

УДК 622.233.65

**УРУП-БУРУЛМА ЫКМАСЫ МЕНЕН
БУРГУЛООЧУ ГИДРАВЛИКАЛЫК
УРГУЛАП-БУРООЧ БАЛКАНЫН АЛДЫН-АЛА
СЫНООЛОРУНУН ЖЫЙЫНТЫКТАРЫ**

**РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ
ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
ПЕРФОРАТОРА ДЛЯ БУРЕНИЯ ШПУРОВ
УДАРНО-ПОВОРОТНЫМ СПОСОБОМ**

**RESULTS OF PRELIMINARY TESTS OF A
HYDRAULIC ROCK DRILL FOR DRILLING HOLES
USING THE ROTARY IMPACT METHOD**

М. Ураимов, А. С. Квитко

M. Uraimov, A. S. Kvitko

Бул макалада Кыргыз Улуттук Илимдер академиясынын машина-таануу жана автоматика институнда түзүлгөн гидравликалык ургулап-бурооч балканын сыноо жана эксперименталдык изилдөөрүнүн усулдугу жана жыйынтыктары келтирилген. Жүргүзүлгөн сыноолордун жана эксперименталдык изилдөөлөрдүн максаты иштелип чыккан ургулап-бурооч балканын иштөө жөндөмдүүлүгү жана анын негизги өлчөм мүнөздөмөлөрүн аныктоо болгон. Гидравликалык ургулап-бурооч балканын мүмкүнчүлүгүн мүнөздөөчү өлчөм мүнөздөмөлөр – бул ургулоо энергиясы, ургулоо ылдамдыгы, ургулоочу сүңгүнүн бурчтук ылдамдыгы жана айлантма ийин күчү болуп саналат. Изилдөөлөрдүн бул этабында жогоруда келтирилген өлчөм мүнөздөмөлөрдүн арасынан ургулап-бурооч балканын ургулоо жыштыгы жана сүңгүнүн бурчтук ылдамдыгы аныкталган. Ургулап-бурооч балканын калган өлчөм мүнөздөмөлөрү эксперимент учурунда аныкталган өлчөм мүнөздөмөлөрдүн негизинде эсеп жолу менен аныктаса болот. Эксперименталдык изилдөөлөрдүн жыйынтыктарынын негизинде, гидравликалык ургулап-бурооч балканын ишенимдүүлүгү аныкталган жана анын кээ бир конструкциясын жакшыртуучу камы аныкталган.

В статье представлены некоторые результаты испытаний и экспериментальных исследований гидравлического перфоратора, разработанного в Институте машиноведения и автоматики НАН КР. Цель этих испытаний и экспериментальных исследований заключалась в установлении работоспособности разработанного перфоратора и определение его

основных параметров. Основными параметрами, характеризующими возможности гидравлического перфоратора, являются энергия удара, частота ударов, угловая скорость буровой штанги и развиваемый крутящий момент. На данном этапе экспериментальных исследований из перечисленных параметров определены частота ударов и угловая скорость буровой штанги. По результатам проведенных экспериментов получены данные, на основе которых сделаны выводы о работоспособности разработанного перфоратора и выявлены некоторые резервы совершенствования его конструкции.

The article presents some results of tests and experimental studies of a hydraulic hammer developed at the Institute of Mechanical Engineering and Automation of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. The purpose of these tests and experimental studies was to establish the performance of the developed hammer drill and determine its main parameters. The main parameters characterizing the capabilities of a hydraulic hammer drill are impact energy, impact frequency, angular velocity of the drill rod and developed torque. At this stage of experimental research, the impact frequency and angular velocity of the drill rod are determined from the listed parameters. Based on the results of the experiments, data were obtained on the basis of which conclusions were drawn about the performance of the developed hammer drill and some reserves for improving its design were identified.

Түйүн сөздөр: гидравликалык ургулап-бурооч балка; сокку-буруу менен бургулоо; бургулоочу аспап.

Ключевые слова: гидравлический перфоратор; ударно-поворотное бурение; буровой инструмент.

Keywords: hydraulic drilling machine; shock-turn drilling; drilling tool.

В Институте машиноведения и автоматики НАН КР был разработан и изготовлен экспериментальный образец гидравлического перфоратора для бурения шпуров ударно-поворотным и ударно-вращательным способом. Перфоратор был разработан на основе оригинальной схемы [2], которая до настоящего времени не использовалась в практике создания бурильных машин. Особенностью данной конструкции перфоратора является то, что ударный механизм и механизм поворота буровой штанги приводится в движение от одного источника питания. При этом, в отличие от известных конструкций, в частности пневматических перфораторов, в данном случае для поворота буровой штанги для преобразования поступательного движения поршня-ударника во вращательное движение буровой штанги не используется геликоидальный механизм.

Экспериментальный образец гидравлического перфоратора, которому был присвоен индекс ГП 250, был изготовлен на опытном производстве Института машиноведения и автоматики НАН КР. При разработке этого перфоратора был реализован ряд конструктивных решений, которые не встречаются в конструкциях известных бурильных машин с гидравлическим приводом. Исходя из этого, с целью установления работоспособности данной конструкции и предварительной оценки величин основных его параметров проводились испытания и экспериментальные исследования данной конструкции.

Известно [1], что основными параметрами, характеризующими возможности перфоратора, как и всех бурильных механизмов с гидравлическим приводом, являются энергия и частота ударов, уровень давления и потребляемый расход жидкости, угловая скорость штанги и величина крутящего момента.

На данном этапе исследований для предварительной оценки возможностей перфоратора при определении перечисленных параметров была принята методика измерения параметров, не требующих использования точной аппаратуры. Для этой цели из перечисленных выше параметров на данном этапе исследований предусматривалось экспериментальное определение расхода и давления жидкости в напорной магистрали и угловой скорости штанги.

Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 1. Он состоит из маслостанции с электрическим приводом, направляющей рамы, на которой с возможностью осевого перемещения размещён гидравлический перфоратор. Перед направляющей рамой установлен гранитный блок, в поверхность которого упирается буровая штанга с трехлезвийной буровой коронкой диаметром 32 мм. Перемещение перфоратора в сторону гранитного блока и подача бурового инструмента осуществляется пневмоцилиндром, расположенным в задней части рамы.

Маслостанция состоит из бака цилиндрической формы с рабочей жидкостью, на верхней части которого установлен электрический двигатель мощностью 5 кВт и угловой скоростью ведущего вала 1500 об/мин. Подача жидкости осуществляется шестерённым насосом типа НШ 32. На верхней части маслобака смонтированы

также трехпозиционный распределитель потока жидкости со встроенным перепускным клапаном. Распределитель соединён с перфоратором двумя рукавами высокого давления, по которым осуществляется подвод рабочей жидкости в перфоратор и ее отвод.

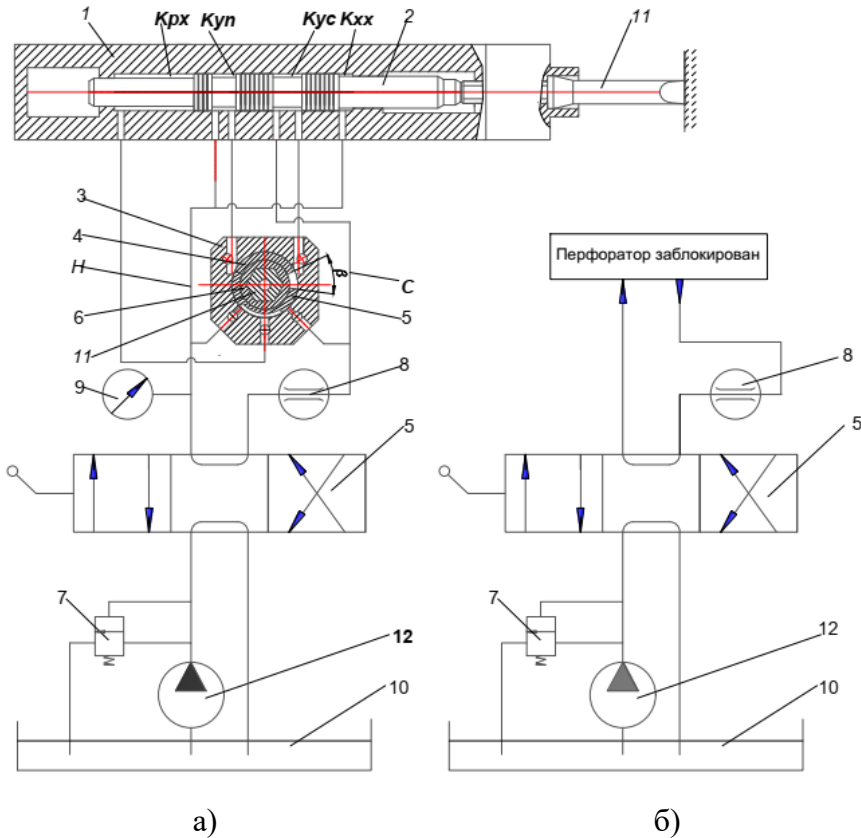


Рисунок 1 – Общий вид испытательного стенда гидравлического перфоратора

Для решения поставленных задач в процессе испытаний регистрировались частота ударов, угловая скорость буровой штанги, расход и давление жидкости при работе перфоратора. На основе данных, полученных в процессе испытаний, расчетным путем определены внутренние перетечки жидкости через рабочие камеры перфоратора при работе и в заблокированном положении его подвижных деталей.

Схема измерения перечисленных выше параметров представлена на рисунке 2. Измерение перечисленных параметров осуществлялось манометром, установленным на напорной магистрали, и счётчиками жидкости, которые в зависимости от цели были установлены на одной из двух магистралей.

Для измерения подачи жидкости в холостом режиме счетчик жидкости был установлен на напорной магистрали за сетевым распределителем. В остальных случаях счетчик жидкости устанавливается на сливной магистрали, между выходом перфоратора и баком гидросистемы.



а) б)

1 – корпус ударного механизма, 2 – поршень-ударник,
 3 – корпус механизма поворота, 4 – статор механизма поворота,
 5 – поворотная втулка, 6 – ротор, 7 – клапан перепускной,
 8 – счетчик жидкости, 9 – манометр, 10 – бак, 11 – штанга буровая,
 12 – насос, Н – напорная магистраль, С – сливная магистраль,
 Крх, Кус, Кхх, Куп – рабочие камеры перфоратора.

Рисунок 2 – Схема измерения подачи жидкости
 при подключении маслостанции к перфоратору (а)
 и при работе маслостанции без нагрузки (б)

Угловая скорость штанги $nsht$ определялась как отношение числа оборотов ny штанги к времени измерения данного параметра, что, учитывая ее относительно невысокую угловую скорость, определяется достаточно точно.

Учитывая, что по кинематической схеме перфоратора в течение одного рабочего цикла ударного механизма буровая штанга совершает один поворот на угол β , при известном значении угловой

скорости штанги по расчетной зависимости частоту ударов перфоратора можно определить по формуле:

$$n_y = \left(\frac{360}{2\beta} \right) \cdot nsht, \quad (1)$$

где n_y – частота ударов перфоратора, β – угол поворота штанги в течение одного рабочего цикла перфоратора, $nsht$ – угловая скорость буровой штанги.

Результаты измерения расхода жидкости в указанных линиях, угловой скорости буровой штанги и давления жидкости в напорной и сливной магистральных гидросистемы представлены в таблице 1.

На основе полученных экспериментальных данных и используя известные расчетные зависимости можно получить дополнительную информацию, характеризующую работу перфоратора. В частности, расчетное значение расхода жидкости при известных объемах рабочих камер ударного механизма и механизма поворота можно определить по зависимости:

$$Q_s = \frac{Vrk + 2 \cdot Vpv}{T}, \quad (2)$$

где Q_s – расчетное значение расхода жидкости, потребляемой перфоратором, Vrk – объем рабочих камер ударного механизма, Vpv – объем рабочих камер механизма поворота, T – длительность одного рабочего цикла перфоратора.

При известных значениях подачи жидкости, обеспечиваемой маслостанцией, определяемых путем измерения, и расчетным значением расхода жидкости, потребляемой перфоратором, величина внутренних перетечек жидкости определена как разность этих параметров. Отношение величины потребляемого расхода жидкости перфоратором к подаче жидкости, обеспечиваемой источником питания, представляет собой объемный к.п.д. перфоратора.

Результаты экспериментальных измерений параметров работы и выполненных на их основе расчетов представлены в таблице 1.

Естественно, что объемные потери мощности в первую очередь зависят от величины зазоров в ударном механизме и гидромо-

торе. Следовательно, для обеспечения надежной работы перфоратора, необходимо, во-первых, улучшить качество изготовления его деталей с уменьшением зазоров в подвижных и неподвижных соединениях, а также иметь достаточно эффективную систему охладений рабочей жидкости.

Таблица 1– Результаты измерения параметров работы перфоратора

Подача насоса, Q_0 , л/мин	Давление в гидромагистралях, МПа		Угловая скорость штанги, $nsht$, об/мин	Частота ударов перфоратора, nu , 1/мин	Потребляемый расход, Q_s , л/мин	КПД объемный
	напор	слив				
45	12,5	2,5	62,15	1408	26,7	0,593
	12,0	2,5	60,5	1371	26,05	0,578
	11	Слив в бак	68	1543	29,31	0,651
	10	Слив в бак	67	1518	28,84	0,64

Таким образом, основываясь на полученные в результате испытаний данные и на основе их анализа, можно сделать некоторые выводы и рекомендации по совершенствованию конструкции.

Относительно низкое значение объемного к.п.д. перфоратора связано с величиной внутренних перетечек жидкости в механизме поворота. Зазоры в кинематических парах в данном случае достигают 0,08 – 0,09 мм, что на 0,02 – 0,03 мм превышают значения допустимых величин соответствующих зазоров. Уменьшение величины зазоров в кинематических подвижных парах позволит обеспечить более высокую величину объемного к.п.д. перфоратора и является существенным резервом повышения энергетических параметров перфоратора.

Разработанная конструкция работоспособна и может быть рассмотрена как основа для разработки и создания промышленного образца бурильной машины для бурения шпуров как ударно-поворотным способом с возможностью резания породы при повороте буровой штанги.

Литература

1. Басов С. А. Основные показатели гидравлических вращательно-ударных механизмов бурильных машин. – Фрунзе: Илим, 1986. – 124 с.
2. Ураимов М., Квитко С. И. Гидравлический перфоратор. Патент КР № 2142. С1. кл. E21В 6/06. Приоритет 06.04.2018.