

6  
А-65

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ КАЗАХСКОЙ ССР

---

КАРАГАНДИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Аспирант А.С. ПАВЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ  
ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ БУРИЛЬНОЙ  
МАШИНЫ ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Специальность № 05.172 - Горные машины

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

КАРАГАНДА

1970

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ КАЗАХСКОЙ ССР**

---

**КАРАГАНДИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**На правах рукописи**

**Аспирант А.С. ПАВЛОВ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ  
ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ БУРИЛЬНОЙ  
МАШИНЫ ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Специальность № 05.172 - Горные машины**

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**

**диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**КАРАГАНДА**

**1970**



65  
Работа выполнена на кафедре горных машин и комплексов  
Карагандинского политехнического института.

**НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ**

доктор технических наук, профессор А.Ф.Кичигин

**ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:**

доктор технических наук, профессор Н.Г. Петров

кандидат технических наук, доцент В.В.Ефимов

Ведущее предприятие - Дзезказганский ордена Ленина  
горно-металлургический комбинат им.К.И.Сатпаева

Автореферат разослан "24" января 1971 г.

Защита диссертации состоится 25 февраля 1971 г. на  
заседании ученого Совета Карагандинского политехнического  
института.

Отзывы просим направлять в двух экземплярах по адре-  
су: г.Караганда, Бульвар Мира 56, КИТИ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ин-  
ститута.

**УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА**

кандидат технических наук, доцент

Н.Ф.ГРАЩЕНКОВ

Затраты на буровзрывные работы при бурении крепких по-  
род достигают 60% стоимости добычи полезных ископаемых. Тех-  
нико-экономические показатели бурения зависят от многих фак-  
торов. Большое значение имеет выбор оптимального режима ра-  
боты машины и инструмента. Для бурения шпуров в породах с  
коэффициентом крепости 8-16 по шкале проф. М.М.Протоdjаконо-  
ва широкое распространение получили машины вращательно-удар-  
ного действия с пневматическими приводами вращательных и  
ударных узлов. Эти машины характеризуются большей производи-  
тельностью в указанном диапазоне пород по сравнению с удар-  
но-поворотными и вращательными, но имеют ряд существенных  
недостатков: главные из них - низкий к.п.д. и высокая стои-  
мость потребляемой пневмоэнергии. Бурильные машины, исполь-  
зующие энергию гидравлического потока, имеют в 5-6 раз боль-  
ший к.п.д. и работают на электроэнергии, стоимость которой  
ниже стоимости пневмоэнергии. Кроме этого, создание таких ма-  
шин и широкое их применение позволят избавиться от значите-  
льных капитальных затрат на строительство компрессорных ус-  
тановок и сложных сетей шахтных воздухопроводов. Все это  
при внедрении таких машин на предприятиях горнорудной про-  
мышленности обеспечит большие экономические выгоды.

В последние годы в Кузнецком научно-исследовательском  
угольном институте, институте физики и механики горных по-

род АН Кирг.ССР, Карагандинском политехническом институте и Кузнецком машиностроительном заводе ведутся научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы по созданию бурильных машин вращательно-ударного действия с электрогидравлическим приводом. Достигнуты определенные успехи. Однако, как показали производственные испытания первых экспериментальных образцов, успешное применение этих машин без правильного выбора энергетических и силовых параметров невозможно. Приведенные в литературных источниках рекомендации этих параметров для пневматических вращательно-ударных бурильных машин отличаются противоречивостью.

Принципиально новым параметром в гидравлической бурильной машине, в отличие от пневматических, является давление жидкости в напорной магистрали ударного механизма. Значение этого параметра является определяющим для энергии и частоты ударов. Вследствие циклической работы ударного механизма в напорной магистрали гидросистемы имеют место волновые процессы. Исследования по определению их влияния на энергетические и силовые параметры гидравлических бурильных машин не имеются.

В связи с этим целью диссертационной работы является определение влияния основных параметров гидравлической бурильной машины на скорость и энергоемкость бурения, расход электроэнергии, износ инструмента, а также волновых процессов на силовые и энергетические параметры машины; определение необходимых зависимостей и на их основе - получение научно обоснованных технических данных и рекомендаций, позволяющих осуществлять процесс бурения с максимальным эффектом.

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы и приложений.

В первой главе сделан анализ опубликованных работ по определению оптимальных энергетических и силовых параметров и определена рациональная область применения бурильных машин вращательно-ударного действия.

Большинство отечественных и ряд зарубежных исследователей считают, что эффективное применение вращательно-ударного способа ограничивается породами с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М.Протоdjяконова не менее восьми и не более шестнадцати. И.Ф.Медведев и И.А.Пуляев считают, что рациональная область применения вращательно-ударного способа бурения охватывает больший диапазон пород и находится в пределах  $f = 5-20$ .

Анализ результатов исследований режимов бурения и основных параметров пневматических вращательно-ударных бурильных машин показывает, что мнения исследователей по этому вопросу весьма противоречивы. Так, например, для пород крепостью  $f = 12-16$  О.Д.Алимовым рекомендуется энергия ударов 4-5 кГм; Б.З. Израелитом - 5 кГм (для бурильной машины СБУ-2); И.Ф.Медведевым - 7-8 кГм. К.И.Иванов, исходя из определения необходимой величины объемной работы разрушения, установил, что область рациональных значений энергии удара находится в пределах, превышающих 10 кГм. Такая же разноречивость суждений наблюдается и в отношении других параметров.

Созданные в СССР и за рубежом бурильные машины вращательно-ударного действия характеризуются большим разнообразием параметров, что обуславливается не целью создания ряда машин, каждая из которых была бы предназначена для бурения

ния пород с определенным узким диапазоном физико-механических свойств, а наличием противоречивых рекомендаций для диапазона пород, составляющего рациональную область применения вращательно-ударного способа бурения.

Целесообразность создания гидравлических бурильных машин, имеющих к.п.д. в 5-6 раз больше, а расход электроэнергии соответственно меньше, чем у пневматических вращательно-ударных машин, определяет необходимость пересмотра вопроса оптимальных параметров, даже если они уже определены для пневматических машин, так как удельный расход электроэнергии является одним из основных критериев оптимальности. Кроме этого, гидравлические бурильные машины открывают возможность получения больших величин силовых и энергетических параметров.

Таким образом, состояние работ по исследованию параметров бурильных машин вращательно-ударного действия не позволяет составить определенных практических рекомендаций для их расчета. Отсутствие данных о влиянии волновых процессов в напорной магистрали на энергетические и силовые параметры ударного механизма делает невозможным осуществление поставленной конечной цели исследований. Поэтому кафедрой горных машин и комплексов Карагандинского политехнического института при непосредственном участии автора были проведены специальные исследования по совместному и комплексному изучению процессов, протекающих в бурильной машине и в забое шпура.

Во второй главе изложена методика исследований. На основании проведенного анализа результатов по бурению горных пород вращательно-ударным способом поставлены следующие задачи исследований:

1. Установить влияние частоты и энергии ударов, скорости вращения штанги и усилия подачи на скорость бурения, основные энергетические показатели бурения и износостойкость бурового инструмента.

2. Изучить режимы работы ударного механизма с целью определения целесообразности его работы на оптимальном режиме бурения.

3. Исследовать процессы образования и распространения упругих волн в напорной магистрали гидросистемы ударного механизма и установить их влияние на энергию и частоту ударов.

4. Провести промышленные испытания с целью проверки нескольких сочетаний параметров при эксплуатации в производственных условиях и преодоления эксплуатационно-технических показателей гидравлической бурильной машины.

5. На основании результатов проведенных исследований и промышленных испытаний установить рациональные параметры и рекомендации для гидравлической бурильной машины и передать их проектно-конструкторской организации.

Для проведения экспериментальной части исследований был разработан метод последовательных сочетаний, суть которого заключается в том, что каждый параметр машины исследуется в сочетании с другими до тех пор, пока достоверно не установлена его оптимальность. Для этих целей была использована конструктивная особенность ударного механизма, позволявшая в одном гидроударнике изменять частоту и энергию ударов. С целью увеличения диапазона изменяемых параметров и увеличения общей мощности бурильной машины к каретке БКГ была придана дополнительная маслостанция. Гидравлическая

схема вращательно-ударного узла была выполнена так, что позволяла сосредотачивать на вращателе и на ударнике необходимую для постановки эксперимента мощность привода.

Основная часть экспериментальных исследований была проведена на шахте № 55 Джезказганского горнометаллургического комбината, остальная - в лаборатории кафедры горных машин и комплексов Карагандинского политехнического института. Исследования в шахтных условиях облегчают постановку массовых опытов, обеспечивают наибольшее приближение к реальным производственным условиям и, как следствие, получение наиболее представительных результатов. Крепость пород и руд при исследовании и проведении промышленных испытаний находилась в пределах I2+I6 по шкале проф. М. М. Протидьяконова.

Диапазон изменения энергии ударов находится в пределах 5+10 кГм, скорости вращения штанги - 100+260 об/мин; усилия подачи 0+1700 кГ, частоты ударов 2000+5000 уд/мин, давления в напорной магистрали 50+100 кГ/см<sup>2</sup>. Для измерения энергии ударов и крутящего момента на штанге использовался осциллограф Н-105; для определения скорости перемещения бойка - электронный осциллограф СИ-18. Измерение давления в различных точках гидросистемы производилось посредством самопишущих манометров; измерение мощности, потребляемой двигателем - посредством самопишущих ваттметров Н-348. Обработка экспериментальных данных производилась методом математической статистики. Определялись коэффициент вариации, допустимая ошибка измерения, необходимое количество опытов и достоверное значение измеряемых величин.

При выполнении аналитической части исследований применялся метод операционного исчисления.

Третья глава содержит результаты экспериментальных исследований, проведенных в шахтных условиях. Необходимые значения энергии ударов достигались изменением частоты от 2000 до 5000 уд/мин при постоянном давлении в гидросистеме ударного механизма. Графики зависимости скорости бурения от частоты ударов при скорости вращения штанги 100 об/мин и осевом усилии 900 кГ имеют вид параболических кривых с выпуклостью, направленной вверх, а зависимости удельного расхода - с выпуклостью, направленной вниз. Максимальные значения скорости бурения и минимальные - удельного расхода электроэнергии наблюдаются для давлений 55, 75, 95 кГ/см<sup>2</sup> при частотах 2450, 3150, 3900 уд/мин и составляют соответственно 390, 506, 566 мм/мин и 0,55; 0,47; 0,49 кВт-ч/м. Энергия ударов при этом была равна соответственно 7,2; 7,6; 8,1 кГм. Этот опыт характерен тем, что по существу на каждом из трех заданных давлений получено необходимое количество сочетаний частоты и энергии ударов и то, что наилучшие показатели бурения наблюдались при энергии ударов 7+8 кГм, дает основание считать это значение оптимальным.

Правильность этих выводов подтверждается зависимостями скорости бурения и удельного расхода электроэнергии от частоты при энергиях ударов 9,4; 7,8 и 6,2 кГм. Зависимость удельного расхода электроэнергии при энергии ударов 7,8 кГм характеризуется наименьшими значениями удельного расхода электроэнергии.

Величина удельного расхода электроэнергии характеризует процесс бурения и эффективность работы машины. Зависимости энергоемкости бурения и коэффициента полезного действия машины от частоты ударов дают возможность сделать оцен-

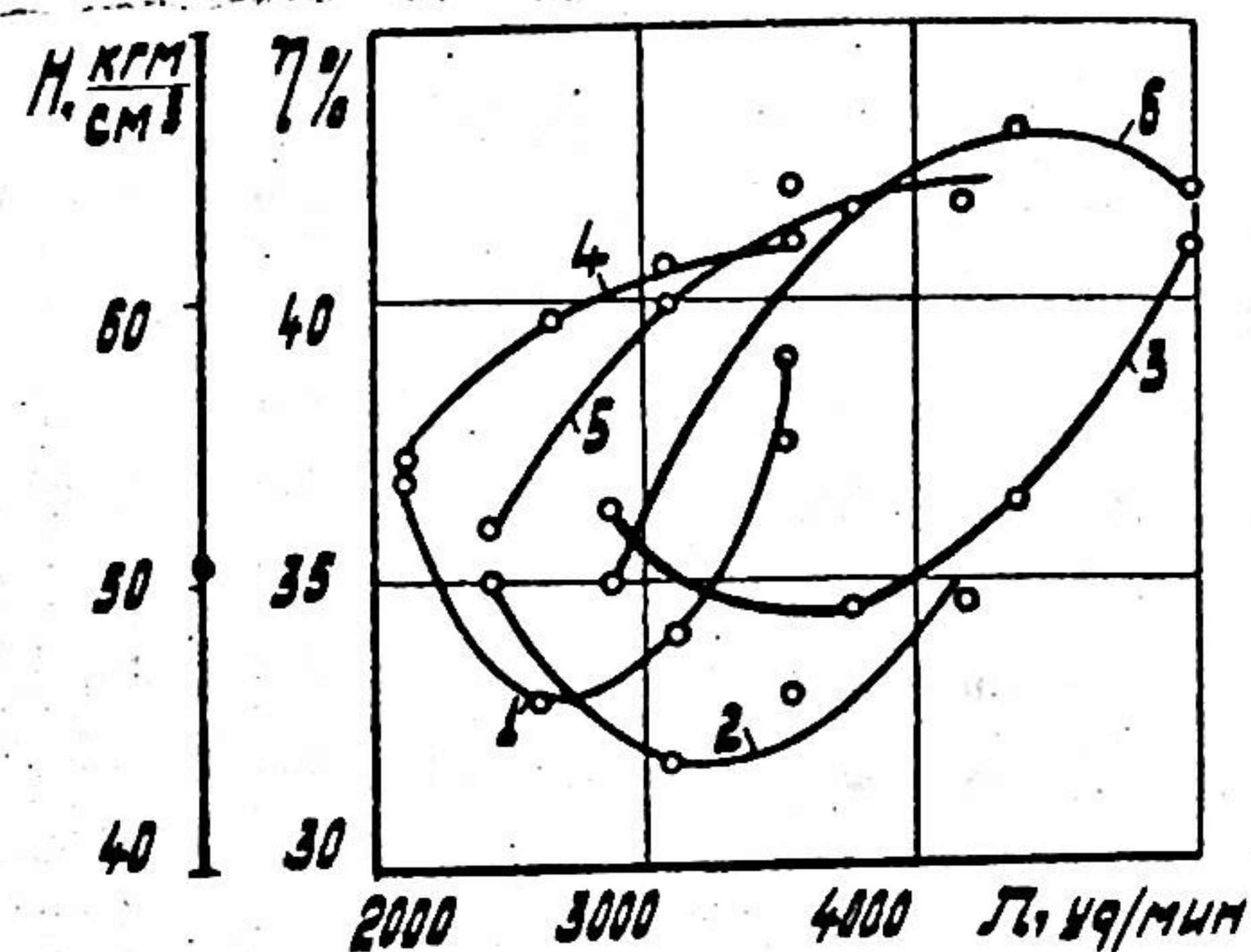


Рис.1. Зависимости удельной энергоёмкости бурения 1,2,3 и к.п.д. машины 4,5,6 от частоты ударов при энергии ударов соответственно 9,4; 7,8 и 6,2 кГм

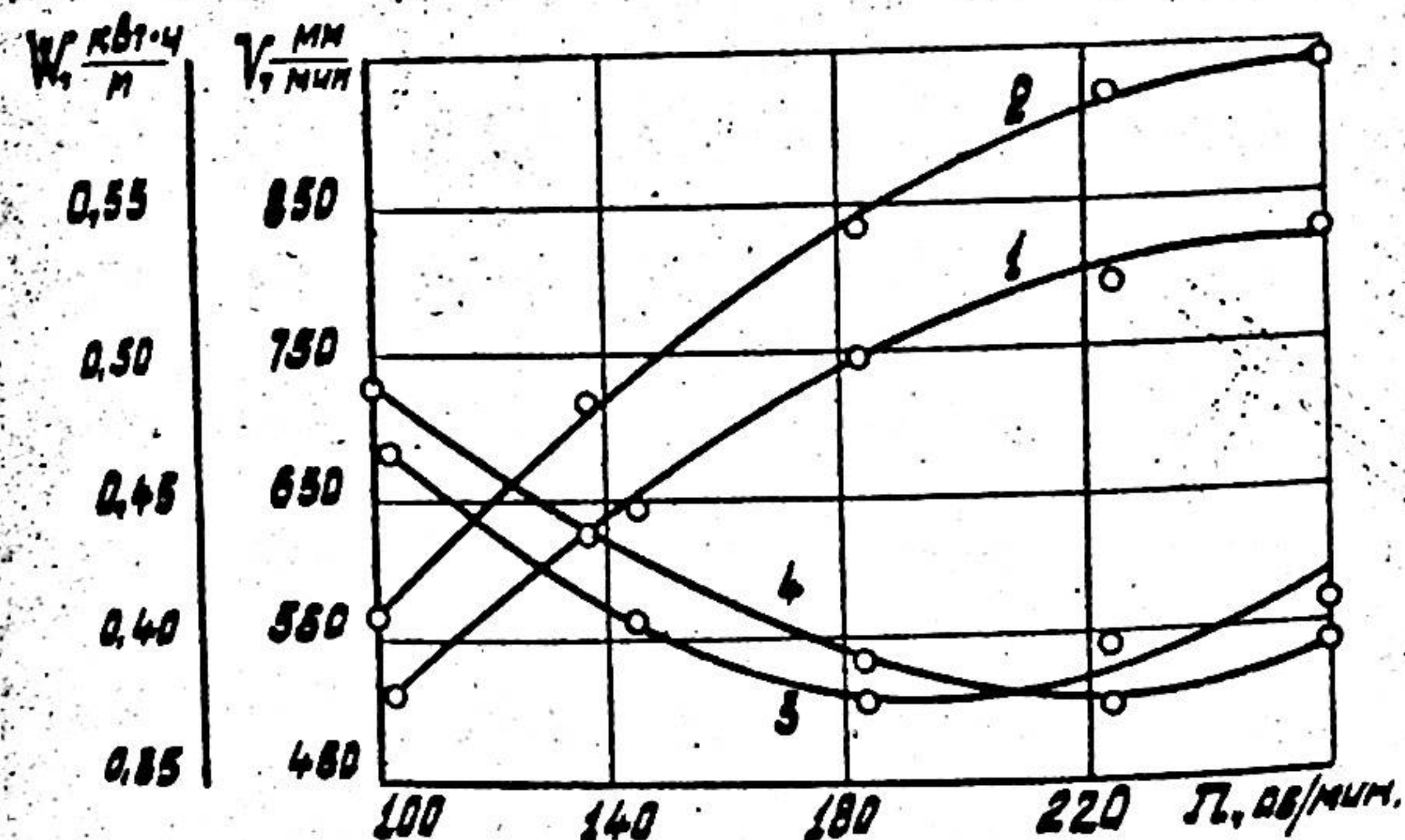


Рис.2. Зависимости скорости бурения 1,2 и удельного расхода электроэнергии 3,4 от скорости вращения штанги при энергии ударов 7,8 кГм и частоте соответственно 3200, 4300 уд/мин

ку процесса бурения и работы машины (рис.1). Энергоёмкость бурения при энергии удара 7,8 кГм характеризуется более низкими значениями.

Увеличение скорости вращения штанги при энергии удара 7,8 кГм, частоте 3200 и 4300 уд/мин в диапазоне 100-260 об/мин (рис.2) ведет к непрерывному росту скорости бурения. Удельный расход электроэнергии имеет минимальные значения при скоростях вращения штанги 180 и 220 об/мин. При таких значениях скорости вращения штанги наблюдается падение прироста скорости как для частоты 3200 уд/мин, так и для 4300 уд/мин. Характерно, что число ударов на один оборот для обоих значений частоты ударов приблизительно одинаково и находится в пределах 17-19 уд/об.

Зависимости, полученные в том же диапазоне изменения скорости вращения штанги, при энергии ударов 5,6 кГм, характеризуются более низкими значениями скорости бурения и высокими - удельного расхода электроэнергии.

Результаты исследований, полученные в процессе бурения второго, третьего и последующих шпуров, дают возможность оценить влияние износа инструмента на показатели бурения. Интенсивный износ твердого сплава увеличивает расход бурового инструмента, снижает среднюю (машинную) скорость бурения. Поэтому необходимо провести исследования процесса бурения шпуров одной коронкой до ее перезаточки. При энергии ударов 7,8 кГм, частоте 4300 уд/мин и скоростях вращения штанги 100, 140, 180, 220, 260 об/мин наблюдается снижение скорости бурения и увеличение удельного расхода электроэнергии с каждым последующим шпуром. Интенсивность падения скорости бурения и роста удельного расхода электроэнергии с увеличением скорости вращения штанги увеличивается. При скорости вращения штанги 100, 140, 180 об/мин оказа-

лось возможным до полного затупления головки, т.е. до того момента, когда скорость бурения приблизилась к нулю, пробурить шесть шпуров, при 220 и 260 об/мин - только пять. Средняя скорость бурения пяти шпуров на указанных выше скоростях вращения штанги составила соответственно 410, 545, 650, 700, 640 мм/мин. Бурение первых четырех шпуров сопровождалось изменением удельного расхода электроэнергии в пределах 0,35-0,8 квт-ч/м.

Изменение удельного расхода электроэнергии во всех случаях происходит вследствие изменения скорости бурения. Пяти-девяти кратное увеличение расхода электроэнергии в результате бурения пятого шпура по сравнению с первым, при скорости вращения штанги 260 об/мин и шестого - при скоростях вращения 100 и 180 об/мин свидетельствует о нерациональности бурения с такими показателями. Средний удельный расход электроэнергии пяти шпуров при 100, 140, 180, 220 и 260 об/мин составил 0,67; 0,56; 0,50 и 0,57 квт-ч/м.

Бурение при частоте 3200 уд/мин и неизменных других параметрах показало худшие результаты по скорости бурения и по расходу электроэнергии.

Кроме показателей текущей скорости бурения и количества шпуров, пробуренных одной коронкой до ее перезаточки, которые косвенно свидетельствуют о затуплении инструмента, производились замеры ширины затупления на расстоянии 15 мм от оси коронки после каждого пробуренного шпура. Для частоты 3200 уд/мин минимальный износ наблюдается при скорости вращения штанги 140 об/мин, для частоты 4300 уд/мин - при 180 об/мин. Износоустойчивость с изменением скорости вращения штанги в исследуемом диапазоне меняется менее значительно,

чем скорость бурения. Поэтому определяющим критерием при выборе режима бурения была машинная скорость. Оптимальными значениями скорости вращения штанги при энергии ударов 7,8 кГм и частоте 3200, 4300 уд/мин принимается соответственно 180, 220 об/мин.

При частоте 4300 уд/мин и энергии ударов 7,8 кГм с увеличением осевого усилия, определяемого по давлению в гидросистеме податчика каретки БКГ, при всех значениях скорости вращения штанги скорость бурения непрерывно возрастает (рис.3). Более интенсивный рост скорости бурения наблюдается в диапазоне изменения осевого усилия 650-1150 кГ. Это объясняется тем, что, наряду с увеличением суммарной осевой нагрузки на забой, к.п.д. передачи ударного импульса здесь возрастает более интенсивно, чем в последующем диапазоне изменения осевого усилия от 1150 до 1650 кГ. Максимальная скорость бурения 1100 мм/мин наблюдается при больших значениях скорости вращения штанги и осевого усилия.

Зависимости, определенные для частоты 3200 уд/мин, отличаются от предыдущих меньшими значениями скорости бурения и тем, что изменение в приросте скорости бурения с увеличением скорости вращения штанги наблюдалось при 180 об/мин.

Таким образом, результаты определения текущей скорости бурения острогачечной коронкой свидетельствуют, что в рассматриваемом диапазоне изменения скорости вращения штанги и осевого усилия скорость бурения достигает максимального значения при частоте 4300 уд/мин, скорости вращения штанги 260 об/мин и осевом усилии 1650 кГ. Однако, бурение на таких параметрах нецелесообразно из-за интенсивного из-

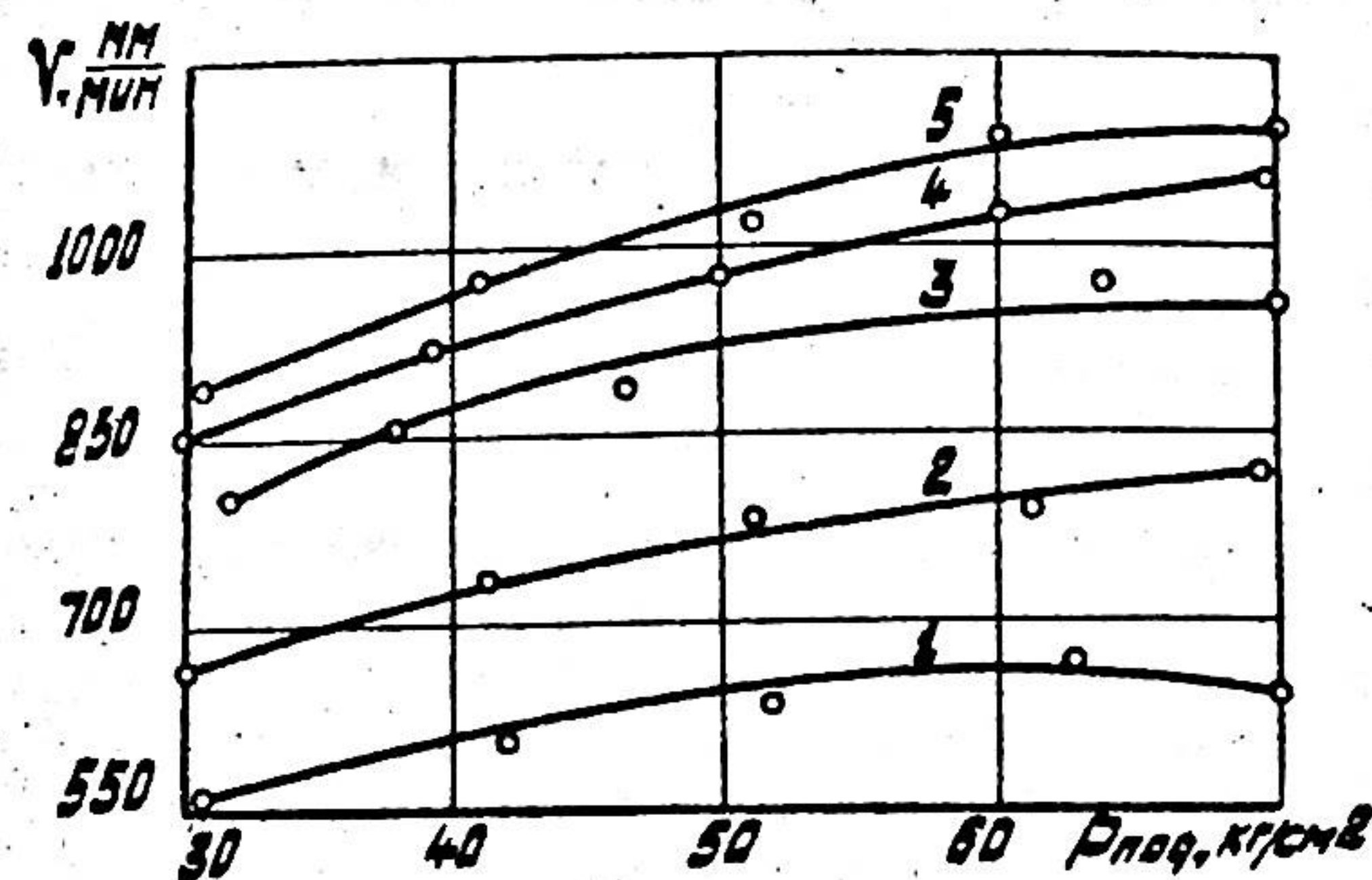


Рис.3. Зависимость скорости бурения острозаточенной коронкой от осевого усилия 1, 2, 3, 4, 5 при скорости вращения штанги соответственно 100, 140, 180, 220 и 260 об/мин

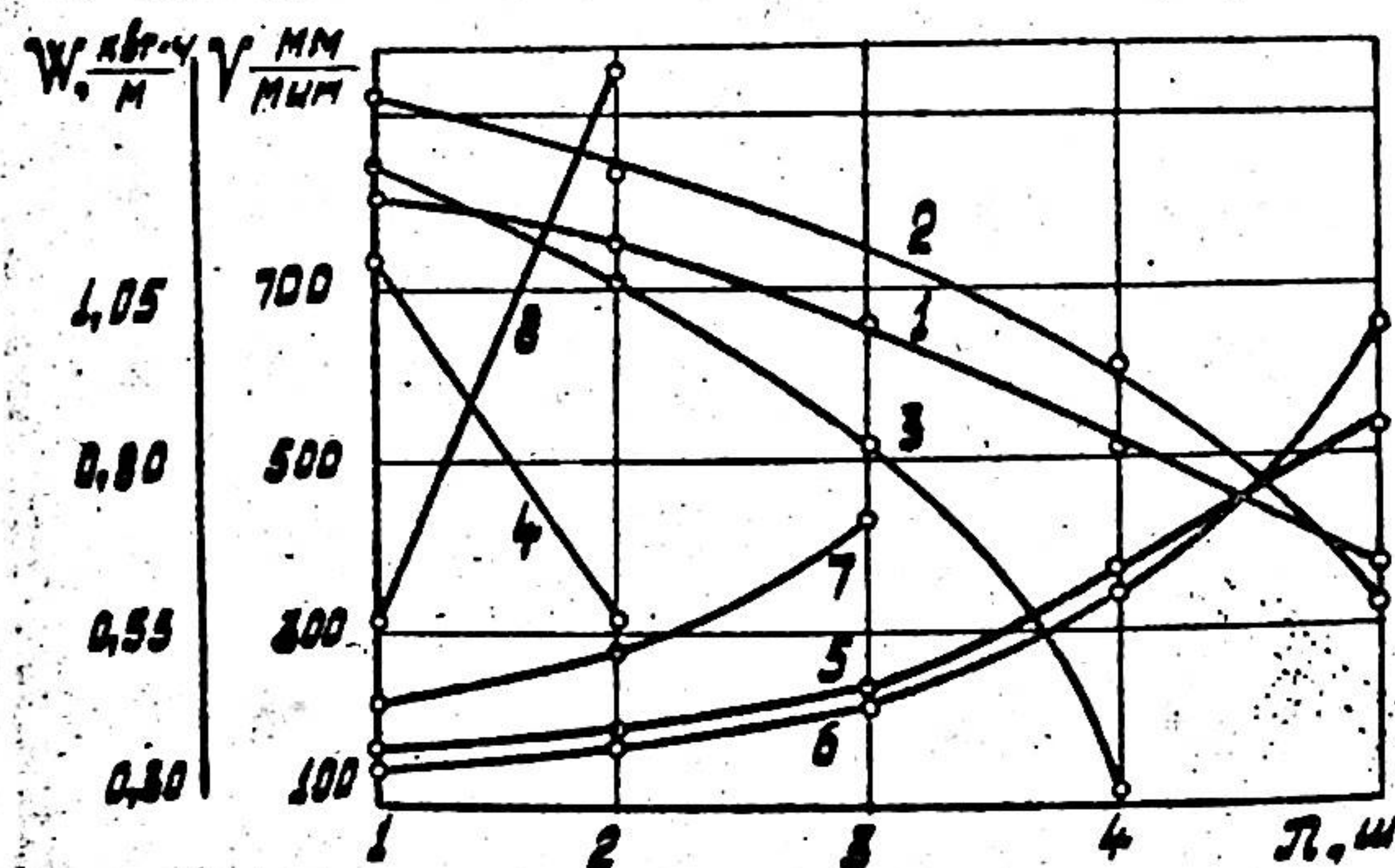


Рис.4. Зависимости скорости бурения 1, 2, 3, 4 и удельного расхода электроэнергии 5, 6, 7, 8 от количества шпуров, пробуренных одной коронкой до ее перезаточки при энергии ударов 7, 8 кГм, частоте 4300 уд/мин, скорости вращения штанги 220 об/мин и осевом усилии соответственно 650, 900, 1150, 1400 кГ

носа инструмента и, как следствие, резкого падения скорости бурения, в результате чего машинная скорость бурения оказывается низкой. Об этом свидетельствуют зависимости скорости бурения и удельного расхода электроэнергии от количества шпуров, пробуренных одной коронкой до ее перезаточки при энергии ударов 7, 8 кГм, частоте 4300 уд/мин, скорости вращения 220 об/мин и различных значениях осевого усилия (рис.4). При осевых усилиях 650, 900 средние значения скорости бурения пяти шпуров одной коронкой были равны соответственно 620, 693 мм/мин, средние значения удельного расхода электроэнергии - 0,51 и 0,49 кВт·ч/м. Интенсивность падения скорости бурения и роста удельного расхода электроэнергии при осевых усилиях 1150 и 1400 кГ с каждым последующим шпуром выше, чем в первых двух случаях. До полного затупления коронки оказалось возможным пробурить соответственно четыре и два шпура. Следовательно, максимальная машинная скорость бурения и минимальный расход электроэнергии наблюдались при осевом усилии 900 кГ.

Осевое усилие в основном определяет величину крутящего момента на штанге. Зависимость крутящего момента от усилия подачи в исследуемом диапазоне изменения последнего носит почти прямолинейный характер, небольшое отклонение от прямолинейной зависимости в сторону его уменьшения с увеличением осевого усилия объясняется уменьшением динамической составляющей в суммарной осевой нагрузке на забой. При оптимальном осевом усилии 900 кГ крутящий момент составляет 16 кГм.

На рис.5 показано изменение отношения мощности ударника к мощности вращателя в зависимости от скорости вращения штанги при частоте 3200 и 4300 уд/мин, энергии ударов 7, 8 кГм, усилию подачи 900 кГ. Эта зависимость характерна тем, что

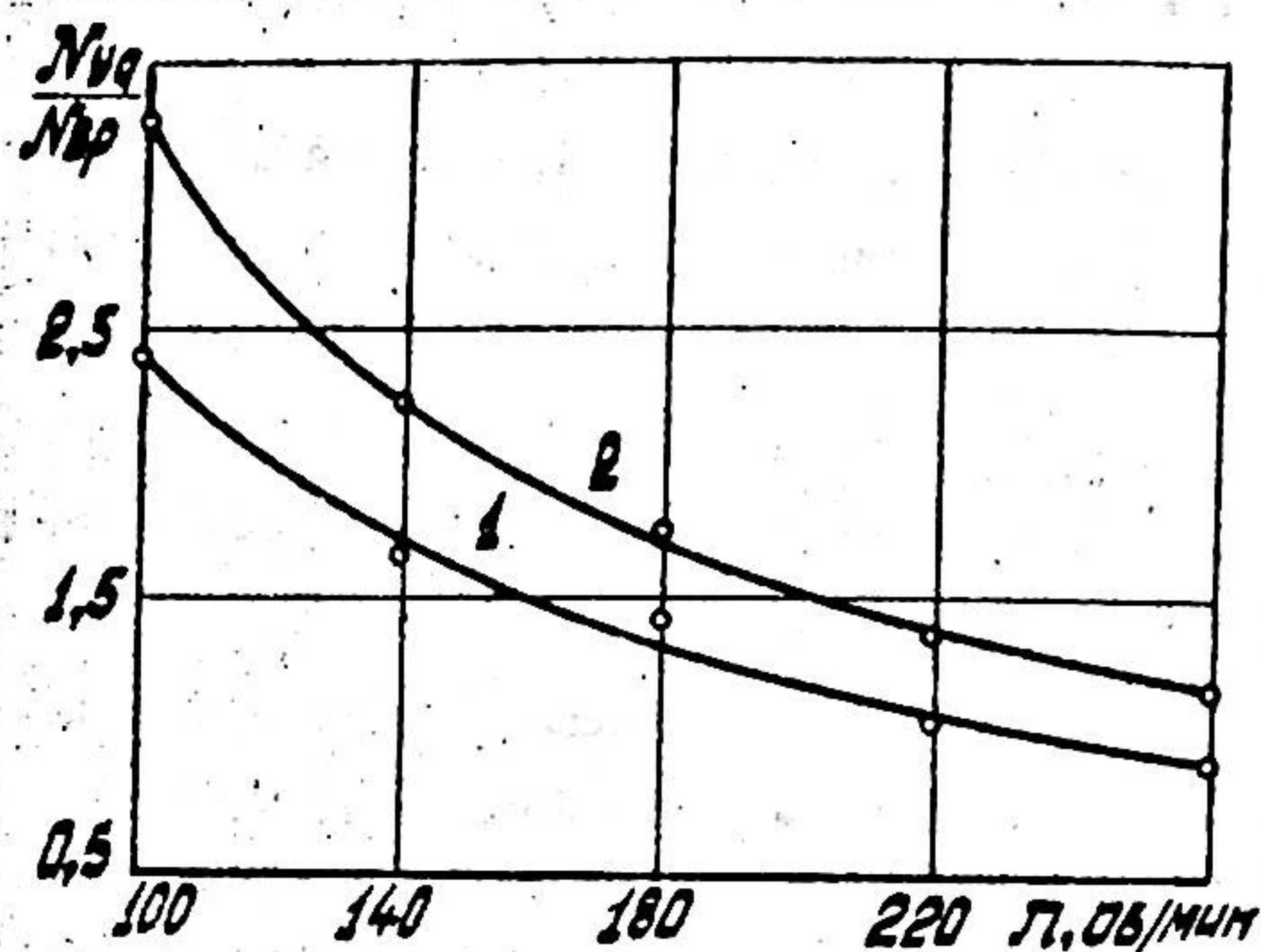


Рис.5. Зависимость отношения мощности ударника и мощности вращателя от скорости вращения штанги 1,2 при частоте соответственно 3200, 4300 уд/мин

во всем исследуемом диапазоне скорости вращения штанги при частоте 3200 уд/мин отношение  $\frac{N_{uq}}{N_{dp}}$  не опускается ниже 0,9, а при частоте 4300 уд/мин - ниже 1,2. При скорости вращения штанги 100 об/мин оно равно соответственно 2,4 и 3,3. Как показали результаты исследований, такое превышение ударной мощности является нерациональным. Оптимальный режим при частоте 4300 уд/мин характеризуется отношением 1,45.

В четвертой главе изложены результаты аналитических и экспериментальных исследований влияния волновых процессов в напорной магистрали на энергетические и силовые параметры ударного механизма: давление жидкости, энергию и частоту ударов.

Подобно тому, как в пневматических бурильных машинах давление воздуха является определяющим параметром для энер-

гии и частоты ударов, в гидравлических машинах таким параметром является давление масла в напорной магистрали. Гидравлический поток, в отличие от потока сжатого воздуха, имеет в 10-20 раз большее давление, значительно большую массу и модуль упругости. Последние два фактора определяют при работе машины волновые процессы, вследствие чего давление в штоковой полости ударника и в напорной магистрали постоянно. Одна из особенностей волновых явлений в гидроударном механизме заключается в том, что период обратного хода, когда трубопровод с жидкостью выполняет роль напорной магистрали, соизмерим со временем прохождения упругой волны от органа управления до передней полости ударника. При определенных условиях весь период обратного хода сопровождается волновыми процессами, которые вследствие его кратковременности не успевают затухать. Переменное значение давления оказывает влияние на кинематику поршня-бойка и, в конечном счете, на энергию и частоту ударов, поэтому представляет большое практическое значение определение характера изменений величины давления в различных участках трубопроводов 1,2 (рис.6), а также в передней полости ударника и влияния этих изменений на энергию и частоту ударов.

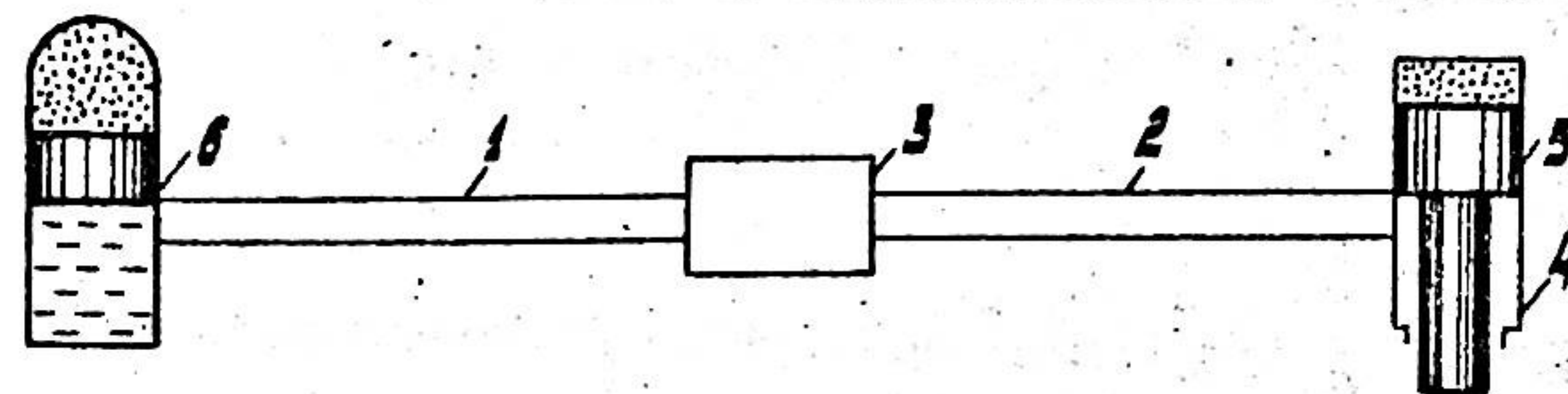


Рис.6. Расчетная схема гидроударного механизма для определения параметров упругих волн: 1 и 2 - трубопроводы; 3 - орган управления; 4 - цилиндр; 5 - поршень-боек; 6 - сетевой аккумулятор

Дифференциальное уравнение волновых процессов для трубопроводов 1 и 2 в период обратного хода поршня-бойка имеет вид:

$$-\frac{\partial P_1}{\partial x} = \rho \frac{\partial V_1}{\partial t} + \xi_1 V_1; \quad -\frac{\partial V_1}{\partial x} = \frac{1}{E} \frac{\partial P_1}{\partial t};$$

$$-\frac{\partial P_2}{\partial x} = \rho \frac{\partial V_2}{\partial t} + \xi_2 V_2; \quad -\frac{\partial V_2}{\partial x} = \frac{1}{E} \frac{\partial P_2}{\partial t};$$

где  $P_1, V_1$  - давление и скорость движения жидкости в трубопроводе 1;

$P_2, V_2$  - давление и скорость движения жидкости в трубопроводе 2;

$\rho$  - плотность жидкости;

$E$  - приведенный модуль упругости;

$\xi_1, \xi_2$  - коэффициенты гидравлического сопротивления для трубопроводов 1, 2.

Для решения этих уравнений определяются начальные и граничные условия, отражающие особенности гидравлической схемы и назначение рассматриваемого механизма.

Полученные в результате решения зависимости дают достаточно полное описание сложного волнового процесса в трубопроводах 1, 2 гидравлической системы ударного механизма. При достижении упругой волны поршня-бойка, которая образовалась в результате открытия органа управления и в которой давление равно  $P_{u/2}$ , она отражается от подвижного поршня, причем, в начальный период отражения пиковое давление достигает  $P_u$ . ( $P_u$  - давление источника питания).

При вторичном отражении упругой волны от подвижного поршня-бойка давление в начальный момент достигает значения  $2P_u$ . В следующий момент времени, в соответствии с законом распространения упругих волн, происходит спад давления. Такое значительное изменение давления в передней полости ударного механизма приводит к тому, что в момент минималь-

ных значений давления сила, действующая со стороны пневмоаккумулятора, превосходит силу давления жидкости. Поэтому, если в моменты максимумов давления перемещения поршня происходят с ускорением, то в моменты минимумов - с замедлением, т.е. изменение скорости происходит по колебательному закону и синхронно изменению давления. Амплитуда колебаний скорости перемещения поршня определится величиной разности сил, действующих со стороны передней полости и пневмоаккумулятора, а также длительностью действия минимумов и максимумов давления, определяющейся длиной волновода, т.е. суммарной длиной трубопровода 1, 2.

На рис. 7а показан характер изменения скорости перемещения поршня-бойка в период обратного хода при длине волновода 1,5 м, свидетельствующий о значительных колебаниях скорости перемещения поршня-бойка. Колебания скорости перемещения поршня-бойка увеличивают время обратного хода, что в конечном счете, ведет к понижению частоты и энергии ударов.

Результаты исследований показывают, что ударная мощность (произведение энергии на частоту ударов), вследствие наличия волновых процессов, снижается на 15-20%. Поэтому очевидна целесообразность ликвидации условий образования волновых процессов в напорной магистрали ударника. Конструктивное исполнение ударного механизма, в котором длина трубопроводов 1, 2 сокращена до минимума (0,25 м), является решением этой проблемы.

На рис. 7б показан характер изменения скорости перемещения поршня-бойка в период обратного хода при длине волновода 0,25 м, свидетельствующий об отсутствии колебаний скорости перемещения поршня-бойка. Это происходит вследствие значительного увеличения периодов колебаний за время обрат-

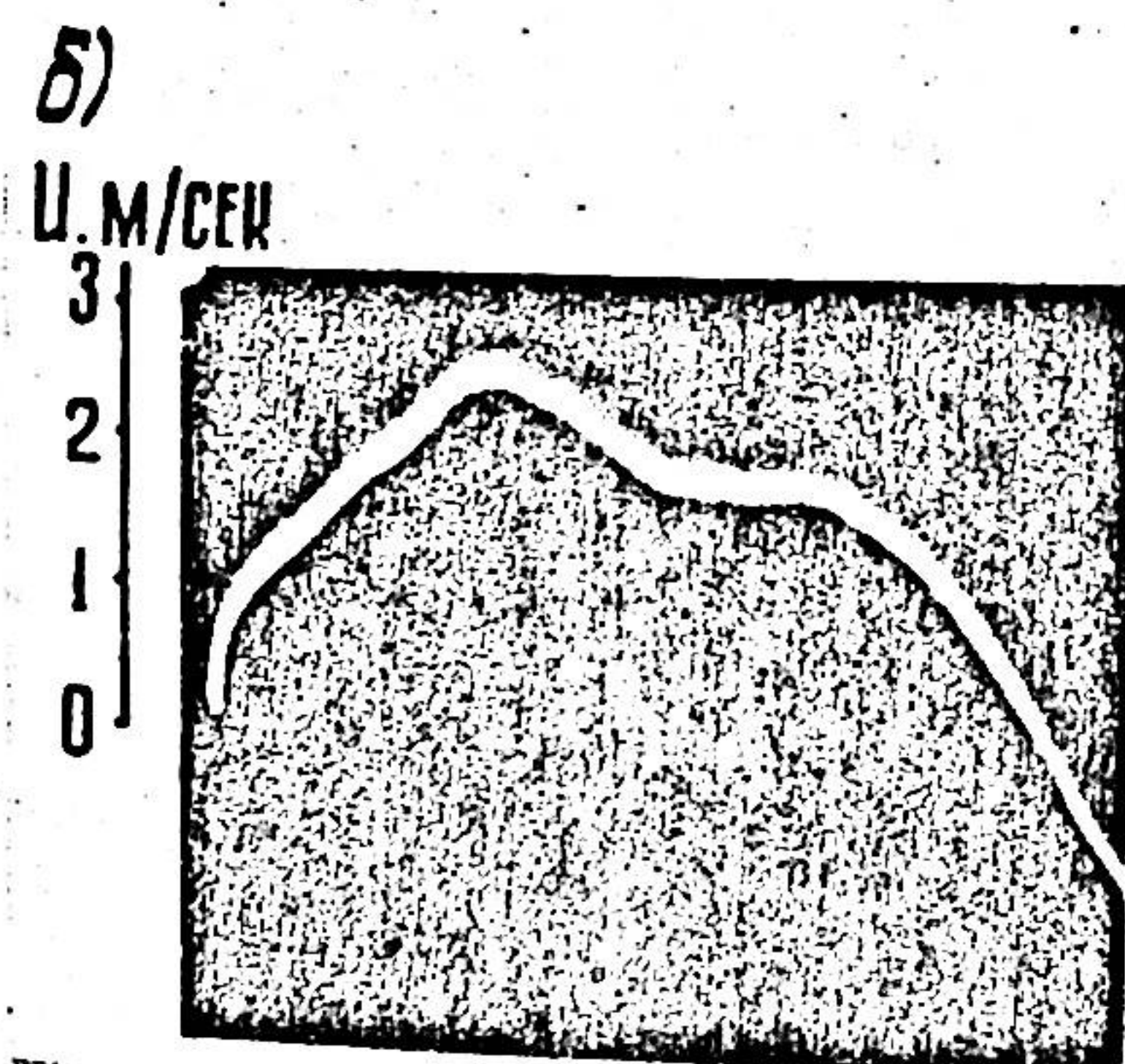
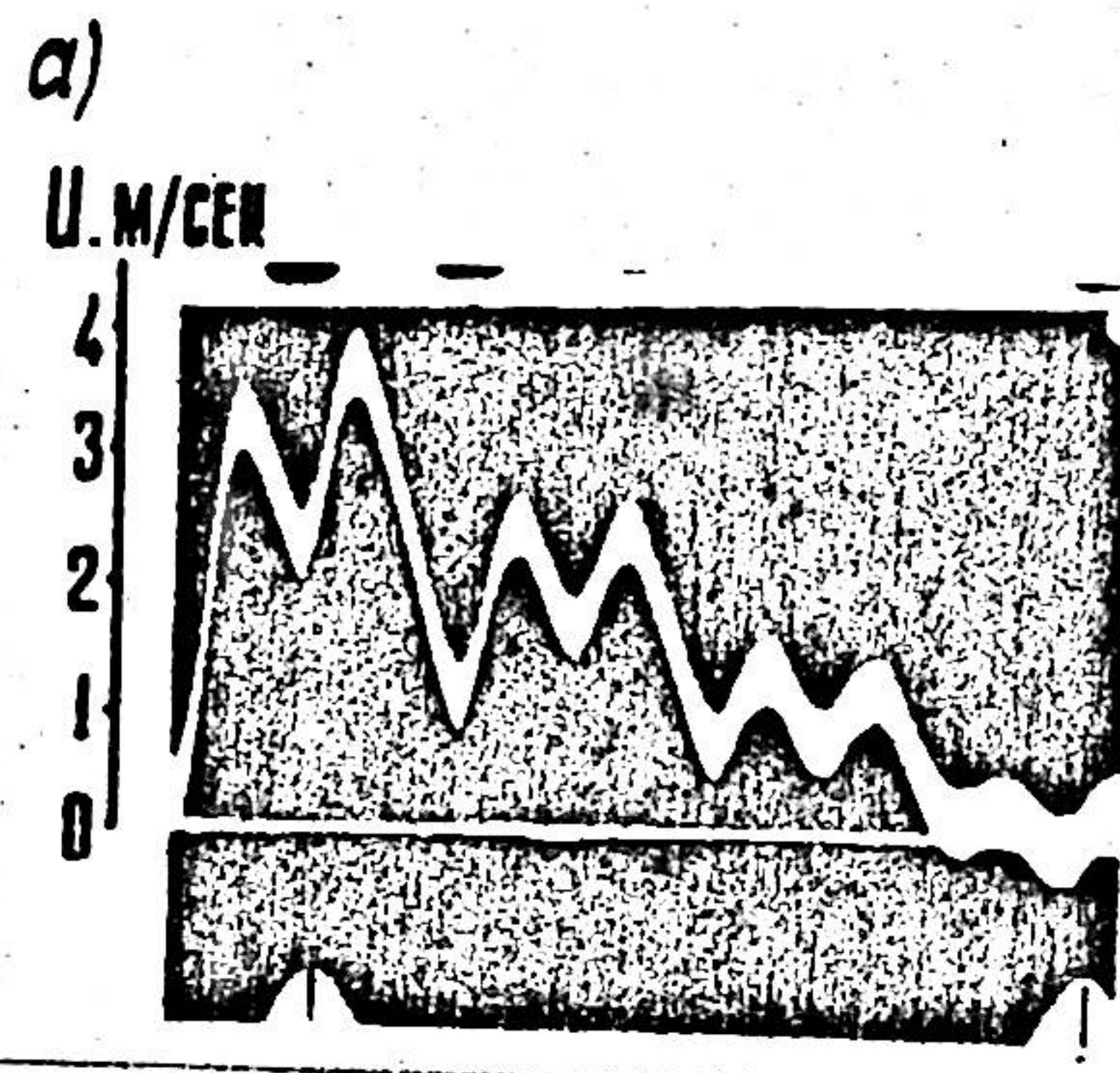


Рис. 7. Изменения скорости поршня-бойка в период обратного хода: а - длина волновода 1,5 м; б - длина волновода 0,25 м

ного хода, т.е. увеличения числа максимумов и минимумов и сокращения их времени действия. Практически здесь отсутствуют волновые процессы, т.к. сокращение длины волновода до 0,25 м в основном достигается за счет конструктивных размеров элементов ударника, органа управления и сетевого аккумулятора. Ударная мощность в этом случае на 16% выше, чем при волноводе длиной 1,5 м.

В пятой главе приведены технико-экономические показатели гидравлической бурильной машины, определенные по результатам промышленных испытаний. Испытания проводились на участках № 2 и 3 шахты №55 Джезказганского горнометаллургического комбината. Рудная залежь, отрабатываемая этими участками, представлена серыми среднезернистыми кварц-полевошпатовыми песчаниками. Крепость пород и руд по шкале проф. М.М.Протоджяконова I3-I6. Бурение производилось стандартными серийными коронками одностороннего типа с асимметричным лезвием диаметром 42 мм. По основным показателям производились сравнения с серийно выпускаемой бурильной машиной БГА (табл. I).

При определении производительности и экономической эффективности машины расчет производился при условии оснащения гидравлической буровой каретки двумя машинами. В основу расчета брались реально достигнутые при испытаниях показатели бурения, как для гидравлической бурильной машины БГТ, так и для пневматической машины БГА.

Как следует из таблицы I, по скорости бурения и производительности гидравлическая бурильная машина БГТ при работе в оптимальном режиме превосходит пневматическую БГА в 1,5 раза, по удельному расходу электроэнергии - в 7 раз, по стоимости затрачиваемой энергии на 1 погонный метр шпура -

Таблица I

Технико-экономические показатели бурения

| Показатели                                                                                          | Бурильные машины |       |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-------|
|                                                                                                     | БГА              | БГГ   |
| Энергия ударов, кГм                                                                                 | 6,5              | 7,8   |
| Частота ударов, уд/мин                                                                              | 3000             | 4300  |
| Усилие подачи, кГ                                                                                   | 900              | 900   |
| Скорость вращения буровой штанги, об/мин                                                            | 130              | 215   |
| Давление в гидросистеме ударника, кГ/см <sup>2</sup>                                                | -                | 97    |
| Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин                                                                 | 12               | -     |
| Потребляемая мощность, кВт                                                                          | -                | 20,6  |
| Давление воздуха, кГ/см <sup>2</sup>                                                                | 5                | -     |
| Максимальная скорость бурения, мм/мин                                                               | 540              | 911   |
| Средне-техническая скорость бурения, мм/мин                                                         | 450              | 696   |
| Удельный расход электроэнергии, кВт-ч/м                                                             | 3,46             | 0,5   |
| Стоимость энергии на 1 пог.м шпура, руб.                                                            | 0,09             | 0,006 |
| Расход коронок, шт/м                                                                                | 0,03             | 0,029 |
| Производительность буровой установки, оснащенной двумя машинами, шп.м/смену                         | 135              | 210   |
| Экономический эффект при замене пневматической буровой установки ББУ-2М на гидравлическую, тыс.руб. | -                | 17,4  |

в 15 раз. Экономический эффект достигается в основном за счет меньшего удельного расхода электроэнергии. Уровень шума при работе гидравлической бурильной машины БГГ, вследствие отсутствия выхлопа сжатого воздуха, на 10-15 дБ ниже, чем при работе пневматической бурильной машины БГА-1. За период испытаний пробурено 3200 шпурометров.

Совершенствование конструкции гидравлической бурильной машины осуществлялось с учетом рекомендуемых энергетических и силовых параметров. В результате притычного исполнения элементов: ударника, распределительного механизма и сетевого аккумулятора гидравлическая магистраль от сетевого аккумулятора до полости цилиндра сократилась в 5 раз и состоит из 4 каналов, наличие которых обусловлено необходимостью конструктивного выполнения распределительного устройства.

Чертежи усовершенствованной конструкции, разработанные в Карагандинском политехническом институте, переданы Кузнецкому машиностроительному заводу для изготовления опытно-промышленной партии. Гидравлическая бурильная машина экспонировалась на ВДНХ СССР.

ВЫВОДЫ

I. Одним из прогрессивных направлений в области механизации очистных и проходческих работ является создание мощных высокопроизводительных гидравлических бурильных машин вращательно-ударного действия. Эти машины, в отличие от пневматических, имеют в 5-6 раз больший к.п.д. и работают на электроэнергии. Результаты ранее проведенных исследований энергетических и силовых параметров бурильных машин вращательно-ударного действия не позволяют составить достаточно обоснованные рекомендации для их расчета.

2. Для определения оптимальных параметров разработана методика проведения исследований, целью которых является изучение закономерностей разрушения пород при бурении вращательно-ударным способом, установление основных зависимостей параметров машины, изучение процессов, протекающих внутри машины, и получение научно обоснованных данных, необходимых при создании гидравлических бурильных машин. Для этого была использована конструктивная особенность гидроударного механизма, позволяющая в одном гидроударнике изменять частоту и энергию ударов.

3. Изменение частоты и энергии ударов при постоянном давлении в гидросистеме ударного механизма дало возможность получить оптимальное значение энергии ударов, которое для каждого из трех значений давления находилось в пределах 7-8 кГм. В опытах, проведенных при постоянных значениях энергии ударов 6,2; 7,8 и 9,4 кГм, наилучшие показатели получены при энергии 7,8 кГм.

4. При энергии ударов 7,8 кГм и частоте 4300 уд/мин минимальный расход электроэнергии наблюдается при скорости вращения штанги 220 об/мин. Скорость бурения при этом составила 920 мм/мин. Опыты, проведенные при пяти значениях скорости вращения штанги по максимальному количеству шпуров, пробуренных одной коронкой до ее перезаточки, подтвердили оптимальность значения скорости вращения штанги 220 об/мин.

5. С увеличением осевого усилия от 650 до 1650 кГ скорость бурения острозаточенной коронкой непрерывно растет при скоростях вращения штанги 100-260 об/мин. Интенсивность падения скорости бурения вследствие износа инструмента с увеличением осевого усилия возрастает. Из условий до-

достижения максимальной машинной скорости бурения и приемлемого износа инструмента определяется оптимальное осевое усилие 900 кГ.

6. Результаты аналитических и экспериментальных исследований свидетельствуют о колебательном законе изменения скорости поршня-бойка в период обратного хода при длине волновода 1,5 м. Изменение скорости происходит синхронно с изменением давления жидкости. Колебание скорости перемещения поршня-бойка увеличивает время обратного хода и в конечном счете ведет к снижению частоты и энергии ударов. Поэтому уменьшение влияния волновых процессов в напорной магистрали ударника на участке: сетевой аккумулятор-штоковая полость ударника является целесообразным. Опыты, проведенные при минимальной длине трубопроводов 0,25 м, свидетельствуют об отсутствии колебаний скорости перемещения поршня-бойка. Ударная мощность при этом на 16% выше, чем при волноводе длиной 1,5 м.

7. Промышленные испытания подтвердили результаты, полученные при проведении экспериментов. При энергии 7,8 кГм, частоте 4300 уд/мин, скорости вращения штанги 200 <sup>об</sup>/мин и осевом усилии 900 кГ максимальная скорость бурения была равна 910 мм/мин, средне-техническая - 700 мм/мин, удельный расход электроэнергии и инструмента соответственно составил 0,5 кВт-ч/м и 0,029 шт/м. Экономический эффект при замене пневматической буровой установки СБУ-2М на гидравлическую составляет 17400 руб.

8. Совершенствование конструкции гидравлической бурильной машины осуществлялось с учетом рекомендуемых энергетических и силовых параметров. В результате притячного исполнения элементов: ударника, распределительного механизма и сетевого аккумулятора уменьшается амплитуда колебаний

поршня-бойка в период обратного хода и увеличивается стабильность работы ударника. Чертежи усовершенствованной машины переданы Кузнецкому машиностроительному заводу для изготовления опытно-промышленной партии. За участие в создании, проведении исследований и промышленных испытаний гидравлической бурильной машины автор награжден бронзовой медалью ВДНХ СССР.

Материалы диссертационной работы докладывались и получили одобрение на заседании секции по разрушению горных пород Государственного Комитета Совета Министров СССР по науке и технике (г.Фрунзе, 1968); на техническом совещании Управления угольной промышленности (г.Караганда, 1967); на техническом совещании Джезказганского горнометаллургического комбината (Джезказган, 1966); на республиканской научно-технической конференции по разрушению горных пород (Караганда, 1968); на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Карагандинского политехнического института (1966-1970); на технических совещаниях при главном инженере Кузнецкого машиностроительного завода (Новокузнецк, 1967-1971).

Основные положения диссертации изложены в следующих статьях:

1. Исследование и создание вращательно-ударной бурильной головки с гидропневматическим ударным механизмом. Тезисы докладов на конференции по разрушению горных пород. Караганда, 1968 (соавторы А.Ф.Кичигин, Ю.А.Нерозников, Н.Д.Гнилицкий, А.О.Тугельбаев).

2. Гидропневматический ударный механизм бурильной головки БГГ. Тезисы докладов конференции по разрушению горных пород. Караганда, 1968 (соавторы А.Ф.Кичигин, Ю.И.Нерозников, Д.Н.Гнилицкий, А.О.Тугельбаев).

3. Испытания гидравлической вращательно-ударной головки БГГ. Сб. трудов КПТИ "Механизация подготовительных и выемочных работ", вып.4, Караганда, 1970 (соавторы А.Ф.Кичигин, Н.Д.Гнилицкий, Ю.И.Нерозников).

4. К вопросу создания гидравлической бурильной машины с гидропневматическим ударным механизмом. Сб.трудов КПТИ: "Механизация подготовительных и выемочных работ", вып.4, Караганда, 1970.

5. Показатели бурения гидравлических и пневматических бурильных машин вращательно-ударного действия в условиях Джезказгана. Сб.трудов КПТИ "Механизация подготовительных и выемочных работ", вып.4, Караганда, 1970 (соавторы А.Ф.Кичигин, Ю.И.Нерозников).

6. Результаты сравнительных испытаний гидравлических бурильных машин БГГ и БКГ. Сб.трудов КПТИ "Механизация подготовительных и выемочных работ", вып.4, Караганда, 1970 (соавторы А.Ф.Кичигин, Ю.И.Нерозников).

7. Определение оптимальной скорости вращения штанги. Сб. трудов КПТИ "Горное дело", вып.4, Караганда, 1970 (в печати).

8. Влияние осевого усилия гидравлической бурильной машины на показатели бурения. Сб.трудов КПТИ "Горное дело", Караганда, 1970 (соавторы А.Ф.Кичигин, В.В.Бойков, Г.В.Щепеткин, Ю.И.Нерозников) (в печати).

9. Анализ структурных схем одноконечных гидравлических ударных механизмов. Сб.трудов КПТИ "Горное дело", Караганда, 1970 (соавторы А.Ф.Кичигин, В.В.Бойков, Г.В.Щепеткин, Ю.И.Нерозников, Н.Д.Гнилицкий) (в печати).

АЛЕКСАНДР СТЕПАНОВИЧ ПАВЛОВ

УД 01033 ПОДПИСАНО К ПЕЧАТИ 20/1-1971 г.

БУМ. I П/Л. I/I6 ЗАКАЗ № 6 ТИРАЖ 200

Ротапринт Карагандинского политехнического  
института, гор. Караганда, Б-Мира, 56