИ АКТИВНОГО КОВША

По выборке из более чем трех десятков экскаваторов второй размерной группы определены диапазоны необходимых для расчетов параметров и характеристик экскаваторов (табл. 1). Для расчетов выбран экскаватор New Holland B115B [11].

ТАБЛИЦА 1. Технические характеристики экскаваторов второй размерной группы

Экскаватор	Эксплуатационная масса, т	Мощность двигателя, кВт	Объем ковша, м <sup>3</sup>	Ширина ковша, мм	Максимальное давление $p_{max}$ , МПа	Максимальная подача насоса $q_{max}$ , л/мин
Общие данные New Holland B115B	5.30 – 9.40 8.94	28.50 – 82.00 82.00	0.17 – 0.22 0.22	550 – 650 610	14.00 – 28.50 21.00	80 – 180 170

При проектировании параметров СГУ в качестве базовой характеристики, определяющей эффективность ее работы, выбрана суммарная ударная мощность активного ковша  $P_{\Sigma} = \sum_k E_k / T$ , где  $\sum_k E_k$  — сумма энергий ударов всех ударных устройств за период времени  $T$ . Оценку  $P_{\Sigma}$ , необходимой для активного ковша выбранного экскаватора, можно сделать исходя из опыта работы ковшей экскаваторов ЭО-4121 и ЭКГ-5В, оснащенных пневмоударными активными зубьями. В табл. 2 даны характеристики их ударных систем, соотнесенные к размерам ковшей [1, 3]. Удельная ударная мощность  $p_{\Sigma} = P_{\Sigma} / b$  соответствует единице ширины передней стенки ковша  $b$ .

ТАБЛИЦА 2. Параметры ковшей и систем ГУ экскаваторов ЭО-4121, ЭКГ-5В, New Holland B115B

Экскаватор	Объем ковша $V_b$ , м <sup>3</sup>	Ширина ковша $b$ , мм	Количество ГУ в СГУ $n$ , шт.	Энергия удара ГУ $E_l$ , Дж	Частота ударов $f$ , Гц	Суммарная ударная мощность $P_{\Sigma}$ , кВт	Удельная ударная мощность $p_{\Sigma}$ , Вт/мм
ЭО-4121	1.00	1.0	3	1300	8	31.2	31.2
ЭКГ-5В	5.00	1.7	3	1700	7	35.7	210.0
New Holland B115B	0.22	0.6	3	150–300	15–30	12.6–18.7	21.0–31.2

Учитывая, что ширина ковша New Holland B115B равна 610 мм, для него по приведенным данным можно оценить  $P_{\Sigma}$  и  $p_{\Sigma}$ , а также характеристики ударных устройств (в табл. 2 выделены полужирным), полученные далее в расчетах на имитационной модели.

Маслостанция экскаватора New Holland B115B может максимально обеспечить мощность  $P_{\max} = p_{\max} q_{\max} = (170 \cdot 10^{-3} / 60) \cdot 21 \cdot 10^6 = 59.5$  кВт (табл. 1). Потребляемая СГУ мощность  $P_{\Sigma}$  составляет не более  $1/3 P_{\max}$  экскаватора, что вполне приемлемо.

Если принять количество ГУ в системе, как для ковшей экскаваторов ЭО-4121, ЭКГ-5В,  $n=3$ , то ударная мощность одного устройства по данным табл. 2 составит  $\sim 4.2$ – $6.2$  кВт. При расчетах работы СГУ использовались гидроударные устройства двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода [8] со следующими параметрами:

Ударный узел		
Масса бойка, кг		5.20
Площадь поверхности бойка со стороны камеры прямого $B$ и обратного $A$ хода, см <sup>2</sup>		5.72 / 1.38
Положение бойка, при котором происходит соединение канала управления распределителя со сливной $x_{[1]}$ и напорной $x_{[2]}$ линией, мм		37.00 / 7.00
Объем газа в напорном аккумуляторе $V_0$ , см <sup>3</sup>		75.00
Диаметры сечений каналов, соединяющих распределитель с камерами ударного узла, мм		11.00
Распределитель		
Масса золотника $m$ , кг		0.25
Площадь поверхности золотника со стороны гидравлической камеры, см <sup>2</sup>		2.55
Жесткость и предварительный натяг пружины, Н/мм и мм		25.00 / 20.00
Полный ход золотника, мм		6.00
Диаметры сечений каналов управления, мм		6.00

Диапазоны изменения энергии удара и частоты для таких устройств приведены в табл. 2.

## ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ГУ И СХЕМА ПОДКЛЮЧЕНИЯ СГУ К МАСЛОСТАНЦИИ ГОРНОЙ МАШИНЫ. ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СГУ

На рис. 1 приведена принципиальная схема гидроударного устройства, входящего в систему ГУ, на рис. 2 — упрощенная принципиальная схема гидросистемы экскаватора с насосом, предохранительным клапаном, распределителями, гидроцилиндрами, гибкими рукавами высокого давления и подключенной к ним системой ГУ, состоящей из схемы управления с редукционным клапаном, клапанами включения / выключения и гидроударными устройствами.

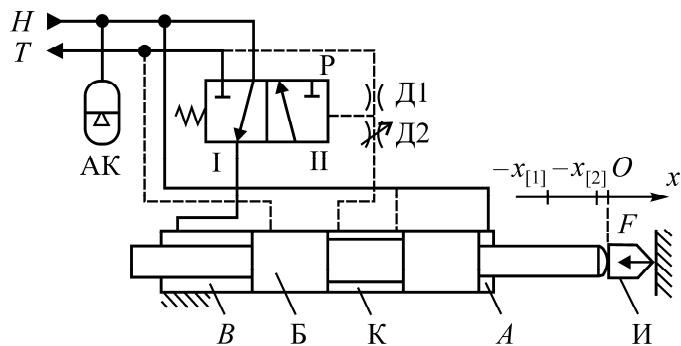


Рис. 1. Принципиальная схема ГУ двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода: Б — боек; К — корпус; Р — распределитель; Д1, Д2 — дроссели; АК — аккумулятор; А, В — гидравлические камеры; И — инструмент; F — сила, действующая на инструмент; Н, Т — линии давления и слива; сплошные линии — силовые каналы, штриховые — каналы управления

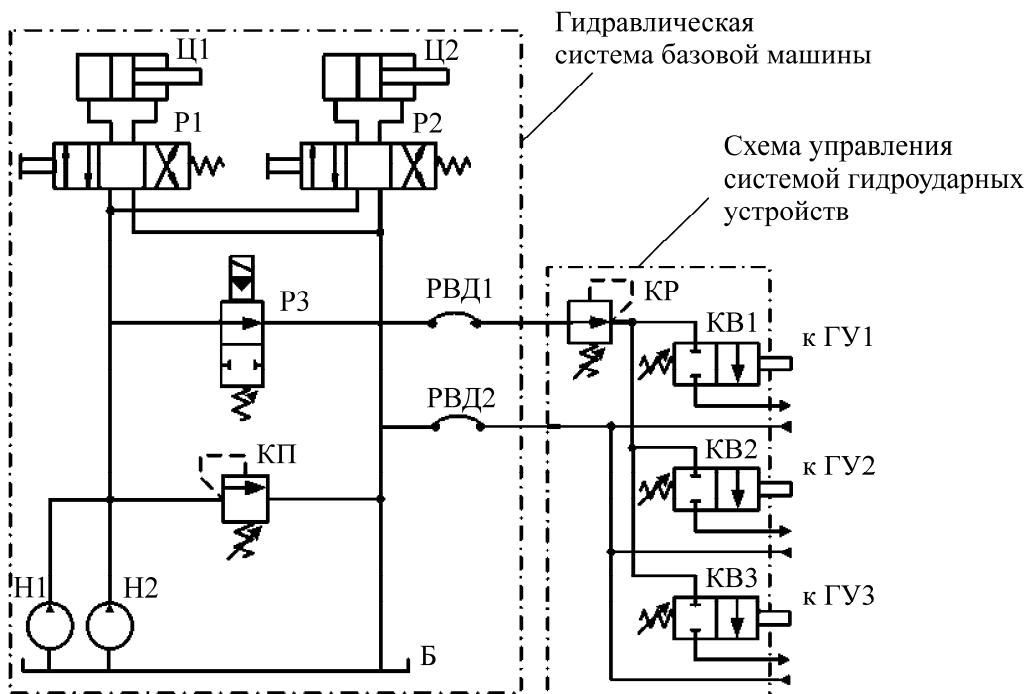


Рис. 2. Принципиальная схема управления СГУ с редукционным клапаном: Б — гидробак; Н1, Н2 — насосы; Р1, Р2, Р3 — гидрораспределители; КП — клапан предохранительный первичной защиты; Ц1, Ц2 — гидроцилиндры; КР — редукционный клапан; КВ1—КВ3 — клапаны включения гидроударных устройств; ГУ1—ГУ3 — гидроударные устройства; РВД1—РВД2 — рукава высокого давления

В исходном состоянии золотниковый распределитель Р под действием силы со стороны пружины находится в позиции I. При подаче жидкости от насоса в напорную линию Н давление в гидросистеме ГУ повышается, боек Б под действием разности давлений в камерах А и В находится на инструменте И. При заданном давлении в канале управления золотник распределителя Р смещается и переходит в позицию II. Камера В ударного узла соединяется со сливом, начинается рабочий цикл. Момент смещения золотника из исходной позиции и начало рабочего цикла ударного устройства регулируются дросселями Д1, Д2 и предварительным натягом пружины золотника. Таким образом осуществляется управление давлением в системе и изменение энергии удара при постоянной подаче насоса. Конструкция и работа ГУ, а также динамика золотникового распределителя описаны в [10, 12]. Гидроударное устройство с распределителем, позволяющим перед началом фазы обратного хода осуществлять задержку бойка, будем называть ГУ с задержкой, в противоположном случае — ГУ без задержки.

Клапан включения / выключения КВ устроен так, что в исходном положении при отсутствии нагрузки на ударном инструменте ГУ пружина смещает корпус в направлении забоя и перекрывает канал подачи жидкости к устройству. Под действием нагрузки на инструмент смещается ударный зуб, а затем и приходящий во взаимодействие с инструментом корпус, открывается канал подачи жидкости к устройству, ГУ начинает работать.

Редукционный клапан ограничивает давление в системе ГУ на установленном уровне независимо от числа одновременно работающих ударных устройств. Расход жидкости через него может быть переменным и обусловлен параметрами СГУ. Можно ожидать, что подача жидкости к СГУ дискретно зависит от количества одновременно работающих гидроударных устройств и от условий их взаимодействия с породным массивом.

После включения гидронасосов Н1, Н2 жидкость подается по напорной линии к распределителям Р1–Р3 (рис. 2). При открытом распределителе Р3 и достижении достаточных сил  $F$  на зубьях, клапаны включения открываются и пропускают потоки жидкости к соответствующим ГУ, они начинают работать и разрушают породу забоя уступа. Ковш продвигается с помощью гидроцилиндров привода рукояти и ковша экскаватора Ц1, Ц2, управляемых Р1, Р2.

На основе представленных параметров разработана имитационная модель системы гидроударных устройств, включающая маслостанцию с насосом Н, предохранительным клапаном КП и баком Б, системой ГУ, включающей редукционный клапан КР и устройства ГУ1, ГУ2, ГУ3. Давление начала открытия предохранительного клапана принималось 21 МПа, номинальный расход — 200 л/мин, наклон  $p$ – $q$ -характеристики при открытии 0.01 МПа/(л/мин). Давление настройки редукционного клапана изменялось в диапазоне 11–20 МПа, наклон  $p$ – $q$ -характеристики при открытии принимался 0.01 МПа/(л/мин). На рис. 3 полужирными линиями приведены  $p$ – $q$ -характеристики предохранительного и редукционного клапанов.

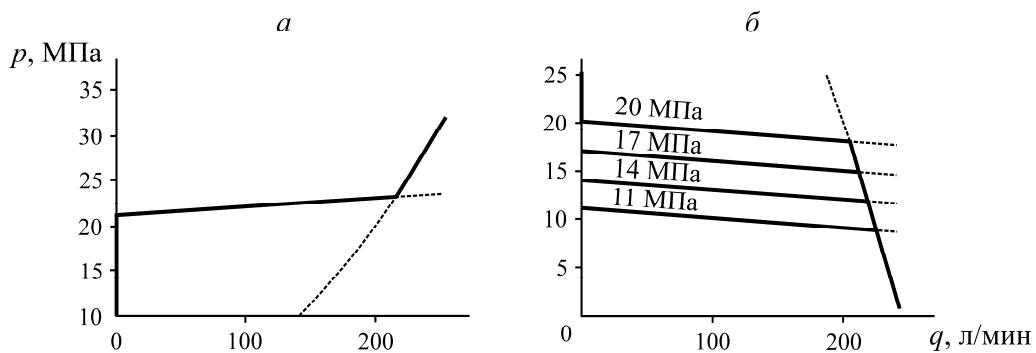


Рис. 3.  $P$ – $q$ -диаграммы предохранительного (а) и редукционного (б) клапанов

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Проведено несколько серий расчетов работы системы гидроударных устройств, в которых изменялся подаваемый к ней расход и давление настройки редукционного клапана. На рис. 4 и в табл. 3 в качестве примера приведены расчетные осциллограммы динамических характеристик и интегральные выходные характеристики ГУ при общем расходе жидкости, подаваемом к системе 105 л/мин (на одно устройство 35 л/мин) и давлениях настройки редукционного клапана 11, 14, 20 МПа. В таких условиях влияние давления настройки редукционного клапана проявляется при  $p_{kp}$  ниже 14 МПа: происходит снижение ударной мощности от значений выше 13.4 до 9.8 кВт происходит при  $p_{kp} = 11$  МПа.

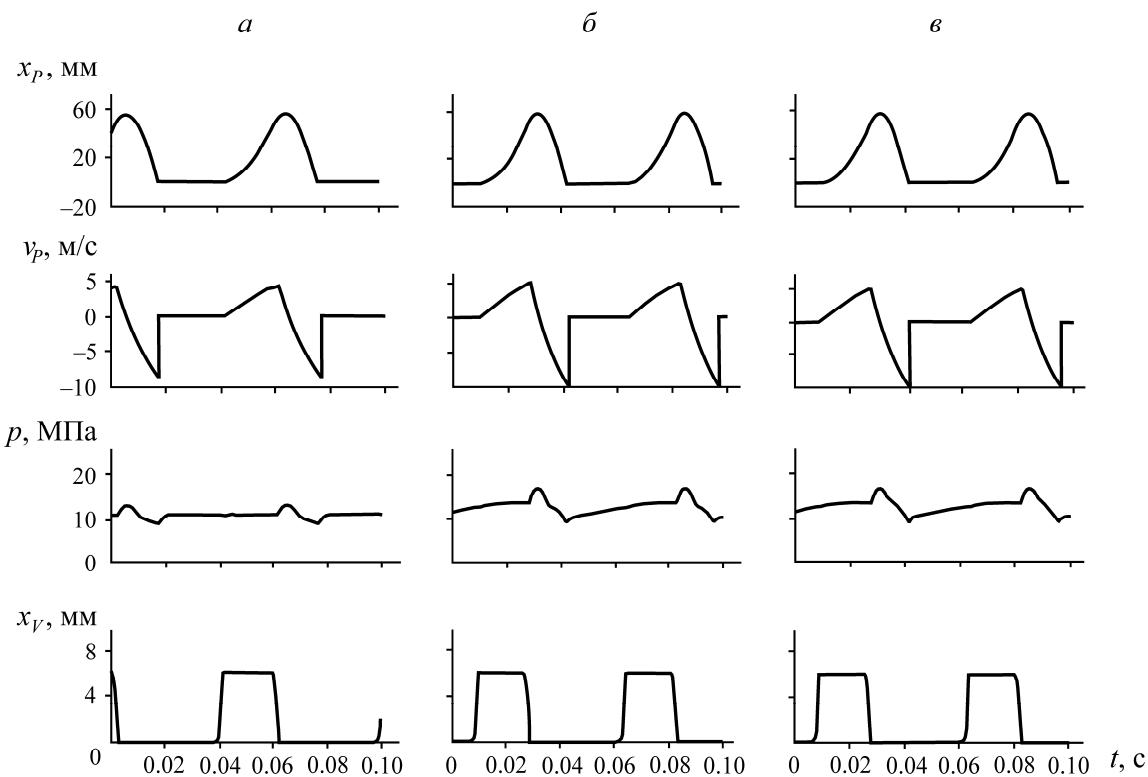


Рис. 4. Расчетные осциллограммы динамических характеристик предельных циклов ГУ (табл. 2) системы при давлении настройки редукционного клапана  $p_{kp} = 11$  (α), 14 (β) и 20 МПа (γ):  $x_p$ ,  $v_p$  — координата бойка и его скорость;  $p$  — давление в аккумуляторе;  $x_V$  — координата золотника

ТАБЛИЦА 3. Характеристики ГУ и СГУ при подаче к системе из трех устройств расхода  $q_0 = 105$  л/мин

$p_{kp}$ , МПа	$v_l$ , м/с	$f$ , Гц	$P_\Sigma$ , кВт	$q_{cp}$ , л/мин	$p_{min}$ , МПа	$p_{max}$ , МПа	КПД
11	8.47	17.54	9.815	30.40	8.65	12.93	63.10
14	9.59	18.31	13.13	34.50	9.28	16.92	63.20
20	9.68	18.32	13.39	34.60	9.22	16.80	63.00

Примечание.  $v_l$  — предельная скорость бойка;  $f$  — частота ударов;  $P_\Sigma$  — суммарная ударная мощность;  $q_{cp}$  — средний расход за цикл; КПД — коэффициент полезного действия.

На рис. 5а представлены зависимости суммарной ударной мощности системы из трех (при расходе 45, 105 и 135 л/мин), двух (150 л/мин) и одного (150 л/мин) ГУ от давления настройки редукционного клапана 11–20 МПа при использовании устройств с задержкой. Видно, что при трех одновременно работающих ударных устройствах и расходе 105–135 л/мин ударную мощность системы можно регулировать в диапазоне 6–19 кВт.

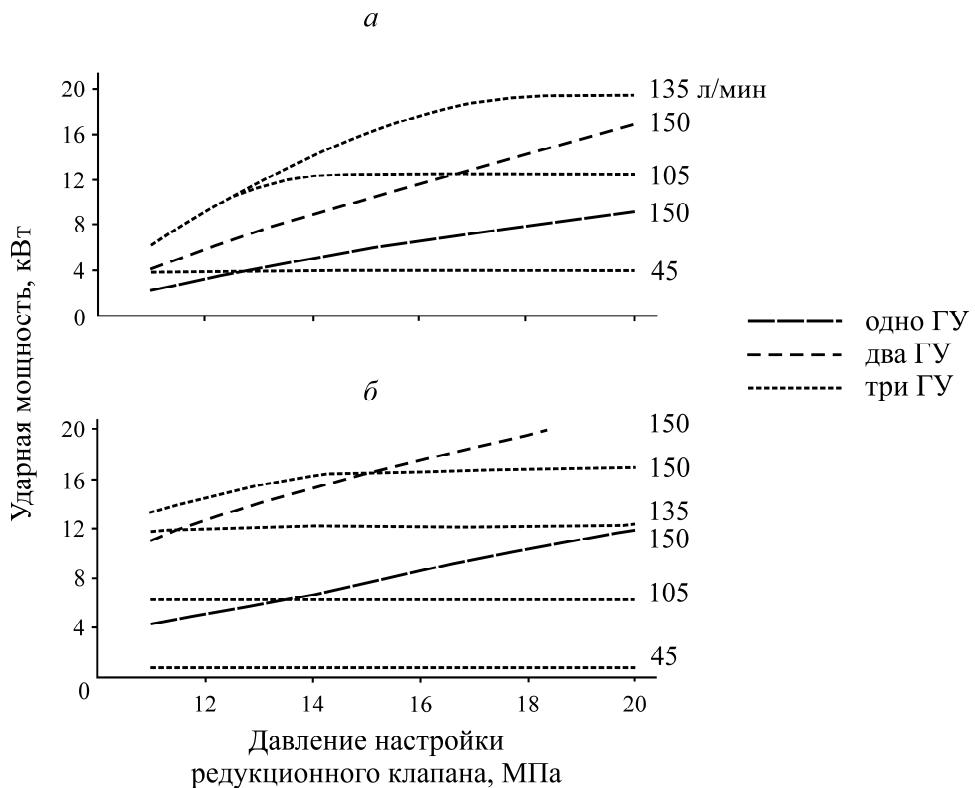


Рис. 5. Зависимость суммарной ударной мощности СГУ от давления настройки редукционного клапана при использовании устройств с задержкой (*a*) и без нее (*б*)

Необходимость в изучении вариантов работы СГУ при разном количестве одновременно работающих ГУ связано с неоднородностью свойств и изменением геометрии поверхностей разрабатываемых забоев. Как показал опыт работы ковшей активного действия [2], одновременно могут работать как все включенные в состав СГУ гидроударные устройства, так и часть из них. В [3] введен коэффициент использования молотов. Даже если в систему подается определенный расход жидкости, поступающей к одному устройству, расход может быть разным.

На рис. 5б для сравнения приведены зависимости, аналогичные рис. 5а, при использовании устройств без задержки. Начиная с расхода 135 л/мин ударная мощность системы из трех ГУ больше 12 кДж, при расходе 150 л/мин она немногим превышает 16 кВт. Видно, что существенно выше значения максимальных суммарных ударных мощностей при расходе 150 л/мин в случае одного и двух одновременно работающих ГУ в 1.28–1.30 раза. Это связано с особенностью функционирования распределителя ГУ в схеме с задержкой [12]. Время рабочего цикла увеличивается за счет фазы медленного движения золотника после достижения давлением в системе заданной величины до момента соединения гидравлической камеры распределителя

с каналом управления. Таким образом, при одном и том же расходе имеем практически равные предударные скорости и отличающиеся в  $\sim 1.3$  раза периоды циклов, что приводит к увеличению ударной мощности. Усовершенствование конструкции распределителя позволит исключить данную особенность в поведении системы гидроударных устройств с задержкой и повысить ее мощность при высоких расходах подаваемой к ней жидкости.

Эффективность работы системы гидроударных устройств с задержкой [10] связана с тем, что уже при расходе жидкости 15 л/мин, поступающей к одному устройству, предударная скорость  $v_1$  превышает 8 м/с. Для ГУ без задержки такое значение  $v_1$  достигается лишь при расходе  $\sim 45$  л/мин. Этим обусловлена и их достаточно высокая ударная мощность  $P \sim 4$  кВт при сравнительно небольших расходах жидкости  $q_0 \sim 30 - 35$  л/мин.

В случае использования ГУ без задержки при одновременной работе трех устройств необходимая для эффективного функционирования системы суммарная ударная мощность  $P_{\Sigma} = 12$  кВт достигается с расходом  $q_0 > 135$  л/мин. Такой результат обеспечивается при применении ГУ с задержкой с расходом  $q_0 = 105$  л/мин, а если  $q_0 = 135$  л/мин, значение  $P_{\Sigma}$  приближается к 20 кВт (рис. 5). При номинальном расходе маслостанции 170 л/мин эта разница весьма существенна. По приведенным графикам можно судить и о более высокой степени регулируемости ударной мощности СГУ при использовании устройств с задержкой.

## ВЫВОДЫ

Предложена схема управления системой гидроударных устройств активных исполнительных органов горных машин с включением в ее состав устройств с регулируемой энергией удара и редукционного клапана. Применение гидроударных устройств с регулируемой энергией удара позволяет на 25 % снизить подачу жидкости к системе гидроударных устройств без потери мощности.

Изучение работы системы с редукционным клапаном показало, что суммарную ударную мощность системы, включающей три ударных устройства с ударниками массами 5.2 кг, с источником маслостанцией экскаватора второй размерной группы можно регулировать в диапазоне 6 – 19 кВт. Анализ работы системы в составе гидросистемы экскаватора второй размерной группы позволяет использовать ее при разработке пород прочностью на сжатие 60 – 80 МПа.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экскаваторы с ковшом активного действия: опыт создания, перспективы применения / А. Р. Маттис, В. И. Кузнецов, Е. И. Васильев и др. — Новосибирск: Наука, Сиб. издат. фирма РАН, 1996. — 174 с.
2. Маттис А. Р., Ческидов В. И., Яковлев В. Л. Безвзрывные технологии открытой добычи твердых полезных ископаемых. — Новосибирск: СО РАН, 2007. — 337 с.
3. Шишаев С. В., Федулов А. И., Маттис А. Р. Расчет и создание ковша активного действия. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1989. — 115 с.
4. Маттис А. Р., Лабутин В. Н. К созданию ковшей активного действия гидравлических строительных экскаваторов // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды. — 2010. — Т. 3. — С. 152 – 159.

5. **Овчаров М. С.** Разработка и исследование гидравлического ударного устройства для экскаваторного ковша активного действия: дис. ... канд. техн. наук. — Караганда, 1985. — 173 с.
6. **Кичигин А. Ф., Сафанков Ю. А.** Полигонные испытания активного ковша экскаватора Э-652 // Строительно-дорожные машины и механизмы. — Караганда: КПТИ, 1972. — С. 42–45.
7. **Янцен И. А., Овчаров М. С., Сафанков Ю. А.** Определение параметров промежуточного гидро-пневмоаккумуляторного привода активного ковша экскаватора // Строительно-дорожные машины и механизмы. — Караганда: КПТИ, 1972. — С. 186–190.
8. **Галдин Н. С., Бедрина Е. А.** Ковши активного действия для экскаваторов. — Омск: Изд-во СибАДИ, 2003. — 53 с.
9. **Галдин Н. С., Семенова И. А.** Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов. — Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. — 101 с.
10. **Городилов Л. В., Коровин А. Н., Кудрявцев В. Г., Першин А. И.** Выбор конструктивной схемы и параметров гидроударного устройства для активного исполнительного органа горной машины // ФТПРПИ. — 2023. — № 1. — С. 92–102.
11. **Рабочие характеристики** экскаватора-погрузчика New Holland B115 [Электронный ресурс]. URL: <https://atkes.ru/index.php/stati-po-remontu/221-new-holland-b115>.
12. **Городилов Л. В., Кудрявцев В. Г.** Экспериментальное исследование динамики золотникового распределителя с дроссельным управлением // ФТПРПИ. — 2023. — № 4. — С. 79–89.

*Поступила в редакцию 03/IV 2024*

*После доработки 10/V 2024*

*Принята к публикации 17/V 2024*