

## НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА АВТОПОДАТЧИКА БУРИЛЬНЫХ МОЛОТКОВ

*О. Д. Алимов, Д. Н. Маликов, И. В. Родионов*

Результаты теоретического исследования механизма автоподатчика для бурильных машин были изложены нами в работе [1]. В данной статье приведены некоторые результаты экспериментального исследования.

С целью опытного исследования механизм автоподатчика был изготовлен как самостоятельный узел. При исследовании ставилась цель: установить отклонения экспериментальных данных от теоретических и выявить причины этих отклонений, а также оценить работоспособность автоподатчика при бурении горных пород.

### Методика испытаний

Для замера момента на буре  $M_6$ , тормозного момента на ходовом винте  $M_7$  и усилия подачи  $F$  были применены пружинные датчики. Пружинные датчики представляют собой цилиндрические винтовые пружины растяжения — сжатия. Жесткость и длина этих пружин подбирались с таким расчетом, чтобы они могли обеспечить необходимую чувствительность при определенном диапазоне нагрузок.

Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Усилие подачи определялось степенью сжатия пружины 4 под действием реактивных осевых усилий, возникающих на ходовом винте 3 при работе механизма податчика 1. Запись усилия подачи производилась на бумажной ленте 7 карандашом 6, закрепленным в поводке 5, который имел контакт с буртиком ходового винта. При сжатии датчика-пружины 4 буртик ходового винта перемещался влево и отклонял поводок 5 с карандашом 6 относительно неподвижных направляющих 10. При разгрузке пружины 4 буртик ходового винта перемещался вправо. В этом случае для поддержания контакта между поводком 5 и буртиком винта служила возвратная пружина 8, жесткость которой выбиралась меньше жесткости пружины — датчика 4. Нагрузка на буре и ходовом винте создавалась с помощью тормозов 2 и 9.

Схема тарирования и записи крутящих моментов на буре и ходовом винте представлена на рис. 2. К одной из колодок 2 тормоза 1 был приварен рычаг 3, к концу которого была присоединена пружина-датчик 11. Другой конец пружины 11 за-

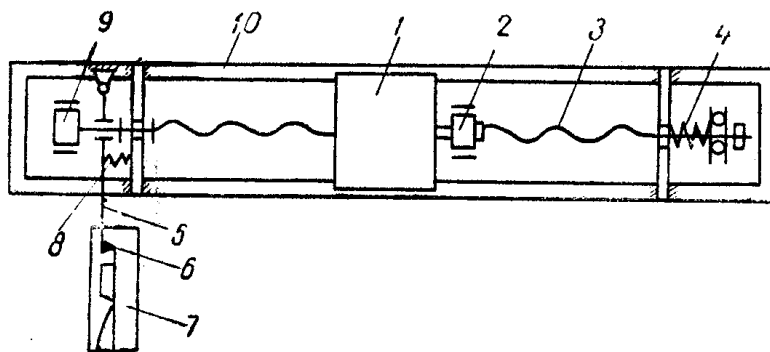


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки.

креплялся неподвижно. С помощью струны 5 конец рычага 3 был соединен с поводком 7, несущим карандаш 8.

При отсутствии тормозного момента нейтральное положение рычагов 3 и 7 фиксировалось упором 10. При увеличении тормозного момента на буре (или ходовом винте) рычаг 3 и связанный с ним конец поводка 7 отклонялись вправо. При уменьшении тормозного момента рычаг 3 перемещался в обратную сторону под действием пружины-датчика 11, а поводок 7 — возвратной пружиной 6.

Пружины-датчики тормозов тарировались после монтажа установки с помощью подвески различных по весу грузов 4, при этом тарировочная линия наносилась автоматически карандашом 8 на протягиваемую ленту 9. После тарировки грузы 4 убирались.

Записи крутящих моментов и усилия подачи производились на одной общей бумажной ленте. При этом все карандаши располагались на одной линии, перпендикулярной к направлению движения ленты, что позволило совместить во-время процессы изменения регистрируемых параметров. Бумажная лента протягивалась с постоянной скоростью  $V_n = 500 \text{ мм/мин}$ .

На рис. 3 приведена запись, полученная при тарировании крутящих моментов на буре  $M_6$ . Цифры вдоль тарировочной ли-

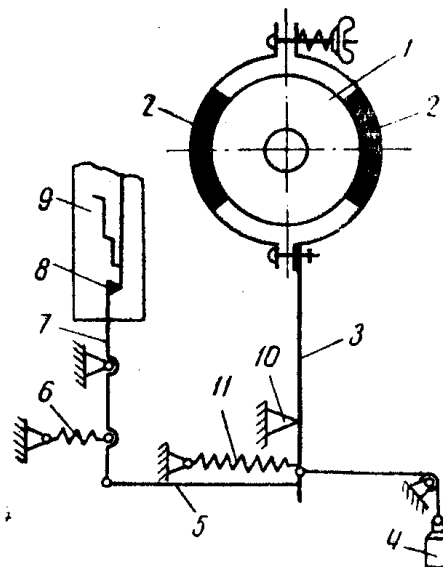


Рис. 2. Схема тарирования и записи крутящих моментов на буре и ходовом винте.

нии выражают крутящие моменты (в кгсм). По данным этих записей строились тарировочные кривые для определения крутящих моментов на буре  $M_6$ . Аналогично были получены тарировочные кривые для определения усилия подачи  $F$  и тормоз-

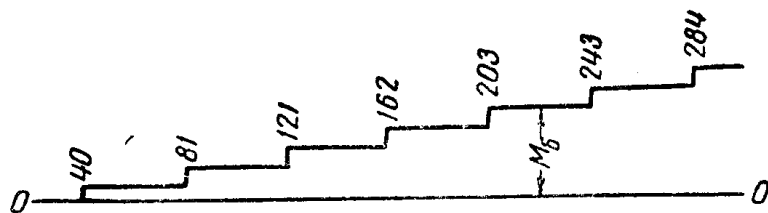


Рис. 3. Запись, полученная при тарировании крутящих моментов на буре.

ного момента на винте  $M_T$ . Мощность, потребляемая двигателем податчика, записывалась самопишущим ваггметром.

### Испытания податчика без бурильного молотка

Зажатием колодок тормоза 9 (рис. 1) создавался определенный тормозной момент на винте  $M_T$ . Включались двигатель податчика и механизм протягивания бумажной ленты. При заданном постоянном тормозном моменте на винте зажатием тормозных колодок тормоза бура 2 производилось периодическое увеличение момента на буре  $M_6$  от 0 до величины, при которой усилие подачи  $F$  снижалось до 0. Затем момент на буре периодически уменьшался до первоначального. Опыты повторялись при различных значениях  $M_T$ . Типовая диаграмма записи  $M_T$ ,  $M_6$  и  $F$ , а также соответствующая ей диаграмма мощности  $P_1$ , потребляемой двигателем податчика, приведены на рис. 4. Численные значения параметров  $M_6$ ,  $M_T$  и  $F$  на диаграммах определялись по тарировочным кривым, а мощность  $P_2$  на валу двигателя по типовой нагрузочной характеристике электродвигателя податчика.

Результаты экспериментального исследования податчика без бурильного молотка приведены на рис. 5, откуда следует:

1. Увеличение момента на буре  $M_6$  вызывает уменьшение усилия подачи  $F$  и наоборот.

2. С увеличением тормозного момента на винте  $M_T$  максимальные значения момента на буре  $M_{6 \max}$  и усилия подачи  $F_{\max}$  возрастают.

3. При постоянном тормозном моменте на винте ( $M_T = \text{const}$ ):

а) изменение момента на буре от 0 до  $M_{6 \max}$  вызывает непропорциональное изменение усилия подачи  $F$  и функция  $F = f(M_6)$  изображается кривой линией, например кривая 1;

б) изменение момента на буре от  $M_{6 \max}$  до 0 вызывает пропорциональное изменение усилия подачи  $F$  и функция  $F = f(M_6)$  в этом случае представляет собой прямую линию (линия 2).

Таким образом, функция  $F = f(M_6)$  не является однозначной и графически выражается кривой (1—2), имеющей вид петли. Форма и размер петли характеризуют степень нечувствитель-

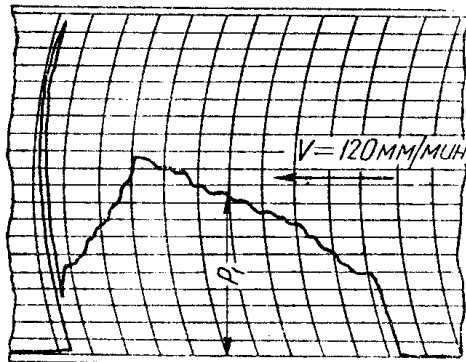
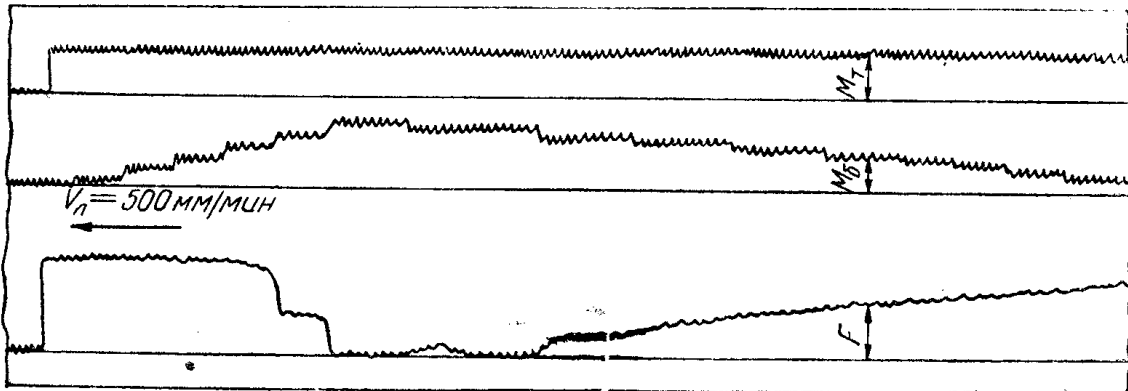


Рис. 4. Типовая диаграмма записи.

ности механизма податчика к саморегулированию параметров  $M_6$  и  $F$ . Образование петли объясняется перераспределением

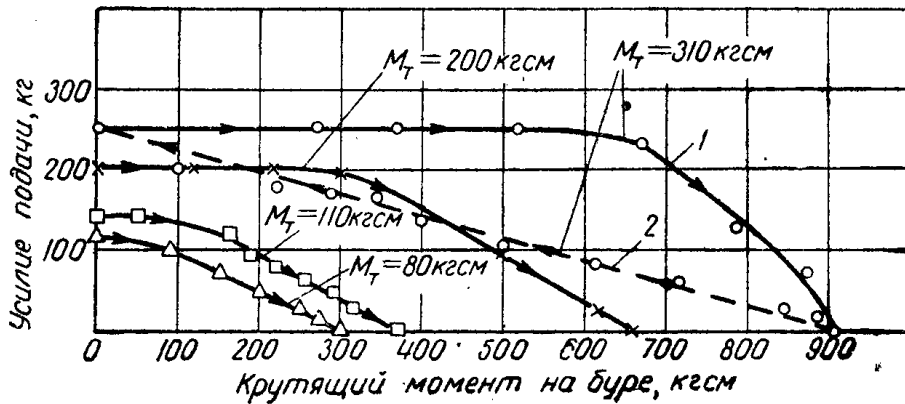


Рис. 5. Результаты экспериментального исследования податчика без бурильного молотка.

усилий и моментов в механизме автоподатчика в зависимости от характера изменения момента на буре.

В процессе опытов установлено, что при медленном изменении момента на буре от 0 до  $M_{6 \max}$  петля суживается и кривая 1, выпрямляясь, приближается к прямой 2, а при быстром

изменении момента кривая  $I$  представляет собой ломаную линию, петля принимает вид треугольника.

Анализ указанного обстоятельства позволяет сделать вывод о том, что чувствительность исследуемого механизма к саморегулированию параметров  $M_6$  и  $F$  при постоянном тормозном моменте на винте ( $M_T = \text{const}$ ) зависит, прежде всего, от скорости изменения момента на буре  $M_6$  и соотношения величин  $M_6$  и  $F$ . Таким образом, механизм обладает наивысшей способностью к саморегулированию при медленных изменениях нагрузки на бур

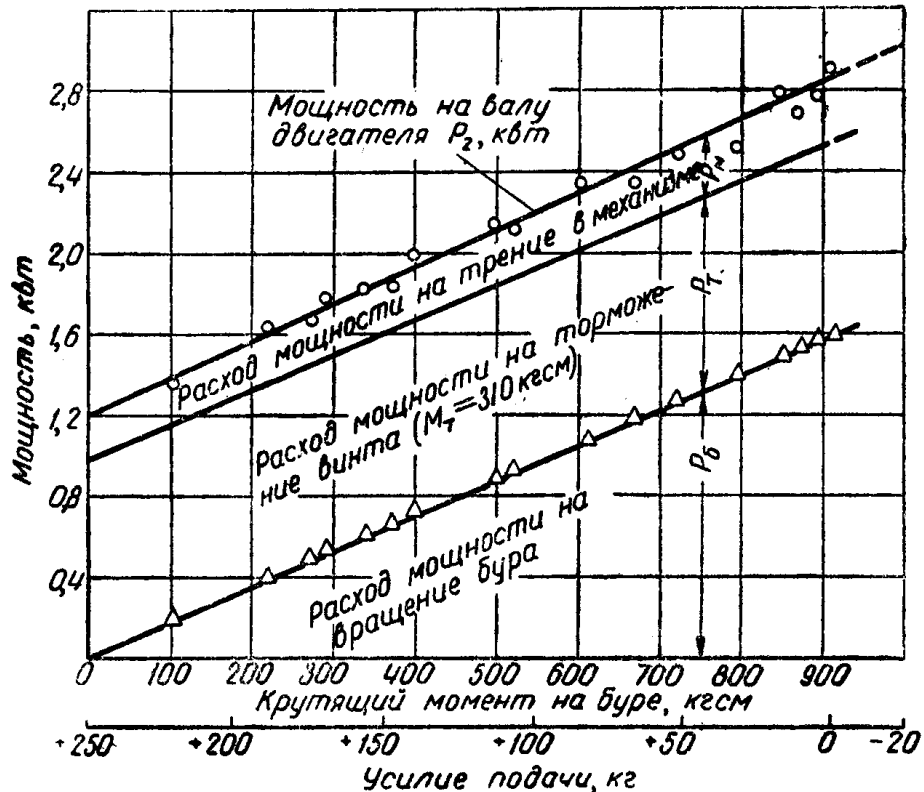


Рис. 6. Распределение мощности, потребляемой податчиком.

и при работе на таких режимах, когда небольшими усилиями подачи при бурении создаются большие моменты на буре.

Мощность  $P_2$ , потребляемая податчиком, расходуется на вращение буре  $P_6$ , на торможение винта  $P_T$  и на преодоление трения в звеньях механизма  $P_M$ . Картина распределения мощности  $P_2$  по указанным элементам при  $M_T = 310$  кгсм представлена на рис. 6. Значения  $P_T$  и  $P_6$  рассчитывались по формуле  $P = 0,0010267 M_n$ . Числа оборотов в минуту винта  $n_v$  и буре  $n_6$  определялись при нагрузке двигателя податчика  $P_2 = 1,5$  кВт с последующей поправкой на скольжение ротора при соответствующей нагрузке. Пределы колебания величины  $n_v$  и  $n_6$  были незначительны.

Анализ картины распределения мощности  $P_2$  позволяет сделать следующие выводы:

1. Сумма потерь на трение в звеньях механизма и на торможение винта при  $M_T = \text{const}$  и при переменной нагрузке на буре остается приблизительно постоянной.

2. Полезная мощность  $P_6$ , расходуемая на вращение бура, возрастает пропорционально величине момента на буре. Но в процессе бурения при постоянном тормозном моменте на винте полезная мощность может увеличиться лишь до определенного предела. Этот предел ограничивается нулевым значением усилия подачи, так как дальнейшее увеличение нагрузки на бур вызывает отход податчика от забоя, а следовательно, и разгрузку бура. Поэтому наивысший к. п. д. податчика, соответствующий максимальному значению момента на буре и нулевому значению усилия подачи, не превышает 55%. При средних соотношениях момента на буре и усилия подачи к. п. д. составляет величину порядка 30—40%. Полученные из опыта значения к. п. д. податчика хорошо согласуются с результатами теоретического исследования [1].

### Испытания податчика при бурении

При испытании податчика совместно с работой бурильного молотка тормоз бура снимался. К податчику прикреплялся пневматический бурильный молоток типа ОМ-506. Вращение и подача бура на забой осуществлялись податчиком, а удары по буру наносились бурильным молотком. Бурение производилось по породе крепостью  $f = 12 \div 14$  по шкале проф. М. М. Протодьяконова. Для записи скорости подачи при бурении поводок с карандашом, который ранее был связан с тормозом бура, с помощью тяги присоединялся к корпусу податчика.

Испытания велись в следующем порядке. Зажатием тормозных колодок создавался небольшой момент на винте  $M_T$ . К бурильному молотку подводился сжатый воздух под давлением 4 *ати* и производилось бурение в течение 30 сек. После этого тормозной момент периодически увеличивали и процесс повторяли до тех пор, пока нагрузка на двигатель податчика не достигла предельной. В том же порядке было произведено бурение при давлении воздуха 5 и 6 *ати*. Примерные диаграммы записи тормозного момента на винте  $M_T$ , усилия подачи  $F$  и скорости подачи  $V$  представлены на рис. 7.

Определение моментов  $M_6$ , возникающих на буре при бурении, производилось косвенным путем, что объясняется отсутствием надлежащей регистрирующей аппаратуры.

Обозначим через  $P_c$  — мощность, идущую на преодоление вредных сопротивлений (представляет собой сумму затрат мощности на торможение винта и на трение в звеньях механизма автоподатчика). Мощность  $P_c$  определялась следующим образом. По данным опытов, в которых отсутствуют полезные затраты мощности на бурение ( $M_6 = 0$ ), строился график зависимости

$P_c = f(M_T)$ , где  $P_c = P_2$  представляет собой мощность, потребляемую податчиком. По величине заданного тормозного момента на винте  $M_T$  в опытах при бурении с использованием полученной ранее зависимости определялась мощность  $P_c$ , идущая на преодоление вредных сопротивлений при бурении. При этом дополнительные потери мощности на трение в механизме, вызванные нагружением бура, не учитывались. Мощность, расходуемая на вращение бура под нагрузкой, определялась как разность двух величин

$$P_6 = P_2 - P_c \text{ квт.}$$

Тогда

$$M_6 = 97\,400 \frac{P_6}{n_6} \text{ кгсм,}$$

где  $n_6$  — число оборотов бура в минуту.

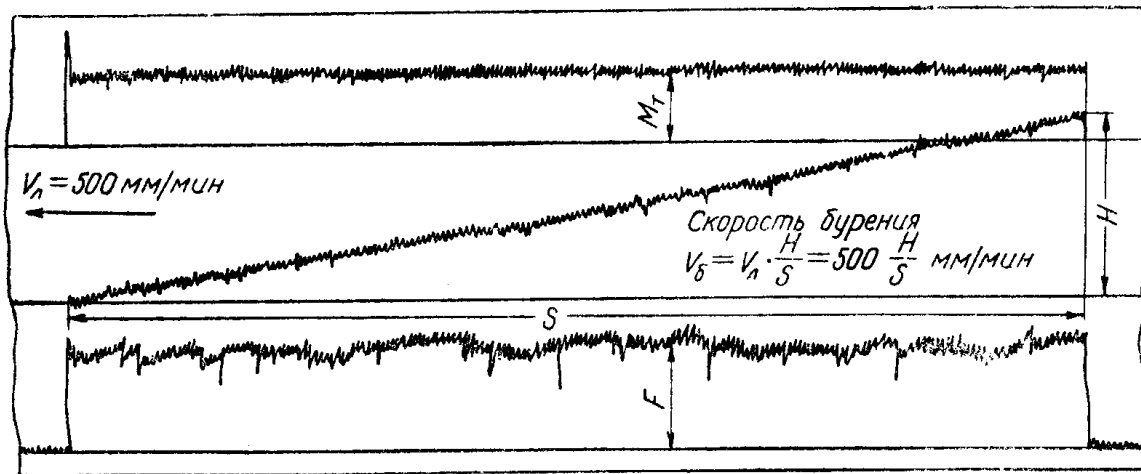


Рис. 7. Примерные диаграммы записи тормозного момента на винте  $M_T$ , усилия подачи  $F$  и скорости подачи  $V$ .

Результаты опытного исследования автоподатчика при бурении сведены в график рис. 8. Сплошные линии отображают взаимозависимость моментов на буре  $M_6$  и усилий подачи  $F$  при различных тормозных моментах на винте и разных режимах работы бурильного молотка. Под режимом работы бурильного молотка в данном случае понимается его работа при определенном давлении сжатого воздуха. Очевидно, любая точка площади, ограниченной осями координат, характеризует соотношение между  $M_6$  и  $F$  и определяется следующими факторами: а) величиной тормозного момента на винте; б) режимом работы бурильного молотка; в) физико-механическими свойствами породы и г) конструкцией буровой коронки.

Если податчик работает с постоянным тормозным моментом ( $M_T = \text{const}$ ), то зависимость  $F = f(M_6)$  может быть выражена

прямой линией. Подобные зависимости на рис. 8 обозначены индексом  $M_T$ .

Процесс саморегулирования параметров  $M_6$  и  $F$  рассмотрим на следующем примере. Предположим, что при постоянном тормозном моменте на винте  $M_T = 300$  кгсм производим бурение при давлении воздуха в молотке от 4 до 6 ати. В этом случае зависимость  $F = f(M_6)$  изображается на рис. 8 отрезком прямой АВ. При давлении воздуха 4 ати (точка А)  $M_{6_1} = 220$  кгсм и  $F_1 = 235$  кг, а при давлении 6 ати (точка В)  $M_{6_2} = 310$  кгсм и  $F_2 = 203$  кг.

Таким образом, изменение давления воздуха в молотке вызвало увеличение момента на буре. В свою очередь увеличение

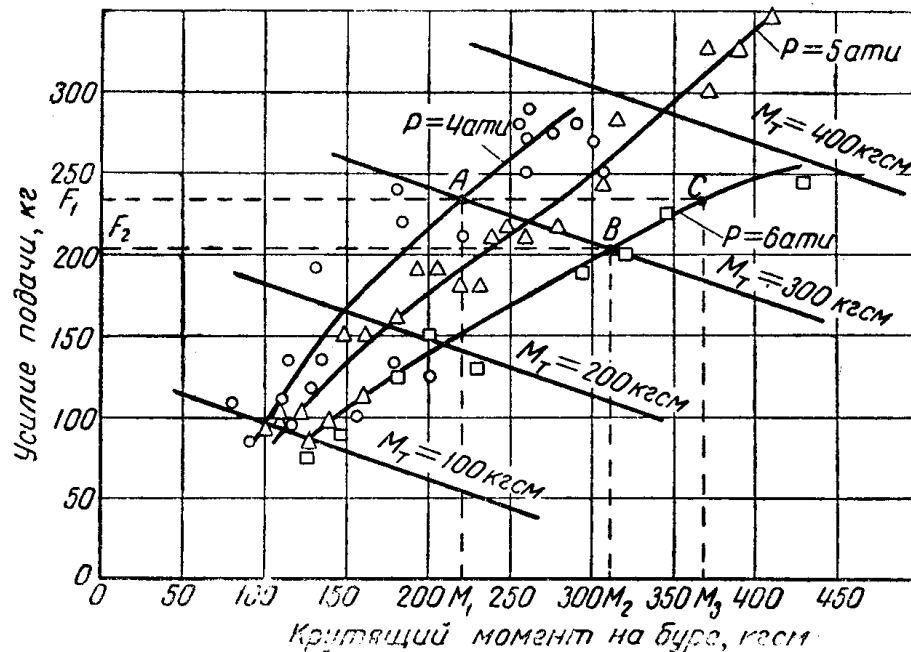


Рис. 8. Результаты опытного исследования автоподатчика при бурении.

момента на буре привело к уменьшению усилия подачи. Если бы усилие подачи не изменилось, как это имеет место в обычных податчиках, то момент на буре возрос бы до величины  $M_6^1 = 375$  кгсм (точка С). Отсюда следует вывод, что процесс саморегулирования параметров  $M_6$  и  $F$  приводит к некоторому выравниванию моментов, возникающих на буре при различных условиях бурения. При этом следует подчеркнуть, что чем разнообразнее будут условия работы бура, тем наиболее наглядно будет проявляться это свойство автоподатчика, а следовательно, и его преимущество по сравнению с применяемыми на практике податчиками. Так например, в случае заклинивания бура момент возрастает до  $M_{6 \max}$ , что вызовет отвод бура от забоя. При обычном же податчике заклинивание бура приводит либо к остановке бурильного молотка, либо к поломке бура.



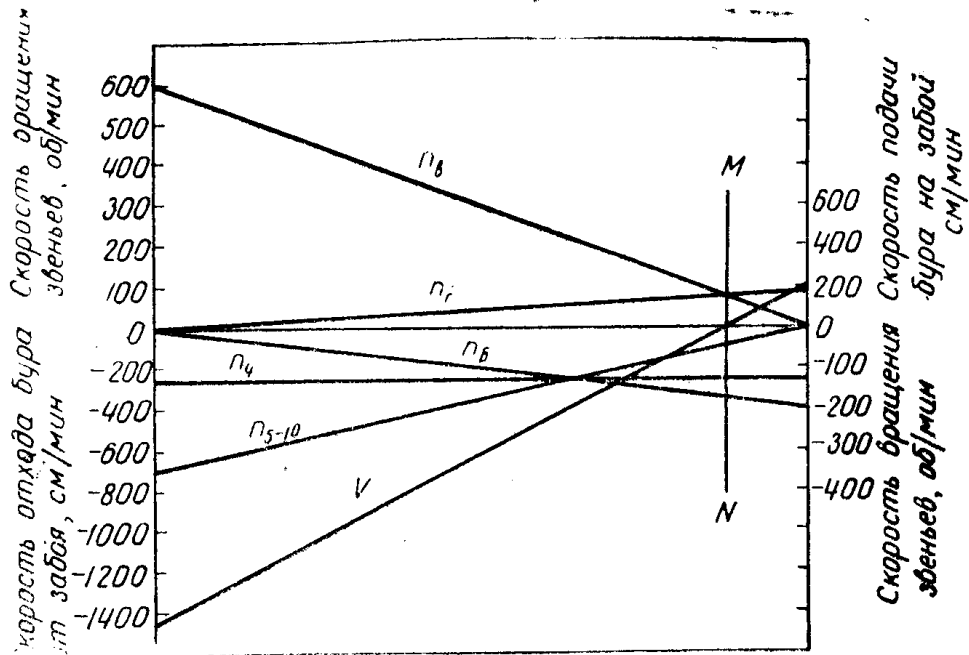


Рис. 9. Номограмма, характеризующая работу податчика при  $z_7' = 30$ ,  $z_9' = 67$  и  $n_4' = 126$  об/мин.

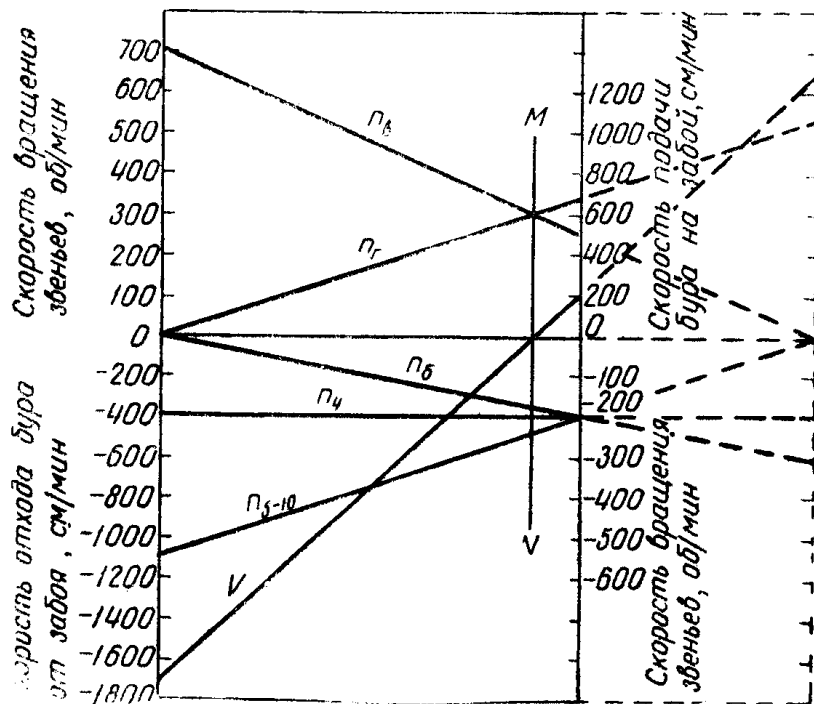


Рис. 10. Номограмма, характеризующая работу податчика при  $z_5'' = 55$ ,  $z_6'' = 42$  и  $n_4'' = 194$  об/мин.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате теоретического [1] и экспериментального исследований зубчато-винтового механизма автоподатчика можно сделать следующие выводы:

1. Механизм автоподатчика в процессе бурения обеспечивает (без наличия специальной регулирующей аппаратуры) саморегулирование взаимозависимых параметров: момента  $M_6$ , возникающего на буре, и усилия подачи  $F$  вплоть до отрицательного значения величины  $F$  при заклинивании бура.

2. Саморегулирование параметров  $M_6$  и  $F$  приводит к выравниванию крутящих моментов, возникающих на буре при различных режимах бурения, что улучшает условия работы бурильной машины и создает более стабильную нагрузку на двигатель податчика. Это свойство механизма автоподатчика с большим эффектом может быть использовано в машинах вращательного и ударно-вращательного бурения.

3. Основным недостатком исследуемого податчика является значительный расход мощности на торможение винта. В силу этого к. п. д. податчика составляет в среднем 30—40%. Современные бурильные молотки наиболее эффективно работают на режиме  $M_6 = 150 \div 200$  кгсм и  $F = 50 \div 200$  кг.

Указанные параметры автоподатчик обеспечивает при реактивном (тормозном) моменте на винте  $M_T = 100 \div 200$  кгсм. В этом случае на торможение винта расходуется мощность 0,33—0,65 квт, которая, превращаясь в тепловую энергию, вызывает сильный нагрев тормозного устройства.

Сказанное выше ставит вопрос о необходимости дальнейшего исследования с целью уменьшения мощности на торможение винта или замены фрикционного торможения каким-либо другим полезным видом нагрузочного устройства, например насосом.

Анализ расчетных зависимостей, полученных в результате теоретического исследования работы механизма автоподатчика [1], позволяет сделать вывод о том, что значительное уменьшение непроизводительных затрат мощности может быть достигнуто:

а) изменением передаточного отношения  $\frac{z_7}{z_9}$  или б) осуществлением взаимного торможения зубчатых колес 4 и 5. В первом случае при  $z_7' = 30$ ,  $z_9' = 67$  и  $n_4' = 126$  об/мин номограмма, характеризующая работу податчика, принимает вид, представленный на рис. 9, во втором ( $z_5'' = 55$ ,  $z_6'' = 42$  и  $n_4'' = 194$  об/мин) — на рис. 10.

## ЛИТЕРАТУРА

1. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, И. В. Родионов, Д. Н. Маликов. Исследование зубчато-винтового механизма автоподатчика электропневматического бурильного молотка. Статья в данном сборнике.