

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН УДАРНОГО И УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

*И. В. Коц, Винницкий национальный технический университет, Украина*

Рассмотрены особенности нового типа гидравлического привода для горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, управляемого по величине рабочего давления с помощью автоматического импульсного гидрораспределителя. Проанализированы две основные схемы подключения автоматических импульсных гидрораспределителей и особенности их конструктивного исполнения. Приведены аналитические зависимости для проектного расчета подобных гидроимпульсных приводов.

**Постановка проблемы.** Технологические процессы разрушения, транспортирования и разделения твердых полезных ископаемых в горнодобывающей промышленности являются одними из наиболее масштабных, энергоемких и, вследствие этого, дорогостоящих операций. В этих процессах широко используются ударные и ударно-вибрационные машины. Это обусловлено тем, что они во многих случаях обеспечивают более высокую, чем у обычных машин, технологическую эффективность. Поэтому дальнейшее развитие вибрационных машин и оборудования с активными рабочими органами имеет важное экономическое значение [1].

**Анализ последних исследований.** Основными конструктивными элементами известных вибрационных машин являются привод и рабочий орган. В настоящее время наибольшее распространение в горной промышленности получили инерционные, эксцентриковые, пневматические и гидравлические вибраторы. Альтернатива перечисленным механизмам – новый тип гидравлического привода, характеризующийся наличием аккумуляторов в приводе и элемента их разрядки (управляемого по давлению) на перемещение рабочего органа, который условно называется «гидроимпульсным» [2,3]. В отличие от известного объемного гидропривода с насосно-аккумуляторной станцией, где энергия в отдельной дорогостоящей установке накапливается на весь рабочий цикл машины и передается технологической машине, в гидроимпульсном приводе горных и иных видов машин ударного и ударно-вибрационного действия используется одноходовой гидроаккумулятор, накапливающий энергию только на один рабочий ход машины, причем автоматически повторяющаяся передача этой энергии рабочему органу осуществляется специальным элементом управления – автоматическим импульсным гидрораспределителем клапанного или золотникового типа [2,3]. Гидроимпульсный привод обладает свойствами объемного и динамического гидроприводов, т. е. передача потенциальной энергии жидкости в нем осуществляется изменением объемов его рабочих камер, взаимодействием струи жидкости с рабочим – органом машины или обоими факторами одновременно. Машины с гидроимпульсным приводом характеризуются повышенной энергоемкостью и значительным быстроедействием, обязательным для многих горнотехнологических процессов.

### **Формулировка цели исследования.**

Исследования направлены на изучение особенностей и обоснование применения нового типа гидравлического привода горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, который характеризуется наличием гидроаккумулятора и элемента его разрядки, управляемого по давлению автоматическим импульсным гидрораспределителем.

### **Изложение основного материала.**

В зависимости от способа подключения и конструктивных особенностей автоматического импульсного гидрораспределителя различают две основные принципиальные схемы гидроимпульсного привода (рис. 1) [3 – 7]. Принципиальная схема гидроимпульсного привода с трехходовым двухпозиционным автоматическим импульсным гидрораспределителем 2 (рис. 1, а), которая может применяться в вибрационных конвейерах, гидромолотах, гидроперфораторах, устройствах для нагнетания жидкости в горный массив и других машинах с

повышенными энергией импульса, быстроходностью и более высоким требованием к КПД [3 – 7]. Реализация этой схемы показана на примере вибрационного транспортирующего устройства [3,5]. Она включает приводной гидронасос 1, одноходовой гидроаккумулятор 2, автоматический импульсный гидрораспределитель 3, исполнительный рабочий орган – плунжерный гидроцилиндр 4, упругий элемент возврата – пружинные рессоры 5 и предохранительный клапан 6. Особенность работы гидропривода заключается в том, что в одноходовом гидроаккумуляторе 2 накапливается энергия сжатой рабочей жидкости, достаточная на совершение одного возвратно-поступательного хода рабочего органа 4. В зависимости от расчетной величины энергии необходимой для совершения одного хода плунжера рабочего органа 4 заряжается одноходовой гидроаккумулятор 2 от напорной магистрали 1 до некоторого заданного давления  $p_1$ , при котором автоматический импульсный гидрораспределитель 3 открывается и обеспечивает рабочий ход – перемещение плунжера рабочего органа 1 в результате действия струи рабочей жидкости поступающей от гидроаккумулятора 2. По мере разрядки гидроаккумулятора 2 давление в системе падает до некоторого значения  $p_2$ , при котором автоматический импульсный гидрораспределитель 3 закрывается, а полость гидроцилиндра соединяется со сливом, после чего под действием пружин 5 плунжер 4 возвращается в исходное положение. Предложенная конструкция машины может предусматривать совершение полезной работы как в начале так и в конце обратного хода (например, виброгрохоты, гидромолоты, вибромельницы и другие ударно-вибрационные машины). На рис. 1, б представлена принципиальная схема гидроимпульсного привода навесного молота для дробления негабаритов горных пород [3,4], которая содержит более простой двухходовой автоматический импульсный гидрораспределитель 2, установленный в сливной линии из полостей подъемных плунжерных гидроцилиндров 3 и 4. Рабочая жидкость по напорному трубопроводу подается в полости гидроцилиндров и перемещает рабочий орган – ударную массу 5 вверх. При давлении  $p_1$  автоматический импульсный гидрораспределитель 2 соединяет напорную магистраль 1 со сливом. Возврат – падение рабочего органа ударной массы 5 в исходное положение при открытом автоматическом импульсном гидрораспределителе 2 совершается под действием пружины 6 или веса ударной части 5. Давление в гидросистеме падает, прекращается расход в сливном трубопроводе, и автоматический импульсный гидрораспределитель 2 закрывается.

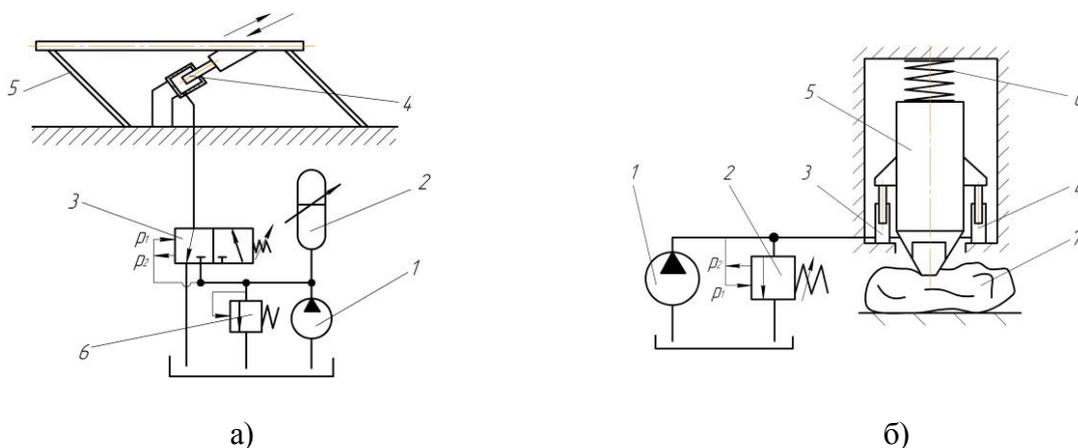


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроимпульсных приводов машин с трех- (а) и двухходовым (б) автоматическими импульсными гидрораспределителями

Роль аккумулятора потенциальной энергии выполняет пружина 6 (рис. 1,б) или высота положения ударной массы 5. Конструкции машин с гидроимпульсным приводом, которые выполнены по схеме, представленной на рис.1,б, могут успешно использоваться, например, в устройствах для разрушения массива мерзлых грунтов и скальных пород, для уплотнения грунтов и других технологических операций [3,4,6].

Наиболее наглядно иллюстрируют работу элементов разрядки простейшие импульсные автоматические импульсные гидрораспределители. На рис. 2 представлены конструктивные схемы двух- и трехходовых двухпозиционных автоматических импульсных гидрораспределителей [3 – 7]. При достижении в системе давления  $p_1$  (рис. 2, а),

определяемого усилием затяжки пружины 2  $P_{np} = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4}$  (здесь  $p_1$  – максимальное давление настройки срабатывания автоматического импульсного гидрораспределителя клапанного типа,  $d_1$  – эффективный расчетный диаметр герметизации первой ступени клапана), двухступенчатый клапан гидрораспределителя 1 сместится вверх и на него будет действовать сила  $P_2 \gg P_1$  ( $P_2 = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4}$ , где  $d_2$  – диаметр поперечного сечения второй ступени клапана гидрораспределителя). Сила, которая действует на всю площадь поперечного сечения двухступенчатого клапана гидрораспределителя 2, увеличится от  $P_{np}$  до  $P_2$  импульсно и переместит его вверх на величину, большую величины размера перекрытия золотника  $\Delta$ . В результате этого напорная магистраль 3 и трубопровод 7, связанный с полостью рабочего гидроцилиндра, соединятся со сливом 8. Давление в гидросистеме будет падать со скоростью, определяемой условным проходным сечением запорного органа автоматического импульсного гидрораспределителя. При достижении величины давления рабочей жидкости  $p_2$  наступает равновесие  $p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = p_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$ , когда любое уменьшение давления ниже  $p_2$  (обычно определяется потерями в сливной магистрали при обратном ходе рабочего органа) вызовет посадку двухступенчатого клапана автоматического импульсного гидрораспределителя 1 на седло под действием усилия затяжки пружины 2.

Трехходовой двухпозиционный автоматический импульсный гидрораспределитель золотникового типа [3,6] (рис. 2, б) аналогичен по принципу действия двухходовому. При зарядке гидроаккумулятора 4 толкатель 2 перемещает золотник 1 до тех пор, пока не перекроется расточка 9, а расточка 11 не соединится с выточкой 8. Одновременно полость 7 соединится с 8, что приведет к быстрому переключению золотника в положение разрядки гидроаккумулятора 4 на рабочий гидроцилиндр через расточку 11, которая связана непосредственно с полостью исполнительного гидроцилиндра машины ударного или вибрационного действия.

Аккумуляция энергии в гидроимпульсном приводе осуществляется как в пружинных так и в чисто гидравлических аккумуляторах. Принцип действия пружинных аккумуляторов известен [2,3]. Чисто гидравлические аккумуляторы применяются редко, и их работа требует некоторого пояснения, так как основывается на сжимаемости жидкости. Энергия, накопленная за счет сжатия жидкости, определяется по известной зависимости [3]:

$$A = \frac{1}{2} (p_1^2 - p_2^2) W_n \beta, \quad (1)$$

где  $p_1$  – наибольшее давление в гидроаккумуляторе, соответствующее давлению открытия автоматического импульсного гидрораспределителя;  $p_2$  – давление закрытия автоматического импульсного гидрораспределителя;  $W_n$  – первоначальный объем полости гидроаккумулятора;  $\beta$  – коэффициент сжимаемости жидкости (при расчетах принимается

$\beta = const$  для давлений рабочей жидкости свыше 3 МПа).

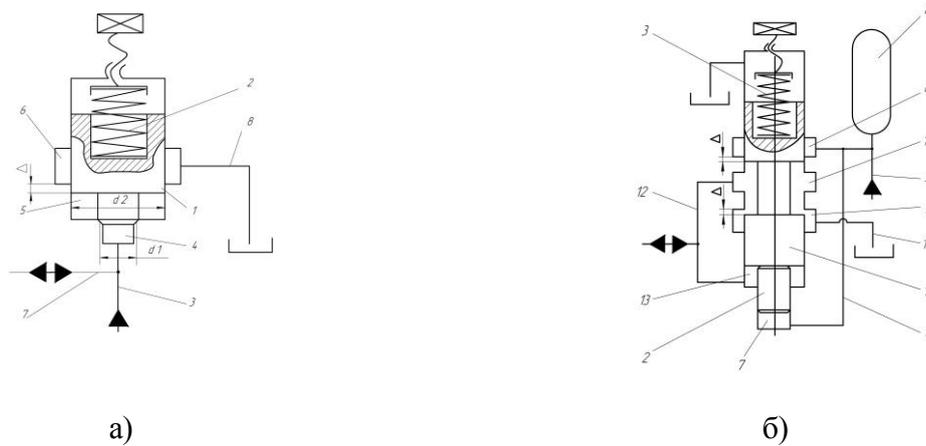


Рис. 2. Конструктивные схемы двух- (а) и трехходовых (б) автоматических импульсных гидрораспределителей

Мгновенная мощность гидроимпульсного привода определяется временем совершения одного рабочего хода  $t_{px}$ , а его минимальное значение зависит от быстродействия импульсного клапана-пульсатора  $t_{kn}$  ( $t_{kn} \leq t_{px}$ ). Величина средней мгновенной мощности за один импульс  $N_{имм}$  и время рабочего хода с достаточной степенью точности для проектных расчетов определяются по зависимостям:

$$N_{имм} = p_1^2 W_n \beta / 2 t_{px}; \quad (2)$$

$$t_{px} = \sqrt{\frac{2mL_{px}}{(\frac{p_1 - p_2}{2})S_{сеч}}}, \quad (3)$$

где  $m$  – масса подвижного рабочего органа машины;  $L_{px}$  – рабочий ход;  $p_{cp} = \frac{p_1 - p_2}{2}$  – среднее давление рабочей жидкости за время цикла (принимается его среднеарифметическое значение),  $S_{сеч}$  – эффективная рабочая площадь поршней или плунжеров [3].

Предельная частота работы таких приводов (соответствует числу двойных ходов рабочего органа машины), например, для чисто гидравлического аккумулирования,

$$n = \frac{1}{t_{ци}} = \frac{1}{2A_{px} / Q_i p_{н\delta} + t_{\ddot{e}\ddot{e}}} \approx \frac{0,9Q_i p_1}{2A_{px}}, \quad (4)$$

где  $0,9$  – коэффициент, учитывающий время срабатывания автоматического импульсного гидрораспределителя [3];  $Q_n = const$  – подача насоса;  $A_{px}$  – заданная энергия одного рабочего хода.

Эксперименты, проведенные на ряде рассмотренных машин с гидроимпульсным приводом подтверждают достаточную точность в пределах  $\pm (6 - 10\%)$  зависимости (4).

О существенных технических возможностях гидроимпульсного привода, даже для незначительных объемов жидкости  $W_n$  и при сравнительно небольших давлениях рабочей жидкости  $p_1$  можно судить, рассмотрев следующий пример. Пусть, в гидроприводе используются шестеренный гидронасос типа НШ-10, подача которого составляет

$Q_n = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ , создающий давление  $p_1 = 16 \text{ МПа}$ , гидросистема имеет чисто гидравлический аккумулятор с объемом полости  $W_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и коэффициентом сжимаемости рабочей жидкости  $\beta = 1/16 \cdot 10^8 \text{ м}^2 / \text{Н}$ . Накопленная энергия в таком гидроприводе передается на рабочий орган, как показали проводимые экспериментальные исследования, за  $t_{px} = 10^{-2} \text{ сек}$ . Следовательно,

$$N_{имп} = p_1^2 W_n \beta / 2 t_{px} = \\ = \frac{(16 \cdot 10^6)^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-2} \cdot 16 \cdot 10^8} = 20 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 20 \text{ кВт}.$$

Мощность привода насосной станции без учета потерь составляет:

$$N_{прив} = p_1 Q_n = 16 \cdot 10^6 \cdot 0,24 \cdot 10^{-3} = 3,84 \text{ кВт}.$$

Экспериментальные исследования и производственный опыт эксплуатации гидроимпульсных приводов ударных и ударно-вибрационных горных машин, управление которых осуществлялось в соответствии с рассмотренными схемами, представленными на рис. 1 и 2, показал их высокую эффективность в качестве привода рабочих органов вибрационных транспортирующих устройств, грохотов, мельниц, гидрореперфораторов, навесных гидромолотов для дробления негабаритов горных пород, прицепных рыхлителей мерзлого грунта, экскаваторных ковшей активного действия.

### Выводы.

Таким образом, для быстродействующих горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, потребляющих значительную мгновенную мощность, достаточно эффективен и прост в эксплуатации и изготовлении импульсный гидропривод с одноходовым гидроаккумулятором или пружинным механическим аккумулятором и автоматическим импульсным гидрораспределителем, который имеет дистанционное бесступенчатое управления автоматическими повторяющимися двойными ходами рабочего органа технологической машины. Успешно работают в производственных условиях гидроимпульсные приводы описанного типа с установочными мощностями до 30 кВт, мгновенными мощностями до 200 кВт и более при частоте импульсов до 30 Гц. В лабораторных условиях получены частоты до 90 Гц с установочными мощностями 16 кВт.

### Список литературы

1. Потураев В.Н., Франчук В.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах.— Днепропетровск, НГА Украины, 2002.— 186 с.
2. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., Машиностроение, 1977. – 184 с.
3. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин/ М. Е. Иванов, И.Б.Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, И.В.Коц и др. – М., Машиностроение, 1977. – 176 с.
4. Коц І.В. Динаміка грохотів з гідравлічним штовхаючим приводом // Український міжвідомчий н.-т. збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні».—№40. – Львів, НТУ «Львівська політехніка», 2006. – С.143–148.
5. А.с. № 713614 (СССР), МКл.<sup>2</sup> В 07В 1/40. Вибрационный грохот / Земляков Б.А., Коц И.В. Оpubл. 05.02.1980, Бюл. №5. – С. 68.
4. А.с. № 912834 (СССР), МКл.<sup>3</sup> Е 02D 7/10. Гидромолот / Коц И.В., Матвеев И.Б., Иванов М.Е. Оpubл. 15.03.1982, Бюл. №10.– С. 76.
6. Патент № 19371U Україна, МКл.<sup>6</sup> В 25D 9/00. Гідравлічний ударний пристрій / Коц І.В., Петрусь В.В. Насіковський А.Б., Штанько О.С.– № 20060613; заявл. 13.06.2006; Оpubл.15.12.2006, Бюл. №12.– С.69.
7. Коц І.В., Островський А.Й. Дослідження вібротранспортуючих пристроїв з гідравлічним приводом // Всеукраїнський н.-т. журнал «Вібрації в техніці та технологіях», – 2005.– №4(42). – С.54–57.