

в поршень-ударник 2. Шток поршня при помощи шлицов соединяется с поворотной буксой 3, а последняя—с втулкой 4, имеющей шестигранное отверстие для хвостовика бура. Головка геликоидального стержня с храповыми собачками 5 помещается в храповой буксе 6.

При движении поршня справа налево (рабочий ход) собачки храпового устройства не препятствуют вращению геликоидального стержня в храповом механизме, и поршень в это время может двигаться вперед не вращаясь. При движении поршня слева направо (холостой ход) собачки упираются в зубья храповой буксы и не допускают вращения геликоидального стержня. Это вызывает поворот поршня, шток которого при помощи шлицевого соединения поворачивает поворотную буксу 3, втулку 4 и бур. Таким образом, механизм поворота бура включается только во время холостого хода поршня, поэтому он получил название прерывистого. Простота и компактность таких механизмов обусловили широкое применение их в современных пневматических бурильных молотках.

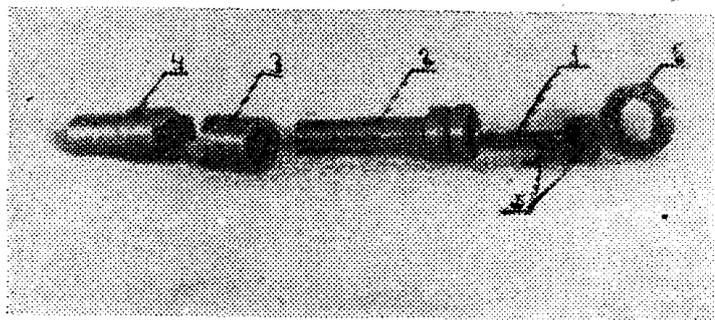


Рис. 1

Число оборотов бура в единицу времени, а следовательно, угол поворота бура между двумя ударами при работе пневматических бурильных молотков рекомендуют определять [9] следующим образом.

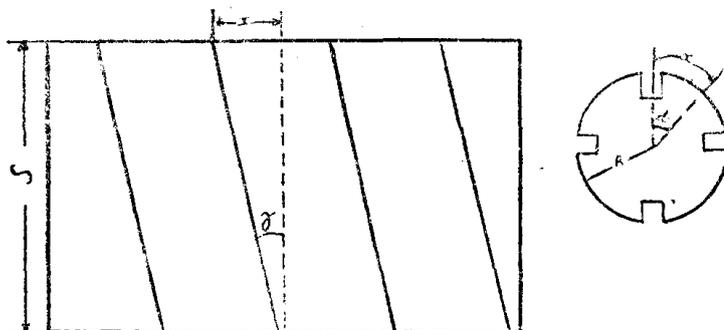


Рис. 2

На рис. 2 приведена развертка части геликоидального стержня, соответствующая длине хода поршня— S . Длина дуги x , соответствующая углу поворота стержня за один ход, равна

$$x = S \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (1)$$

где γ —угол наклона резьбы геликоидального стержня.

Угол поворота стержня α , соответствующий этой дуге, или при неподвижном стержне угол поворота поршня и бура

$$\alpha = \frac{180 \cdot x}{\pi \cdot R} \quad (2)$$

или после подстановки значения x из равенства (1) во (2)

$$\alpha = \frac{180 \cdot S \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi R}, \quad (3)$$

где R — средний радиус резьбы геликоидального стержня.

Если учесть, что $\operatorname{tg} \gamma = \frac{2\pi R}{S_{cm}}$, где S_{cm} — шаг резьбы геликоидального стержня, то угол поворота бура между двумя ударами может быть определен по более простой формуле

$$\alpha = 360 \frac{S}{S_{cm}}. \quad (4)$$

Если число ударов молотка в минуту принять равным $n_{уд}$, а угол поворота бура между двумя ударами α , то число оборотов бура в минуту будет

$$n = \frac{\alpha \cdot n_{уд}}{360}. \quad (5)$$

Как видно из приведенного расчета, основными предпосылками к нему является предположение, что вращение бура происходит только при обратном ходе поршня, в то время как при рабочем ходе поршня бур не вращается. Из формулы (4) вытекает, что угол поворота бура между двумя ударами зависит только от соотношения между ходом поршня — S и шагом геликоидального стержня — S_{cm} . Так как шаг геликоидального стержня является величиной постоянной, а величина хода поршня при устойчивой работе молотка изменяется в незначительных пределах, то на основании формулы (4) делается вывод, что величина угла поворота бура пневматического молотка является величиной постоянной и характерной для данного молотка. Невозможность изменения угла поворота бура между двумя ударами при бурении одним и тем же молотком горных пород различной крепости считается наиболее существенным недостатком современных пневматических бурильных молотков с поворотными устройствами прерывистого действия. В связи с этим делаются выводы о целесообразности снабжения пневматических бурильных молотков несколькими геликоидальными стержнями и гайками с различным шагом резьбы. Предлагается также ряд конструкций с независимым приводом поворота бура.

Между тем, по нашему мнению, предпосылки, послужившие основанием для вышеприведенного расчета, являются неточными, а вследствие этого полученные выводы неправильны. Совершенно не обоснованным является предположение, что вращение бура в пневматических бурильных молотках происходит только при обратном ходе поршня. Действительно, кинематическая цепь поворотного устройства может замыкаться, а следовательно, и передавать кинетическую энергию от поршня на вращение бура только при обратном ходе поршня. Но это не исключает того, что передача энергии может осуществляться коротким импульсом на протяжении времени меньшим, чем время обратного хода, а также, что бур может вращаться по инерции во время рабочего хода поршня, когда храповое устройство не замыкает кинематическую цепь поворотного механизма. Подтверждением этого служит таблица 1, где сопоставлены углы поворота бура между двумя ударами, вычисленные по формуле (4) и полученные непосредственно при бурении.

Если уменьшение угла поворота при бурении меньше угла α можно еще объяснить уменьшением хода поршня, то увеличения его значения больше α может быть объяснено только тем, что вращение бура происходит и в момент рабочего хода поршня.

Таблица 1

Марка молотка	Ход поршня S , мм	Шаг резьбы геликоидального стержня, мм	Угол поворота бура, вычисленный по формуле (4) град. α	Значение углов поворота бура, полученное при бурении, град.
ПМ-508	54-60	650	29,5-33,2	75-84
ПР-30	74	960	27,75	68-81

Проведенные нами исследования [8; 10] показали, что в действительности вращение бура при бурении пневматическими бурильными молотками происходит как при обратном, так и при рабочем ходе с некоторым замедлением вращения в момент внедрения инструмента в горную породу. На величину угла поворота существенное влияние оказывает момент сопротивления вращению бура в шпуре. Последний в значительной степени зависит от усилия подачи бурильного молотка на забой. Поэтому с измене-

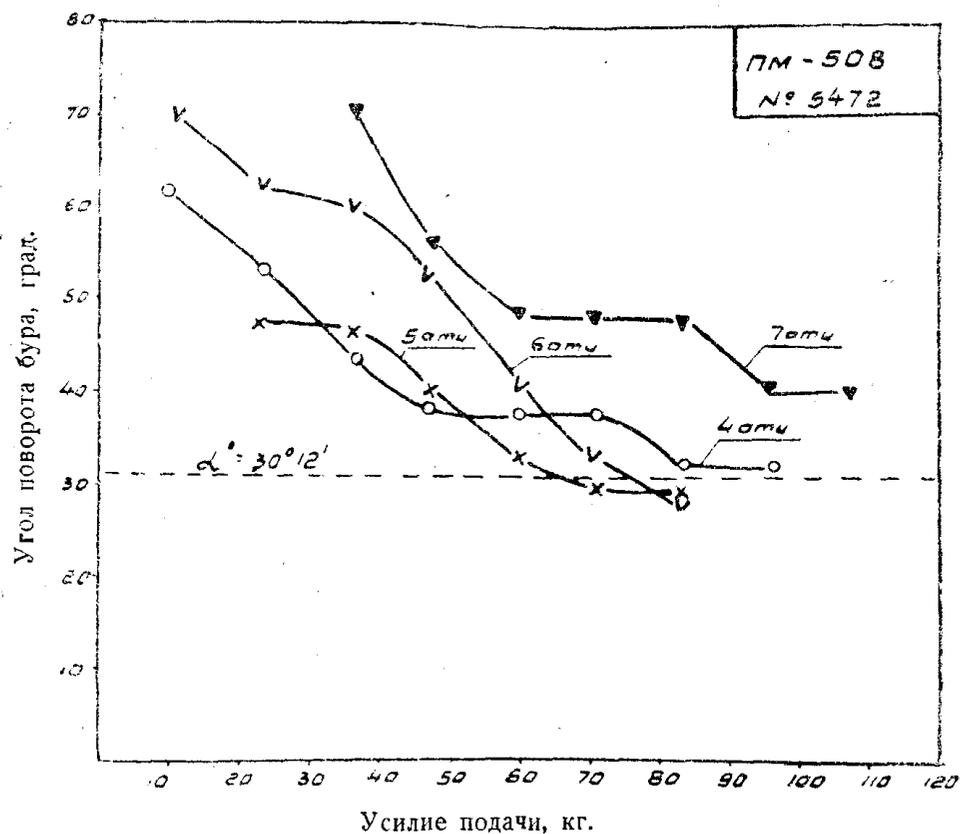
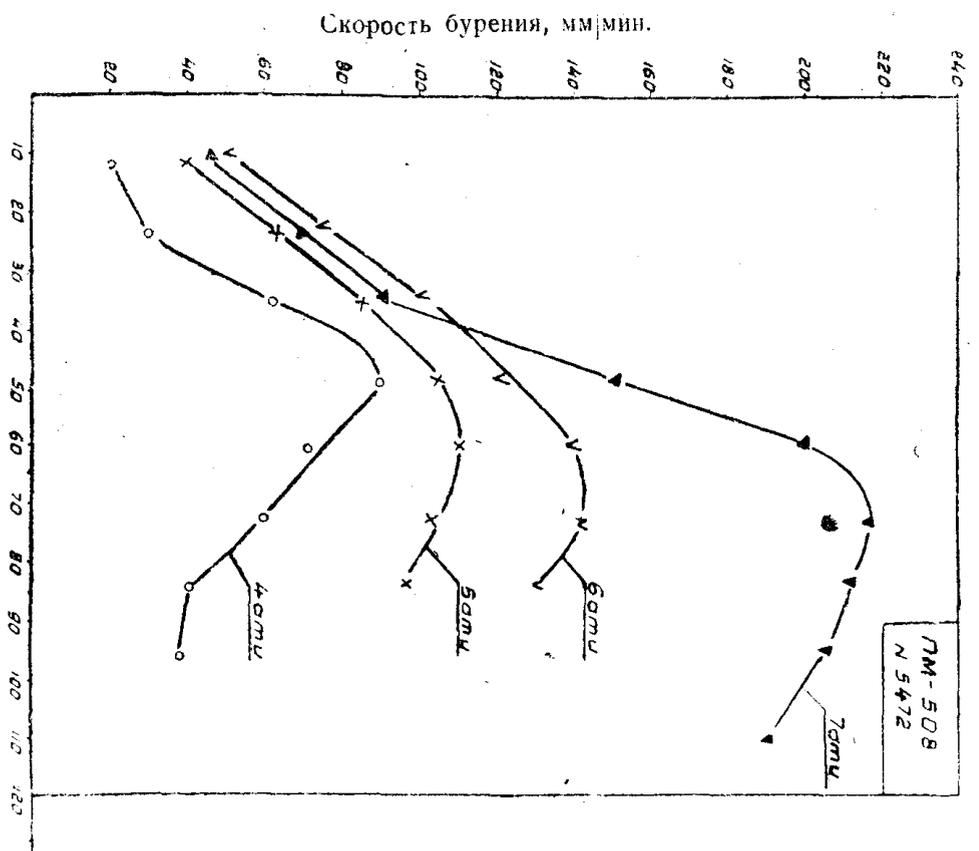
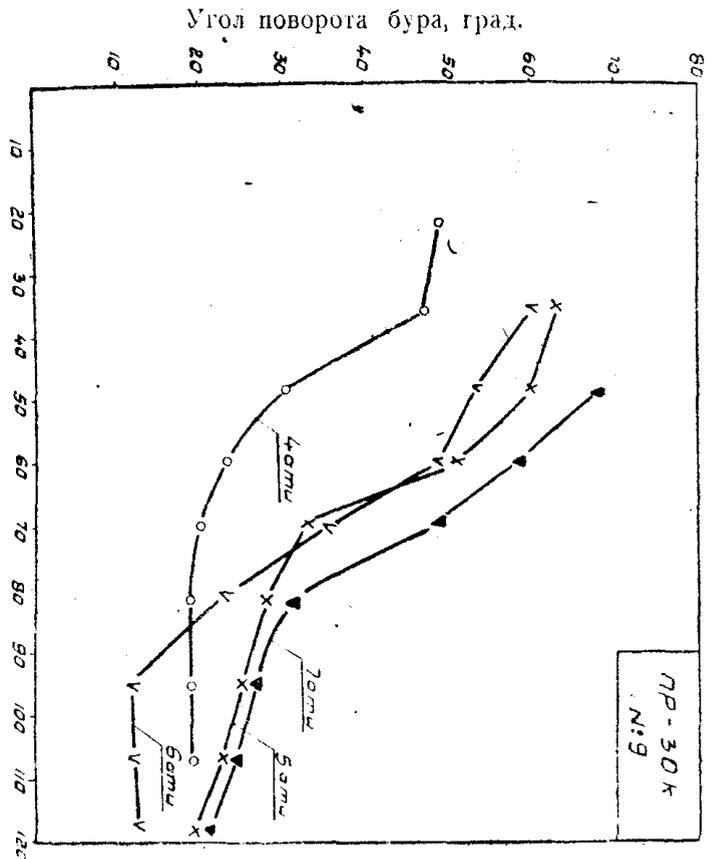


Рис. 3.

нием усилия подачи (рис. 3, 4) изменяется и угол поворота бура между двумя ударами, что является одной из причин изменения скорости бурения (рис. 5). Величина угла и характер поворота бура оказывают значительное влияние также и на устойчивость работы молотка.

Для того чтобы вскрыть некоторые из этих зависимостей, рассмотрим более подробно кинематику и геометрические соотношения механизма поворота бура пневматических бурильных молотков.

Допустим, что при обратном ходе поршня бур поворачивается на угол α , определяемый формулой (4), то, как видно из табл. 2, значение этого угла для различных молотков различно. В свою очередь, при рабочем



№ п. п.	Тип молотка	Ход порш- ня, мм	Шаг резьбы геликоидаль- ного стержня, мм	$\frac{S}{Scm}$	α_1 , град	Число зуб- ев храповой буксы	Число хра- повых собачек	$\frac{Z}{a}$	Угол поворота геликоидаль- ного стержня на 1 зуб, α_2	α_1 , град	S_1 , мм	$\frac{S_1}{S}$	Возможные углы поворота бура, град
1	РМП-17'	45	700	15,5	23,1	23	2	11,5	15,65	15,3	30,5	0,68	15,6; 23,4 31,2; 39 46,6; 54,5 и т. д.
2	ОМ-506 л	54±60	800	13,3÷14,8	23,4±27	26	2	13	13,8	12,6÷13,2	30,7	0,57 -0,51	13,9; 20,7 27,6; 34,5 41,5; 48,2; 55 и т. д.
3	ОМ-506 м	54±60	750	12,5÷13,9	26±28,8	23	2	11,5	15,65	18,2±21	32,6	0,6 -0,54	23,4; 31,2 39 46,6 54,5 и т. д.
4	ПМ-508 (а)	51±60	650	10,8÷12	29,5±33,2	23	2	11,5	15,65	21,7±25,4	28,3	0,47 -0,52	—
5	ПМ-508 (б)	54±60	550	9,2±0,2	34,6±32,2	23	2	11,5	15,65	26,8±31,4	24	0,44 -0,4	31,2; 39 46,6; 54,5 и т. д.
6	ПА-23	60	781,5	13	27,6	37	4	9,25	9,75	25,2	21,2	0,35	26,8 29,2 31,6 34 36,5 38 41,5 44 42,6 48,6 51 54,5 и т. д.
7	ПТ-30	60	781,5	13	27,6	37	4	9,25	9,75	25,2	21,2	0,35	—
8	ПР-35	65	781,5	12	30	37	4	9,25	9,75	27,6	21,2	0,32	29,2 31,6 34 36,5 38; 41,5; 44, 46,2 и т. д.
9	ПР-30 к	74	960	12,9	27,75	30	4	7,5	12	21,75	32	0,43	24; 30; 36; 42 48; 54 и т. д.
10	ПП-4	74	960	12,9	27,75	30	4	7,5	12	21,75	32	0,43	—
11	КЛМ-4 к	75	960	12,75	28,2	30	4	7,5	12	22,2	32	0,425	—
12	КЛМ-4 н	75	1000	13,3	27	31	4	7,75	11,6	24,1	32	0,425	26,2; 29; 32; 34,8 37,8; 40,6; 43,5; 46,5 и т. д.

ходе поршня геликоидальный стержень должен был бы повернуться на такой же угол, а, следовательно, и на соответствующее ему целое число зубьев в храповой буксе. Однако, как видно из табл. 2, это не может быть обеспечено ни в одном из современных бурильных молотков, так как углу α не соответствует целое число зубьев храповой буксы. Это и понятно, так как вращение бура, а вместе с ним и поршня происходит не только во время обратного, но и в момент рабочего хода. Поэтому

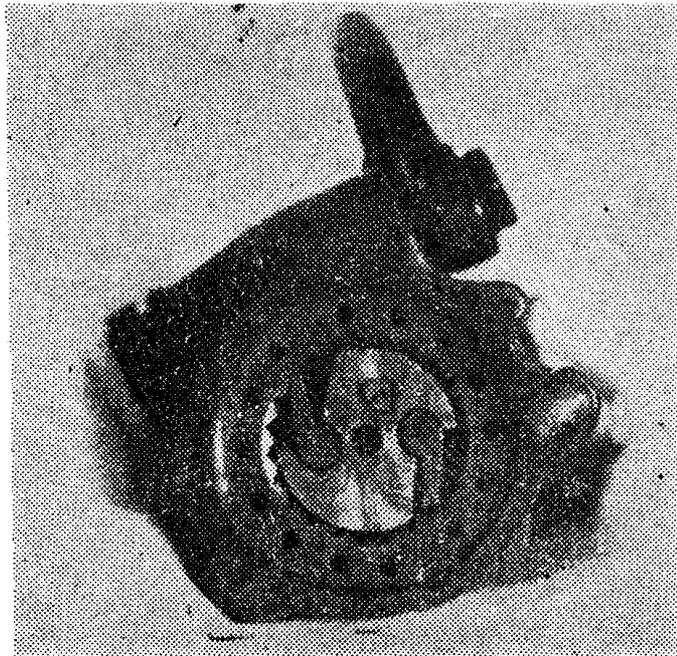


Рис. 6

в практике конструирования число зубьев храповой буксы не связывают с углом α , а выбирают только из условия обеспечения необходимой величины так называемого „мертвого хода“. Например, молоток ПМ-508 имеет храповую буксу с числом зубьев $Z = 23$ и две храповых собачки. Тогда, поделив число зубьев на число храповых собачек $a = 2$

$$\frac{Z}{a} = \frac{23}{2} = 11,5,$$

видим, что одновременно в зацеплении с храповой буксой может находиться только одна собачка, в то время как другая храповая собачка отстоит от соответствующего зуба храповой буксы на 0,5 зуба (рис. 6). Так как к началу обратного хода в большинстве случаев ни одна из собачек не находится в зацеплении (рис. 7), то поворот бура фактически начинается не с самого начала обратного хода, а только после выбора этого зазора в механизме поворота. В результате этого даже в самом неблагоприятном случае (заклинивании бура при внедрении) храповое устройство не застопорит поршень в крайнем положении, а, повернувшись на угол $\alpha_3 = 0,5 \alpha_2$, обеспечит обратный ход поршня („мертвый ход“)

$$S_1 = \frac{S_{ст} \cdot \alpha_3}{360},$$

где α_2 — угол поворота геликоидального стержня на один зуб храповой буксы.

Наличие „мертвого хода“ обеспечивает необходимую устойчивость работы бурильного молотка, а также исключает возможность больших динамических нагрузок на поворотный механизм во время внедрения бура. В практике конструкторских бюро нет установившегося мнения о наиболее целесообразных размерах „мертвого хода“. Как видно из табл. 2, различные заводы даже для одних и тех же типов бурильных молотков (ОМ-506 л и ОМ-506 м; КЦМ-4 и КЦМ-4 к) применяют различные соотношения чисел зубьев и храповых собачек a , а следовательно, и различные величины S_1 . Наиболее часто в храповых механизмах бурильных молотков применяют две собачки, обеспечивая поворот геликоидального стержня во время „мертвого хода“ на 0,5 зуба (РПМ-17, ОМ-506 м, ПМ-508), или 4-е собачки, обеспечивая поворот на 0,25 зуба (ПА-23; ПТ-30; ПР-35; КЦМ-3 ф) и 0,5 зуба (ТП-4 и КЦМ-4 к).

С учетом „мертвого хода“ угол поворота бура при обратном ходе поршня

$$\alpha_1 = \alpha - \alpha_3.$$

Сопоставляя значение α_1 (табл. 2) с экспериментальными данными рис. 3, 4 можно установить, что при условиях подачи, обеспечивающих работу бурильного молотка с углом поворота бура между ударами $\approx \alpha_1$ бурильный молоток начинает работать неустойчиво, снижает скорость

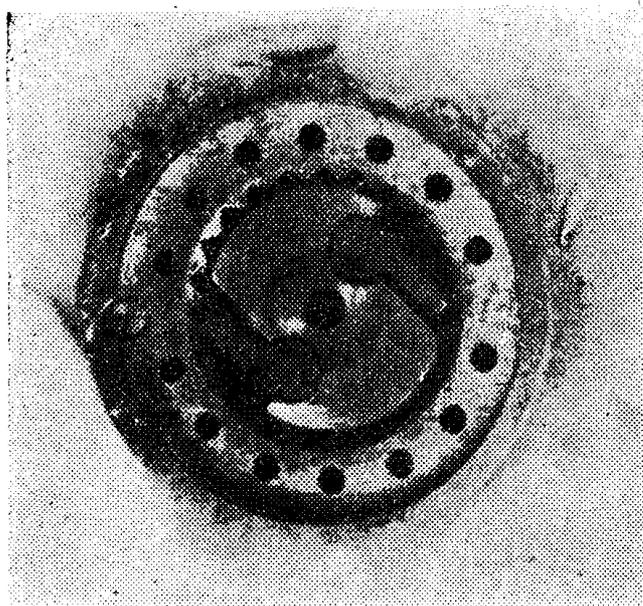


Рис. 7

бурения, а при дальнейших уменьшениях угла поворота бура совсем глохнет. Это может быть объяснено тем, что при значительных сопротивлениях вращению бура и уменьшению угла поворота между ударами менее α_1 уже не может быть обеспечено движения поршня на полную величину хода — S_1 , и поршень, не дойдя до верхнего крайнего положения, не в состоянии преодолеть усилия сопротивления вращению бура, как бы заклинивается резьбой геликоидальной гайки в резьбе неподвижного геликоидального стержня.

Таким образом, минимальный угол поворота бура на удар α_1 при устойчивой работе молотка определяется конструктивными соотношениями молотка: величиной хода поршня — S , шагом геликоидального стержня — $S_{ст}$ и величиной „мертвого хода“ — S_1 .

При режимах работы молотка, соответствующих максимальной скорости бурения, бур между ударами поворачивается на угол $> \alpha_1$. Если учесть, что при устойчивом режиме работы молотка геликоидальный стержень между двумя ударами поворачивается в храповой буксе на одно и то же число зубьев, то величины углов поворота бура в зависимости от сопротивления вращению могут быть определены по формуле

$$\alpha = \alpha_2 \cdot z_2 k,$$

где z_2 — число зубьев, на которое происходит поворот геликоидального стержня,

k — соответствующее значение величины „мертвого хода“ ($k = 1,0; 0,5; 0,25$).

Числовые значения возможных углов поворота бура при устойчивых режимах работы молотков приведены в табл. 2, откуда видно, что величины углов поворота бура меняются, как и в экспериментальных данных, скачкообразно, причем значение их у разных бурильных молотков различно. Наиболее плавно меняются углы поворота у бурильных молотков ПА-23, ПТ-30, ПР-35 и КЦМ, где величина „мертвого хода“ соответствует повороту на $\frac{1}{4}$ зуба. Наиболее резко углы поворота меняются у бурильного молотка ОМ-506 (Ленинградского завода „Пневматика“), имеющего величину „мертвого хода“, равную повороту геликоидального стержня на 1 зуб.

Из сравнения возможных углов поворота бура в современных бурильных молотках с оптимальными углами поворота, полученными нами в предыдущих исследованиях [5; 6], где $\alpha_{opt} = 24^\circ; 27,8^\circ; 32,7^\circ; 40^\circ$, видно, что уменьшать соотношение $\frac{S_{cm}}{S}$ менее 12 не целесообразно, так как это увеличивает величину минимального угла, α_1 — определяющего область устойчивой работы молотка. Поэтому геликоидальные стержни в молотках ПМ-508 более целесообразно изготавливать, например, с шагом резьбы $S_{cm} = 650$ мм, чем с $S_{cm} = 550$ мм. Наиболее близкое совпадение углов поворота бура между ударами с оптимальными достигается в бурильных молотках РПМ-17, ОМ-506 м, ПМ-508 ($S_{cm} = 650$ мм), КЦМ-4. При этом наиболее вероятное совпадение углов поворота бура между ударами с оптимальными возможно в молотках РПМ-17, ОМ-506 м и ПМ-508. По нашему мнению, заслуживает также внимания храповой механизм с числом зубьев 33 и двумя храповыми собачками. При этом соотношении может быть обеспечена работа бурильного молотка при повороте бура между ударами на углы, значение которых близко к оптимальным.

Таким образом, поворотные устройства бура прерывистого действия могут обеспечивать работу бурильного молотка с различными углами поворота бура между ударами. Возможные углы поворота бура между двумя ударами определяются числом зубьев храповой буксы, числом храповых собачек, ходом поршня и шагом геликоидального стержня.

Изменение угла поворота бура при бурении может быть осуществлено за счет изменения усилия подачи. Поэтому к конструкции автоподатчика должны предъявляться требования не только из расчета обеспечения автоматической подачи, но и с точки зрения возможности изменения угла поворота бура между ударами при бурении горных пород различной крепости. Ввиду того, что момент сопротивления вращению бура в шпуре значительно меняется в зависимости от усилия подачи [6], автоматизация бурения бурильными молотками должна быть основана на изменении усилия подачи в зависимости от крутящего момента, развиваемого устройством для вращения бура.

ЛИТЕРАТУРА

1. Успенский Н. С. Курс глубокого бурения ударным способом. Изд. нефт. пром., М.-Л., 1924.
 2. Эпштейн Е. Ф. Теория бурения - резания горных пород твердыми сплавами. ГОНТИ, 1939.
 3. Медведко А. И. О механизме разрушения горных пород при бурении. Горный журнал, № 12, 1947.
 4. Шрейнер Л. А. Физические основы механики горных пород. Гостоптехиздат, 1950.
 5. Алимов О. Д. Исследование механизма разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении и исходных параметров бурильных молотков. г. Томск, Полиграфиздат, 1953.
 6. Алимов О. Д. О механизме разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении. Изв. ТПИ, т. 75, 1954.
 7. Покровский И. С. Теория ударного бурения. Горный журнал, № 12, 1949.
 8. Алабужев П. М., Алимов О. Д. Влияние усилия подачи и угла поворота бура между ударами на скорость ударно-вращательного бурения шпуров. Изв. ТПИ, т. 75, 1954.
 9. Ворошилин И. Р. Механизация горных работ. Metallurgizdat, 1952.
 10. Алимов О. Д. Влияние усилия подачи на скорость бурения пневматическими бурильными молотками. Изв. ТПИ, т. 75, 1954.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине допущены опечатки
7	табл. 1	$2 \times 2 \times 2,4$	$2 \times 6 \times 2,4$	Редакции
16	рис. 4	$X_0 = 79$ м.	$x_0 = 7,9$ м.	Автора
35	23 сн.	для 10	для 9	Автора
92	рис. 6	65%	55%	Автора
93	табл. 2 графа 6	α_1	α	Автора
131	пункт 8	установки	установка	Автора
131	пункт 14	установки	установка	Автора
132	7 св.	маневровых	маневровой	Автора
134	3 сн.	одинаково	почти одинаково	Автора
163	16 св.	rc/s^2	rc/ρ^2	Редакции