ИССЛЕДОВАНИЕ РАСШИРИТЕЛЯ ДЛЯ ВОССТАЮЩИХ ВЫРАБОТОК

И. В. Родионов, Ю. А. Розенберг, В. Н. Карминский

Введение

Как показали исследования различных способов проведения восстающих выработок в Кузбассе [1], современные сбоечно-бурильные машины типа СБМ-3у и ЛБС-2, как правило, не обеспечивают получение готовой выработки нужного сечения — 1,5 *м*. Одной из основных причин этого является отсутствие такого инструмента, с помощью которого возможно было бы расширять скважины с 300—390 до 1200—1500 *мм* при современной мощности сбоечно-бурильных машин. В настоящее время предпринимаются многочисленные попытки создания необходимого инструмента. Учитывая трудность экспериментальных работ по испытанию новых инструментов в шахте, работы по созданию новых исполнительных органов для сбоечно-бурильных машин должны сопровождаться предварительными теоретическими исследованиями. Целью таких исследований должно быть определение траекторий резцов, геометрии инструмента, усилия резания, мощности привода и реактивных усилий.

Ниже приведено исследование одного из вариантов конструкции расширителей типа РУП-1, предложенного и разработанного кафедрой горных машин и рудничного транспорта Томского политехнического института[1].

9

Краткое описание конструкции

Расширитель для углеспускных печей РУП-1 (рис. 1) предназначен для разбуривания скважин диаметром 390—500 *мм*, пройденных по углю машиной СБМ-3у [2], до диаметра 1500 *мм*. Разрушение забоя осуществляется двумя коронками I и II, имеющими по четыре режущих зубка (резца). Приводом для расширителя служит машина СБМ-3у, соединенная с ним при помощи бурового става. Последняя штанга *14* става ввертывается в

---

[1] О. Д. Алимов, В. Н. Карминский, Д. Н. Маликов. Расширитель углеспускных печей РУП-1. Заявка № 561065/22. Комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР.

резьбовой конец вала *15* расширителя. На вал расширителя насажены на шпонке сблокированные между собой прямозубое коническое колесо *1* и прямозубое цилиндрическое колесо *5*. Колесо *1* передает вращение обеим коронкам через две однотипные передачи, состоящие из конических зубчатых колес *1, 2, 3* и *4*. Колесо *5* является центральным ведущим колесом двухступенчатого планетарного механизма и находится в зацеплении с двумя сателлитами *6*. На осях сателлитов *6* посажены на шпон-

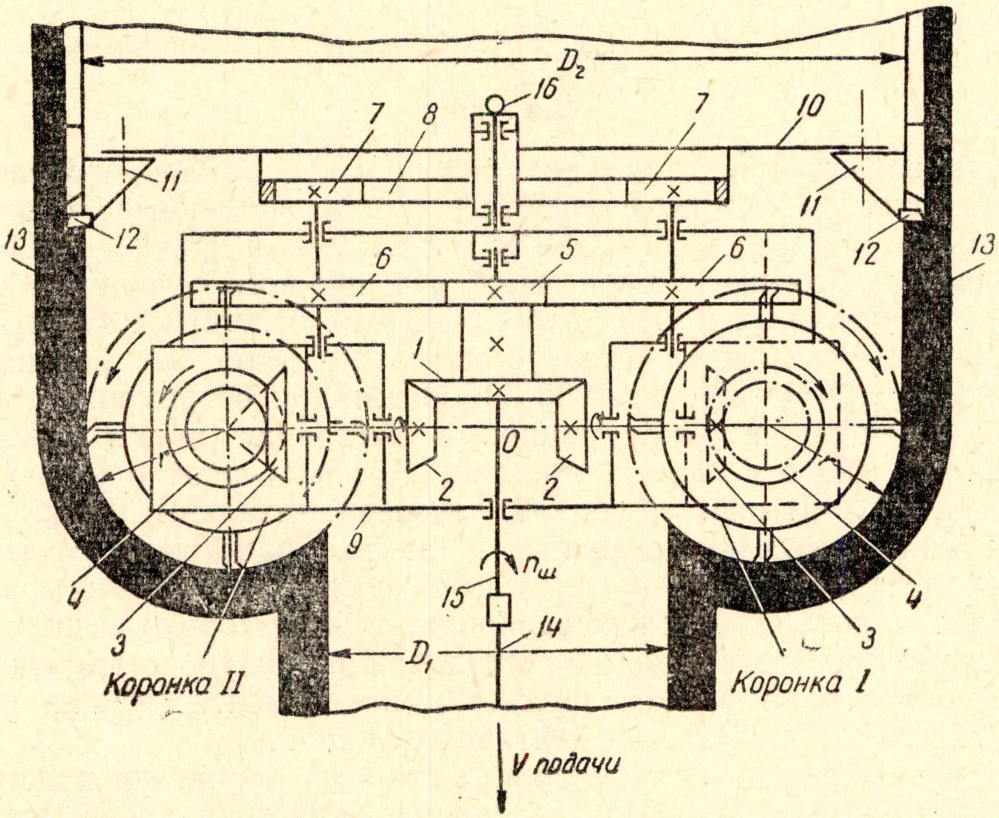

Рис. 1. Кинематическая схема механизма расширителя РУП-1:
D_1=390 *мм*—диаметр первоначальной скважины; D_2=1500 *мм*—диаметр расширенной скважины.

ках сателлиты *7*, последние, в свою очередь, находятся в зацеплении с центральным неподвижным колесом *8*. Неподвижное положение венца *8* обеспечивается тормозным фонарем *10* с башмаками *11*, которые при перемещении расширителя вдоль оси скважины врезаются в ее стенки резцами *12*. Все зубчатые передачи расширителя заключены в общий корпус *9*. Последний при обегании сателлитов *7* по неподвижному венечному колесу *8* поворачивается вместе с коронками вокруг оси скважины и, таким образом, выполняет роль водила.

Коронка с зубками (резцами) имеет сложное движение, состоящее из:

1) поступательного переносного движения подачи вдоль оси скважины вместе с буровым ставом со скоростью рабочего хо-

да, которую обеспечивает машина СБМ-3у при разбуривании $V_{под} = 6{,}96$ *см/мин;*

2) переносного вращательного движения вокруг оси скважины вместе с корпусом редуктора расширителя;

3) относительного вращательного движения вокруг своей оси в плоскости, параллельной диаметральной плоскости скважины и отстоящей от последней на расстоянии $b = 120$ *мм.*

Коронки имеют такое направление вращения, при котором уголь скалывается с поверхности забоя в направлении от периферии к центру скважины, что способствует транспортировке угля и уменьшает реактивный крутящий момент вокруг оси выработки. Направление разбуривания обеспечивается ранее пробуренной скважиной, по которой движется буровой став с направляющими фонарями и башмаками. Последние имеют поверхности, обеспечивающие определенное положение расширителя относительно стенок углеспускной печи.

Расширение осуществляется в следующем порядке. После проходки машиной СБМ-3у скважины диаметром 390—500 *мм* забурник и расширитель прямого хода снимают со става и над ним устанавливают расширитель РУП-1 в раскрепленном состоянии.

Для предотвращения вращения тормозного фонаря *10* и венечного планетарного колеса *8* в проушину крышки *16* вставляют стержень, который раскрепляется между стойками таким образом, чтобы было обеспечено перемещение в осевом направлении. После внедрения башмаков *11* с резцами *12* в стенку *13* печи стержень вынимают, а за проушину закрепляют канат, и процесс разбуривания печи продолжается. По окончании разбуривания расширитель отсоединяют от бурового става, коронки снимают, а башмаки складывают в транспортабельное положение. В таком виде расширитель при помощи каната и лебедки выдается на вентиляционный штрек и транспортируется до следующей скважины. В случае необходимости расширитель может быть разобран на три части: редуктор, венец и коронки.

Кинематическое исследование механизма РУП-1

Определение угловых скоростей звеньев механизма

Число оборотов ведущего конического колеса *1* привода коронок и сблокированного с ним ведущего центрального колеса *5* основного планетарного механизма равно числу оборотов шпинделя машины СБМ-3у при разбуривании и равно $n_1 = n_5 = 51$ об/мин.

Определение абсолютных угловых скоростей звеньев основного планетарного механизма проводим табличным методом по правилу Свампа [3, 4]. В результате имеем: число оборотов кор-

пуса редуктора, выполняющего роль водила при неподвижном планетарном колесе *8*, равно

$$n_{\text{ред}} = n_{\text{в}} = \frac{n_6}{1 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_6}{z_5}} = 3{,}86 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость сателлитов *6* и *7*

$$n_6 = n_7 = n_{\text{в}} \left(1 - \frac{z_8}{z_7}\right) = -15 \text{ об/мин,}$$

где $z_5 = 20; \quad z_6 = 50; \quad z_7 = 18; \quad z_8 = 88.$

Знак минус показывает, что направление вращения сателлитов *6* и *7* противоположно направлению вращения центрального колеса *5* и корпуса редуктора вокруг оси скважины.

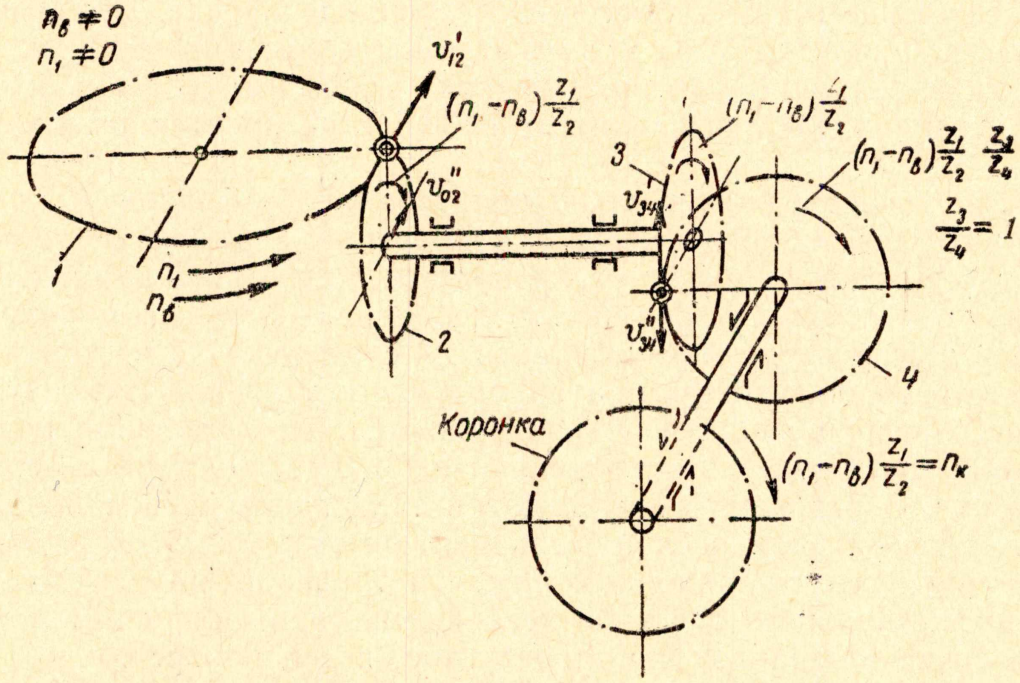

Рис. 2. Определение угловой скорости коронки относительно корпуса расширителя.

Для определения угловой скорости коронки относительно корпуса редуктора-водила раскладываем сложное движение коронки на два простейших движения (рис. 2): а) вращение коронки при ведущем центральном колесе *1* и неподвижном водиле; б) вращение коронки при неподвижном колесе *1* и при вращении корпуса редуктора вокруг оси скважины с $n_{\text{в}} = 3{,}86$ об/мин. Результирующая угловая скорость коронки

$$n_{\text{к}} = n_4 = (n_1 - n_{\text{в}}) \frac{z_1}{z_2} = 94{,}28 \text{ об/мин,}$$

где $z_1 = 36; \quad z_2 = 18.$

Аналитическое исследование кинетики режущей кромки зубка коронки и уравнение поверхности забоя

Выберем неподвижную прямоугольную систему координат с центром в точке O пересечения осей скважины и зубчатых ко-

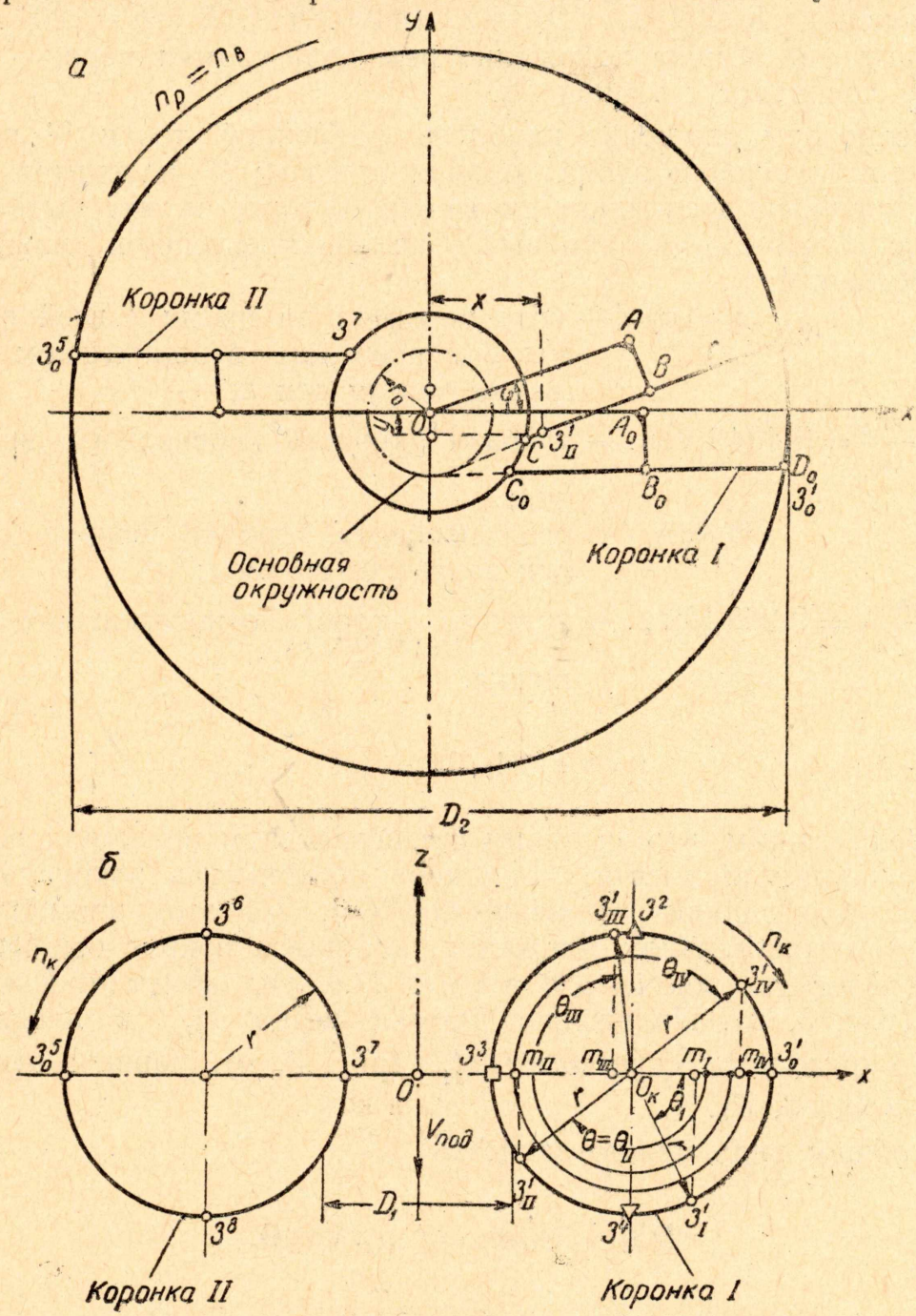

Рис. 3. Схема работы расширителя:
а — горизонтальная проекция; *б* — вертикальная проекция.

лес *2* и *3* редуктора расширителя. Ось z направим по оси скважин вверх, а оси x и y расположим в перпендикулярной плоскости. Причем ось Ox совместим с осью зубчатых колес *2—3* привода коронки I (рис. 1 и 3). Тогда при $t = 0$ вертикальная

плоскость, проходящая через крайние точки режущих кромок зубков правой коронки I, будет параллельна плоскости Oxz, а C_0D_0, равным $2r$ ($r = 295$ *мм*). На рис. 3 схематично представлено начальное положение редуктора расширителя OA_0B_0 и пралиния пересечения ее с плоскостью Oxy изобразится отрезком вой коронки $B_0C_0D_0B_0$ ($OA = a = 446$ *мм*; $AB = b = 120$ *мм*). В начальный момент положение режущей кромки первого зубка $З_0^1$ совпадает с точкой D_0.

Рассмотрим движение наиболее удаленной точки $З^1$ режущей кромки первого зубка коронки I. Точка $З^1$ находится вместе с коронкой в сложном движении, которое может быть разложено, как было сказано выше, на три простейших движения.

Обозначим:

$\varphi = \omega_р t$ — угол поворота за время t всей системы в переносном вращательном движении вокруг оси z;

$\omega_р = \frac{\pi n_р}{30} = 0{,}404$ 1/сек. — угловая скорость переносного вращения;

$\Theta = \omega_к t$ — угол поворота коронки вокруг своей оси за то же время t;

$\omega_к = \frac{\pi n_к}{30} = 9{,}868$ 1/сек. — угловая скорость относительного вращения.

Тогда

$$\Theta = 24{,}42\varphi = i\varphi.$$

Предположим, что за время t в переносном вращении редуктор расширителя вместе с коронкой повернулись вокруг оси z на угол φ и заняли положение $OABCD$. При этом кромка зубка $З^1$ в относительном движении, вращаясь вокруг оси коронки, пройдет угловой путь $\Theta = \Theta_{II} = 24{,}42\varphi$ и займет положение $З_{II}^1$ (рис. 3, *б*). Положение кромки резца $З_{II}^1$ в плоскости Oxy определится отрезком $DЗ_{II}^1$ (рис. 3, *а*), равным отрезку $З_0^1 m_{II}$ (рис. 3, *б*).

В общем виде можно записать

$$DЗ_i^1 = З_0^1 m_i = r - r\cos\Theta.$$

Формула справедлива при любом значении угла Θ.

Из чертежа (рис. 3) определяем координаты x и y точки $З_{II}^1$. После преобразования будем иметь:

$$x = (a + r\cos\Theta)\cos\varphi + b\sin\varphi;$$

$$y = (a + r\cos\Theta)\sin\varphi - b\cos\varphi.$$

Полученные уравнения представляют собой законы движения кромки зубка $З^1$ в плоскости Oxy. Уравнение траектории точки $З^1$ в плоскости Oxy имеет вид

$$y = x \operatorname{tg} \varphi - b(\cos \varphi + \sin \varphi \operatorname{tg} \varphi).$$

Уравнение поверхности забоя, которая образуется при прохождении скважины расширителем РУП-1 описывается системой уравнений:

$$x = (a + r \cos \theta) \cos \varphi + b \sin \varphi;$$

$$y = (a + r \cos \theta) \sin \varphi - b \cos \varphi;$$

$$z = -(V_{под} t + r \sin \theta).$$

Время, в течение которого режущая кромка зубка проходит путь S_0 от периферии забоя до внутренней скважины

$$\tau_0 = \frac{\theta_к}{\omega_к},$$

где $\theta_к$ — угловой путь точки $З^1$ от начального положения $З^1_0$ до точки, соответствующей выходу зубка из соприкосновения с забоем. Тогда путь S_0 будет равен:

$$S_0 = \int_0^{\tau_0} v dt = \int_0^{\tau_0} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} \cdot dt.$$

Данное выражение не может быть проинтегрировано при помощи известных нам функций. В подобных случаях приходится отказываться от точного аналитического решения задачи и искать приближенного ее решения.

Графо-аналитическое решение задачи

Графо-аналитические методы находят широкое применение в практике и, в частности, при исследовании кинетики исполнительных органов горных машин [5]. Они дают наглядное решение задачи и достаточную степень точности.

На рис. 4 представлена картина распределения по поверхности забоя рабочих участков траекторий крайних точек режущих кромок зубков коронки I. Под рабочим участком траектории необходимо понимать путь за один оборот коронки, проходимый режущей кромкой зубка от периферии до внутренней скважины, на протяжении которого происходит процесс резания.

Способ построения рабочих участков траекторий основан на следующих соображениях:

1. Плоскость, проходящая через крайние точки режущих кромок зубков коронки, является плоскостью их вращения. След этой плоскости на рис. 3 для I коронки представлен отрезком

$C_0D_0 = 2r$, где r — радиус вращения кромки зубка в относительном движении. При переносном вращении коронки вместе с корпусом расширителя вокруг оси скважины плоскость вращения зубков коронки во все время движения занимает касательное положение к цилиндру радиуса r_0, ось которого совпадает с осью скважины. Назовем этот цилиндр основным цилиндром, а проекцию его на плоскость Oxy — основной окружностью. Радиус основной окружности равен величине смещения плоскости

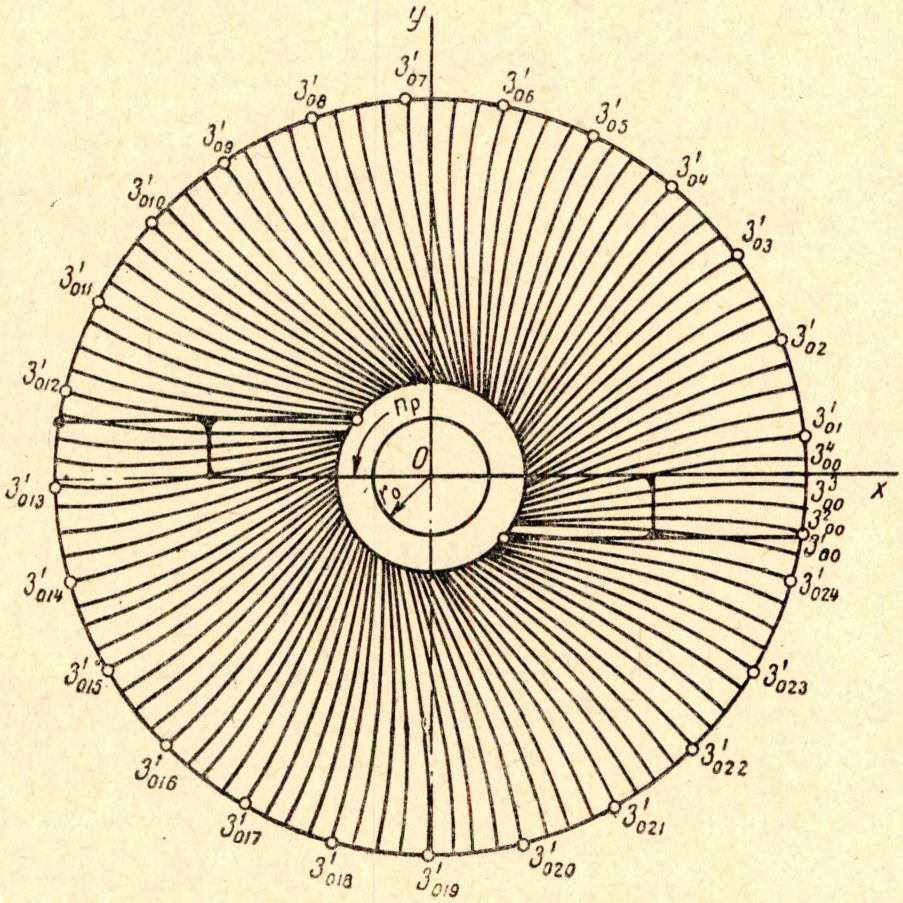

Рис. 4. Картина распределения по поверхности забоя рабочих участков траекторий крайних точек режущих кромок зубков коронки I.

вращения зубков коронки по отношению к параллельной ей плоскости, проходящей через ось скважины (рис. 3), т. е. $r_0 = A_0B_0$.

2. Относительное перемещение крайней точки режущей кромки зубка происходит в плоскости вращения по окружности радиуса r. При повороте плоскости вращения коронки на угол φ вместе с корпусом расширителя вокруг оси скважины режущая кромка зубка опишет угловой путь $\Theta = 24{,}42\varphi$. За начальное положение примем точку $З_0^1$ (точка на периферии забоя). Тогда перемещение точки $З^1$ в плоскости Oxy от периферии к внутренней скважине будет равно отрезку $З_0^1 m_i$, представляющему собой проекцию перемещения точки $З^1$ по дуге окружно-

сти радиуса r на след плоскости вращения коронки (рис. 3, *б*).

Анализ картины распределения по поверхности забоя рабочих участков траекторий позволяет сделать следующие выводы:

1. За время одного оборота расширителя вокруг оси скважины $\left(\tau = \frac{60}{n_р} = 15{,}54 \text{ сек.}\right)$ суммарное число следов зубков обоих коронок на поверхности забоя равно $q \approx 196$.

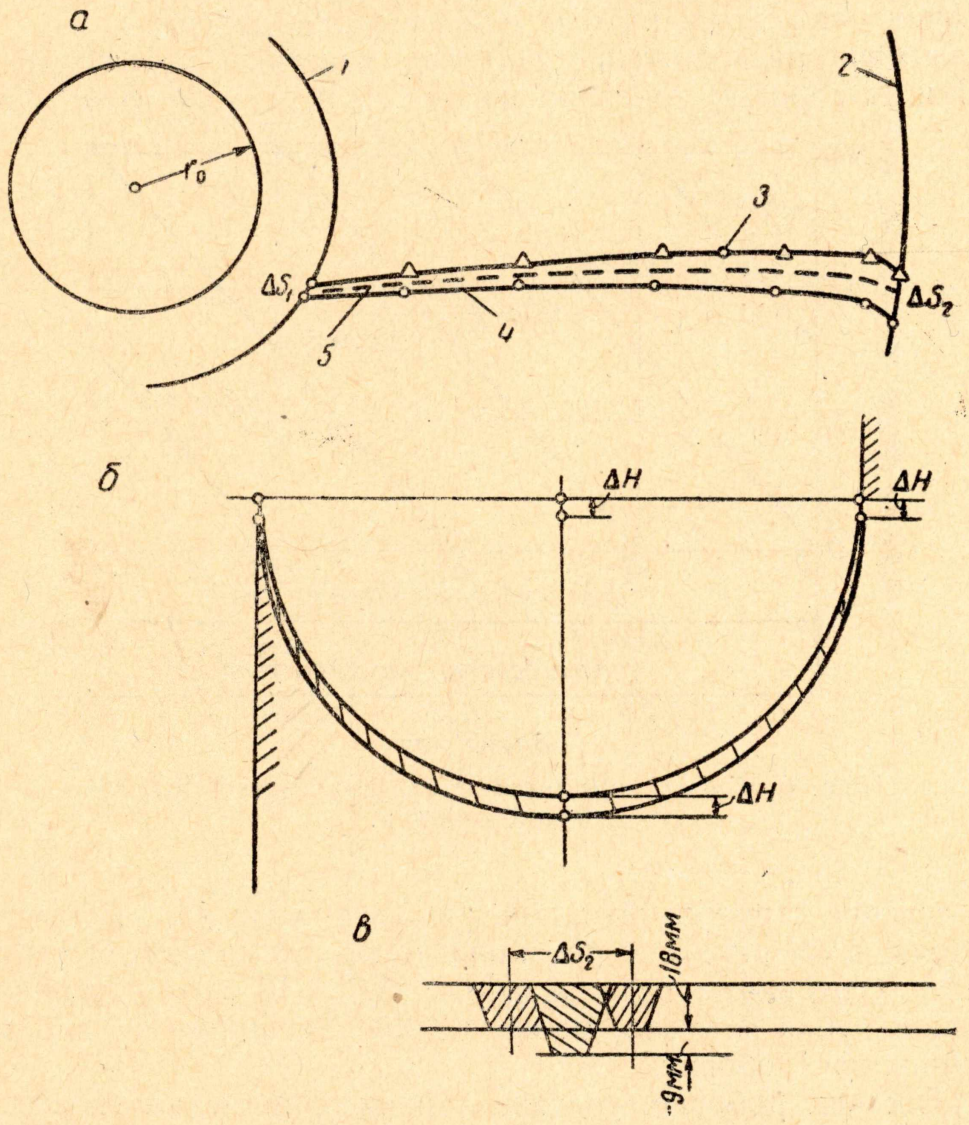

Рис. 5. Взаимное расположение участков траекторий зубков коронок (*а*), сечение стружки за один оборот расширителя (*б*) и предполагаемая схема снятия стружки (*в*):

1 — внутренняя скважина D_1; *2* — наружная скважина D_2; *3* — рабочий участок траектории зубка *2* коронки I; *4* — рабочий участок траектории зубка *1* коронки I; *5* — рабочий участок траектории зубка коронки II.

2. Рабочие участки траекторий зубков I коронки не пересекаются между собой (рис. 5, *а*). Расстояние между ними у внутренней скважины $\Delta S_1 = 12{,}55$ *мм*, на периферии по наружной скважине $\Delta S_2 = 48{,}2$ *мм*.

3. Рабочие участки имеют небольшую кривизну в плане, близки к прямым, поэтому зубок при своем движении по забою выбирает (срезает) полосу угля примерно постоянной ширины.

4. Целесообразно смещать зубки второй коронки по отношению к их положению на рис. 3, *б* на угол $\Delta\Theta = 31{,}25°$ в направлении вращения коронки с таким расчетом, чтобы рабочие участки траекторий ее зубков проходили между рабочими участками зубков первой коронки. Это увеличит поверхность резания и исключит повторение работы одного зубка другим.

Взаимное расположение рабочих участков траекторий зубков I и II коронок показано на рис. 5, *а*; на рис. 5, *б* изобра-

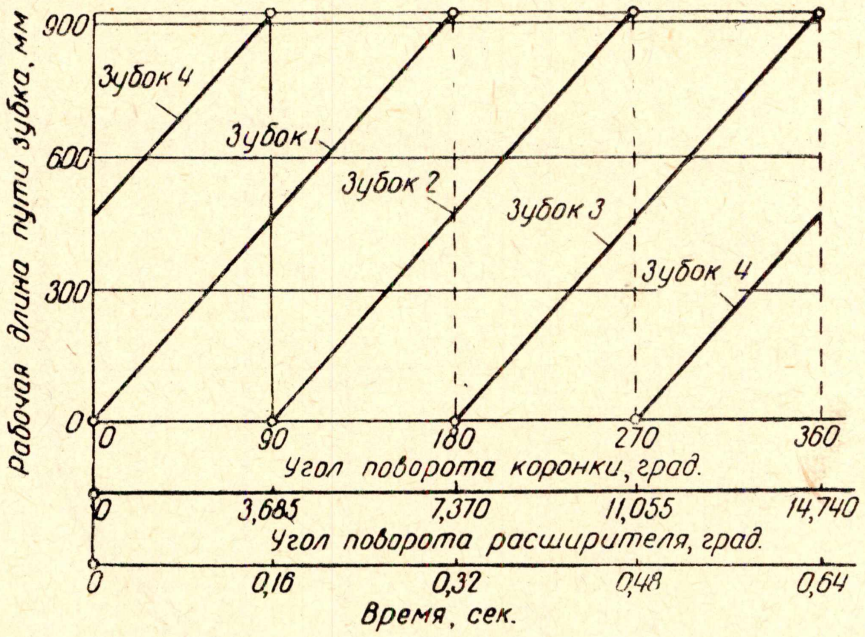

Рис. 6. Схема перекрытия рабочих участков зубков одной коронки.

жено сечение стружки по длине рабочего хода за 1 оборот расширителя, а на рис. 5, *в* предполагаемая схема снятия стружки. Принята «сотовая» схема резания. $\Delta H = 18$ *мм* — глубина погружения зубка в уголь, равна подаче расширителя вдоль оси скважины за 1 оборот.

5. Так как рабочие участки траекторий в плоскости Oxy имеют небольшую кривизну, а подача вдоль оси скважины на длине рабочего участка траектории зубка мала, то рабочую длину пути S_0 одного зубка за время $\tau_0 = \frac{\Theta_к}{\omega_к} = 0{,}32$ сек. можно с достаточной степенью точности определить как длину окружности радиуса r, стягивающую угол $\Theta_к = 180°$. Тогда суммарный путь, проходимый всеми зубками за один оборот расширителя, равен

$$S = S_0 q = \frac{2\pi r}{360°}\,\Theta_к\, q \approx 182 \text{ м}.$$

На рис. 6 показана схема перекрытия рабочих участков зубков одной коронки. Анализ этой картины позволяет сделать вывод о равномерности загрузки коронки в течение одного оборота при вращении вокруг своей оси. При прохождении рабочего участка траектории результирующая скорость зубков изменяется незначительно и составляет величину порядка $v = 2{,}9$ *м/сек.*

Расчет сил при резании угля

Теория резания угля в настоящее время находится еще в таком состоянии, что не гарантирует получения достаточно точных данных при расчете усилий резания угля вновь проектируемых исполнительных органов горных машин. Для выявления необходимых теоретических зависимостей проводились и проводятся многочисленные экспериментальные работы и теоретические обобщения. В результате этих работ предложен ряд эмпирических зависимостей для определения усилий на резцах наиболее распространенных горных машин и, в частности, врубовых машин. Наиболее ценными из известных нам исследований для расчета усилия резания угля исполнительным органом врубовых машин и баровых комбайнов, по нашему мнению, являются работы М. М. Протодьяконова и С. С. Некрасова [13—15].

М. М. Протодьяконов в своих исследованиях [13] пришел к выводу, что при расчете усилий резания угля резцами врубовых машин необходимо учитывать усилия на передней и задней гранях резца. В выведенных им зависимостях учитывались многие факторы, проявляющиеся при работе резца, но для практических расчетов были очень сложными. Так, например, силы на задней грани рекомендовалось определять в зависимости от площади контакта задней грани инструмента с углем. Практически же определить эту площадь очень трудно. Силы на передней грани М. М. Протодьяконов связывал с двумя прочностными характеристиками: пределом прочности при сжатии и коэффициентом хрупкости угля, что также затрудняло расчеты. На основании дальнейших своих исследований М. М. Протодьяконов пришел к выводу о возможности упрощения расчетных формул и, в частности, для определения средних сил резания угля предложил формулу

$$P_{z\,\text{ср}} = 1{,}5\sigma_d \sqrt[3]{fL},$$

где σ_d — предел прочности угля при сжатии;
f — площадь поперечного сечения среза;
L — периметр среза.

В опубликованных в последние годы работах С. С. Некрасова [15 и 16] для определения главной составляющей силы резания используются данные контактной задачи теории упругости и выводятся довольно сложные расчетные формулы. Однако в

конечных своих выводах он приходит к эмпирическим формулам степенного типа. Одним из недостатков этих формул является переменность показателей степеней в зависимости от

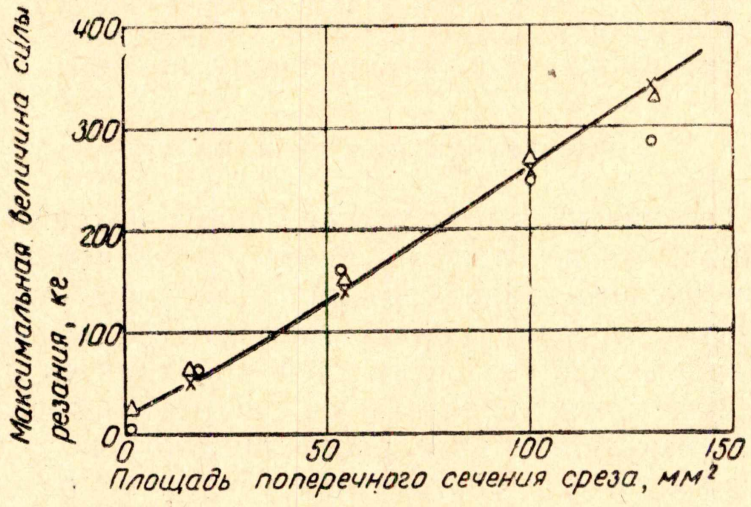

Рис. 7. Зависимость силы резания ($P_{z\,max}$, *кг*) от площади поперечного сечения среза (f, *мм*²). Блокированное резание зубком по ГОСТ 4617—49 ($\gamma = 14° \cdot \alpha = 6°$); донецкий уголь ($\sigma_{d\,max} = 5{,}6$ *кг/мм*²):

× — по опытам; ○ — по уравнению Некрасова; △ — по уравнению авторов.

формы резца. Так, например, для случая блокированного резания зубком врубовой машины (ГОСТ 4617—49) с углом $\varphi = 0$

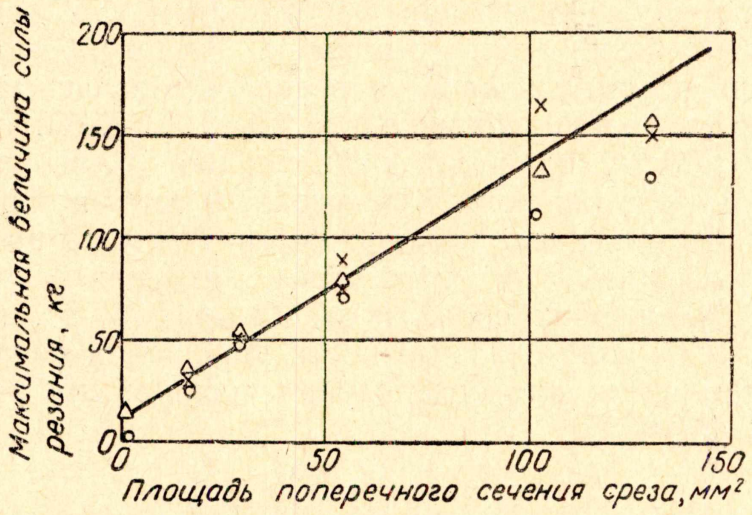

Рис. 8. Зависимость силы резания ($P_{z\,max}$, *кг*) от площади поперечного сечения среза (f, *мм*²). Блокированное резание зубком по ГОСТ 4617—49 ($\gamma = 14° \cdot \alpha = 6°$); подмосковный уголь ($\sigma_{d\,max} = 2{,}5$ *кг/мм*²):

× — по опытам; ○ — по уравнению Некрасова; △ — по уравнению авторов.

максимальная сила резания определяется по формуле $P_{z\,max} \approx 6\sigma_{d\,max} a^{0,87}$, а для зубков несколько иной формы (ГОСТ 4615—49 и 4616—49) $P_{z\,max} \approx 3{,}2\sigma_{d\,max} a$, где a — глубина резания. Отсюда следует, что для расчета новых резцов с другой

геометрией необходимы иные формулы, а для вывода их — новые экспериментальные исследования.

Кроме того, если сопоставить данные эксперимента С. С. Некрасова с его теоретическими формулами в простых координатах, а не в логарифмических, как делает это С. С. Некрасов, то получается, что эти формулы не всегда соответствуют качественно и количественно эксперименту (рис. 7—9). Вместе с тем в смежной области науки, в теории резания металлов, проведено большое количество работ и теоретических обобщений, результаты которых в сочетании с экспериментальными данными

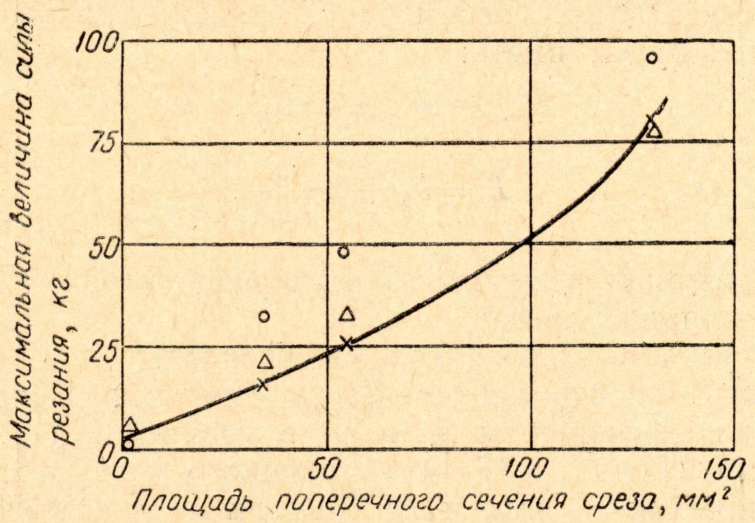

Рис. 9. Зависимость силы резания ($P_{z\,max}$, *кг*) от площади поперечного сечения среза (f, *мм*²). Блокированное резание зубком по ГОСТ 4615—49 ($\gamma = 20° \cdot \alpha = 25°$); подмосковный уголь ($\sigma_{d\,max} = 2{,}5$ *кг/мм*²):
×—по опытам; ○—по уравнению Некрасова; △—по уравнению авторов.

по резанию угля могут быть использованы в расчетах исполнительных органов горных машин.

В последние годы в лаборатории кафедры резания металлов Томского политехнического института на основании широких экспериментальных исследований разработаны основные положения теории резания чугуна [6—11]. Для расчета сил резания чугуна даны зависимости, учитывающие наличие сил на передней и задней гранях режущего элемента и их связь с параметрами процесса резания:

$$P_z = A_1\sigma_d f + B_1\sigma_d L, \qquad (1)$$

$$R_{xy} = A_2\sigma_d f + B_2\sigma_d L, \qquad (2)$$

где P_z — вертикальная составляющая общей силы резания;
R_{xy} — горизонтальная составляющая общей силы резания;
σ_d — предел прочности при сжатии;
f — площадь поперечного сечения среза;
L — длина периметра среза;
A_1 и A_2 — коэффициенты пропорциональности, зависящие от переднего угла и температуры резания;

B_1 и B_2 — коэффициенты пропорциональности, зависящие от заднего угла и температуры резания.

Если предположить, что основные положения теории резания серого чугуна имеют место и при резании угля, то эти зависимости могут быть использованы для нужных нам расчетов. При этом следует ожидать, что силы на передней и задней гранях режущего элемента будут в меньшей степени зависеть от температуры резания (или от скорости резания) и, следовательно, коэффициенты пропорциональности A_1, A_2, B_1, B_2 в основном будут зависеть от геометрии инструмента.

При расчете $P_{z\,\max}$ берем $\sigma_{d\max}$ и для случая блокированного резания будем иметь:

$$f = ab_0 + a^2 \operatorname{tg} \xi,$$

$$L = b_0 + 2\frac{a}{\cos \xi}.$$

Здесь b_0 — ширина режущей кромки резца в узкой части;
a — ширина среза;
ξ — угол в плане (угол заострения).

Пользуясь экспериментальными данными Некрасова, мы определили коэффициенты A_1 и B_1 в уравнении (1). При резании зубками (ГОСТ 4617—49) донецкого и подмосковного углей значения как A_1, так и B_1 совпадают достаточно близко. Для обоих углей их можно принять равными $A_1 = 0{,}32$ и $B_1 = 0{,}6$. Зубки по ГОСТ 4617—49 имеют следующую геометрию: передний угол $\gamma = 14°$, задний угол $\alpha = 6°$, ширина в нижней (задней) части $b_0 = 7{,}5$ *мм*. Для зубков по ГОСТ 4615—49 ($\gamma = 20°$, $\alpha = 25°$, $b_0 = 3{,}5$ *мм*) значения коэффициентов составляют $A_1 = 0{,}3$ и $B_1 = 0{,}25$. Как и следовало ожидать, незначительное уменьшение коэффициента A_1 в этом случае вызвано увеличением переднего угла, а значительное уменьшение коэффициента B_1 — большим увеличением заднего угла резца. Аналогичные расчеты, проведенные для различных сечений стружки, дали результаты, хорошо совпадающие с экспериментальными данными как Некрасова С. С. (рис. 7—9), так и других исследователей.

При расчете $P_{y\,\max}$ для случая блокированного резания

$$L' = b_0 + 2a \operatorname{tg} \xi.$$

Для резания донецкого и подмосковного углей зубками по ГОСТ 4617—49 значения коэффициентов пропорциональности составляют $A_2 = 0{,}2$ и $B_2 = 0{,}3$. Из рис. 10 видно хорошее качественное и количественное совпадение и этих расчетных данных с экспериментом.

Исходя из вышеизложенного, мы считаем вполне возможным для расчета сил резания угля резцами (зубками) расширителя РУП-1 воспользоваться теоретическими зависимостями,

выведенными для резания серого чугуна в сочетании с экспериментальными данными по резанию угля [13—15].

На основании исследований угольных резцов различной формы [15—16] для расчета усилий резания на резцах расширителя РУП-1 принимаем следующую их геометрию: $\gamma = 15°$, $\alpha = 15°$, $\alpha_1 = 15°$ и $\xi = 15°$. Для обеспечения наименьшей энергоемкости соотношение между толщиной a и шириной среза b должно быть

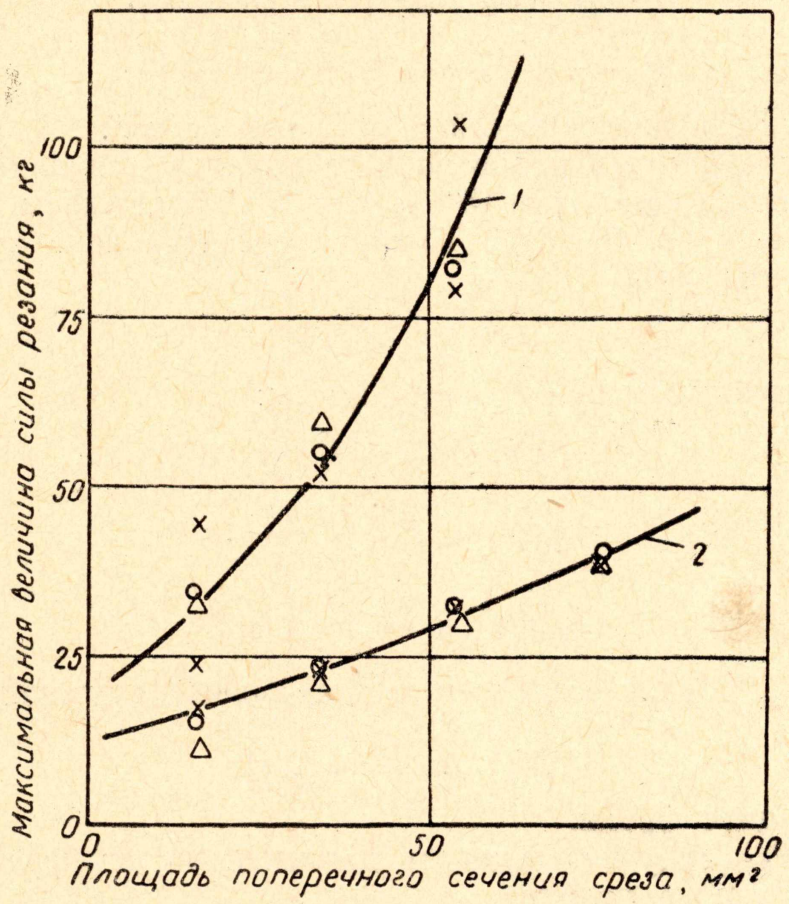

Рис. 10. Зависимость силы резания ($P_{y\,max}$, *кг*) от площади поперечного сечения среза (f, *мм*²):

△ — по Некрасову; × — опытные данные; ○ — по уравнению авторов; *1* — $\sigma_{d\,max} = 5{,}6$ *кг/мм*²; *2* — $\sigma_{d\,max} = 2{,}5$ *кг/мм*².

$a > \frac{b}{2}$ [16]. Учитывая принятую схему резания (рис. 5), принимаем лопаточную форму резца с $b_0 = 12$ *мм*. По данным В. Н. Солода [16] при шаге $t = (2{,}5 \div 3)a$ осуществляется блокированное (трехстороннее) резание и при $t \approx a$ — полублокированное (двухстороннее) резание. В нашем случае шаг изменяется от $t = 48{,}2$ *мм* до $t = 12$ *мм*, а ширина среза в начальный момент равна нулю, затем достигает максимума ($a_{max} = 9$ *мм*) и далее опять уменьшается до нуля. Исходя из этого, можно считать, что резцы РУП-1 осуществляют блокированное резание.

Так как движение резца фрезы относительно мгновенной оси вращения можно рассматривать как движение, происходящее по винтовой линии с очень малым углом наклона ($\alpha_{max} \approx \approx 3°30' \div 4°$) в момент среза и $\alpha = 0$ при a_{max} можно считать, что на резец будет действовать в основном две силы P_z и P_y. Расчет максимальных значений этих сил на остром резце осуществляем по уравнениям:

$$P_{z\,max} = A_1 \sigma_{d\,max} f_\varphi + B_1 \sigma_{d\,max} L_\varphi, \tag{3}$$

$$P_{y\,max} = A_2 \sigma_{d\,max} f_\varphi + B_2 \sigma_{d\,max} L'_\varphi. \tag{4}$$

Для угля Кузнецкого бассейна $\sigma_{d\,max} = 3$ *кг/мм*^{2}.

На основании вышеприведенного анализа для заданной геометрии инструмента $\gamma = 15°$ и $\alpha = 15°$ принимаем $A_1 = 0{,}32$, $B_1 = 0{,}6$, $A_2 = 0{,}2$, $B_2 = 0{,}3$. Толщина среза зависит от угла поворота фрезы φ [12]

$$a_\varphi = t_1 \sin\varphi, \tag{5}$$

где t_1 — глубина резания. Тогда имеем:

$$f_\varphi = t_1 b_0 \sin\varphi + t_1^2 \sin\varphi \operatorname{tg}\xi, \tag{6}$$

$$L_\varphi = b_0 + 2\frac{t_1 \sin\varphi}{\cos\xi}, \tag{7}$$

$$L'_\varphi = b_0 + 2t_1 \sin\varphi \operatorname{tg}\xi. \tag{8}$$

Сила $P_{z\,max}$ будет создавать максимальный крутящий момент на фрезе

$$M_{кр.\,max} = P_{z\,max} r, \tag{9}$$

где r — радиус фрезы.

Сила $P_{y\,max}$ будет создавать давление на ось фрезы и максимальное усилие подачи

$$P_{под.\,max} = P_{y\,max} \sin\varphi. \tag{10}$$

Определив значения $P_{под.\,max}$ и $M_{кр.\,max}$, строим зависимости этих величин от φ (рис. 11, 12). Так как одновременно под стружкой будет находиться два резца фрезы, то определяем суммарный крутящий момент и суммарную силу подачи. При износе резцов сила резания будет расти. По данным С. С. Некрасова [14] при оптимальном износе по задней грани $\Delta = 3$ *мм* сила $P_{z\,max}$ возрастает в два раза, а $P_{y\,max}$ в полтора раза. В результате расчета имеем:

$$\text{суммарный } M_{кр.\,max\Delta=3\,мм} = 150 \text{ кгм},$$

$$\text{суммарная } P_{под.\,max\Delta=3\,мм} = 142 \text{ кг}.$$

Максимальные значения крутящего момента и сил необходимы при расчете машины на прочность. Для определения потребной

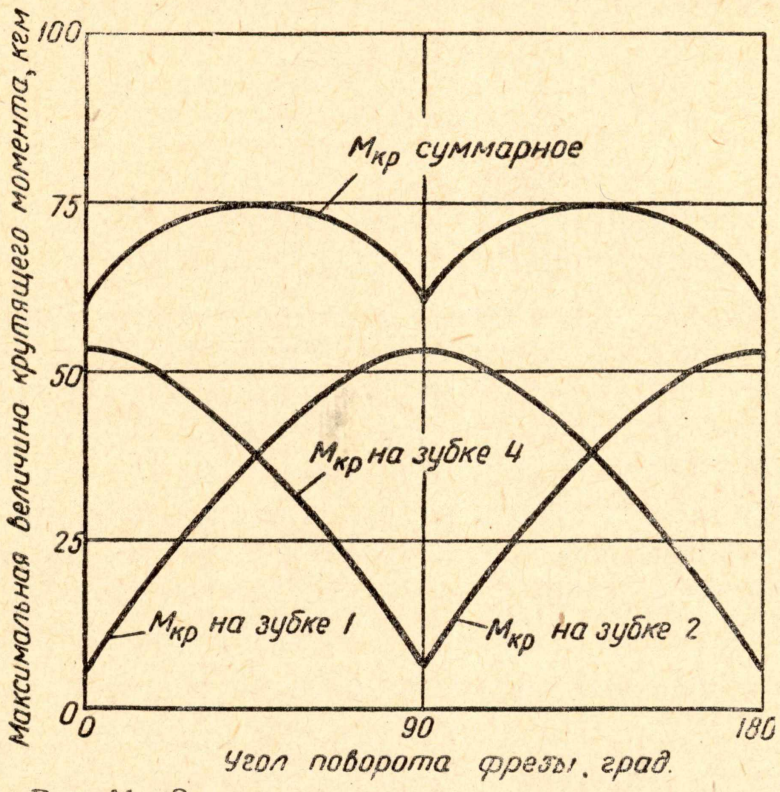

Рис. 11. Зявисимость величины крутящего момента ($M_{кр \cdot max}$, *кгм*) от угла (φ°) поворота фрезы.

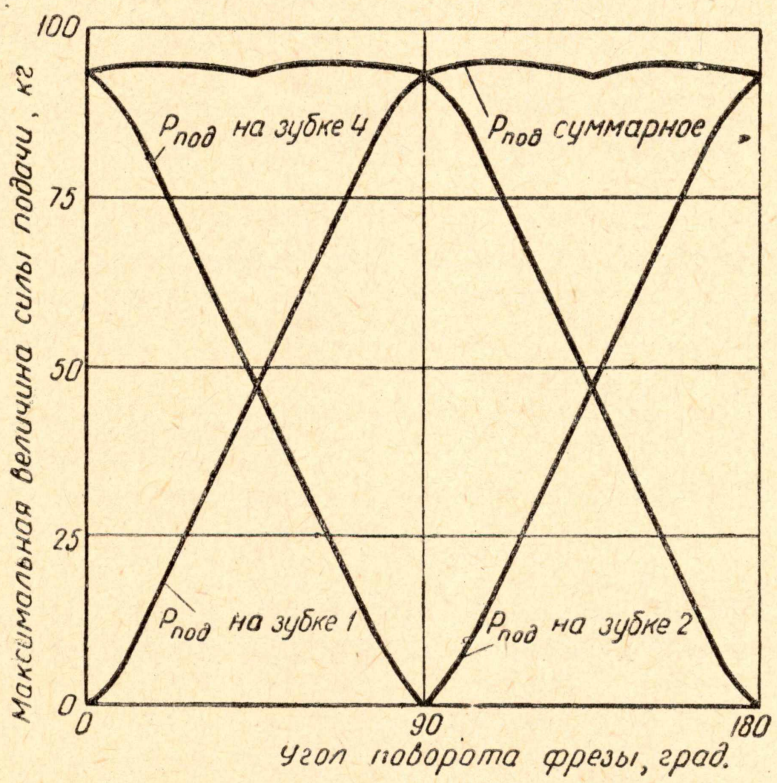

Рис. 12. Зависимость максимальной величины силы подачи ($P_{под}$, *кг*) от угла (φ°) поворота фрезы.

мощности необходимо знать средние значения этих величин. По С. С. Некрасову и М. М. Протодьяконову [13, 15]

$$P_{z\,\text{ср}} \approx 0{,}5\,P_{z\,\max}, \tag{11}$$

$$P_{y\,\text{ср}} \approx 0{,}7 P_{y\,\max}. \tag{12}$$

Поэтому:

$$\text{суммарный } M_{\text{кр. ср}\Delta=3\ мм} = 75\ кгм,$$

$$\text{суммарная } P_{\text{под. ср}\Delta=3\ мм} = 100\ кг.$$

В силу того, что резец фрезы перемещается по винтовой линии за счет отклонения силы трения будет возникать сила P_x, которая создает крутящий момент относительно оси скважины. По ориентировочным расчетам ($P_x = P_y \operatorname{tg}\alpha$), где α — угол наклона винтовой линии) $M'_{\text{кр. max}} = 1$ *кгм*.

В заключение необходимо отметить следующее: при расчете сил не учтено влияние скорости резания, а также давление разрушенного угля на резцы фрезы. Весь расчет произведен для одной фрезы (коронки), имеющей четыре резца (зубка).

Определение суммарного момента на ведущем валу

Как было сказано выше, приводом расширителя служит машина СБМ-3у, соединенная с ним при помощи бурового става. Обозначим:

M — крутящий момент на ведущем валу 15 (рис. 1), представляет собой внешний момент, подводимый через буровой став от вала мотора СБМ-3у;

$M_{\text{кор.1}}$ — крутящий момент на колесе *1*, идущий на преодоление момента сопротивлений, связанных с работой коронки I или II;

$M_5 = 2$ *кгм* — крутящий момент на колесе *5*, равный моменту сопротивлений, возникающий при вращении расширителя вокруг оси скважины, принимаем равным удвоенному среднему моменту сопротивления резанию $2M'_{\text{кр.max}}$ при перемещении коронки вокруг оси скважины.

Крутящий момент на ведущем валу расходуется на преодоление моментов сопротивлений, связанных с работой двух коронок и с вращением расширителя, следовательно

$$M = 2M_{\text{кор. 1}} + M_5.$$

Исследование статики зубчатой передачи от колеса *1* к коронке I позволяет установить следующую зависимость:

$$M_{\text{кор. 1}} = \frac{M_{\text{к}}}{i\,\eta_{12}\,\eta_{34}},$$

где $M_{\text{к}}$ — момент сопротивления резанию на коронке I (или II). Принимаем:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{кр. ср}\Delta=3\ мм} = 75\ кгм;$$

$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{1}{2}$ — передаточное число от вала *15* к валу коронки;

$\eta_{12} = 0{,}95$ — к. п. д. зубчатой передачи *1—2*;

$\eta_{34} = 0{,}95$ — к. п. д. зубчатой передачи *3—4*;

Тогда суммарный крутящий момент на ведущем валу *15* будет $M = 334$ *кгм*.

Определение мощности, необходимой для работы расширителя

Мощность, подводимая через буровой став к валу *15* расширителя распределяется по следующим четырем направлениям:

1) N_1 — мощность, необходимая для преодоления сопротивления резанию на I коронке;

2) N_2 — мощность, необходимая для преодоления сопротивления резанию на II коронке;

3) N_3 — мощность, затрачиваемая на вращение расширителя вокруг оси скважины;

4) N_4 — мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений, связанных с подачей расширителя вдоль оси скважины,

$$N_1 + N_2 + N_3 = 0{,}0010267 M n_1 = 17{,}45 \text{ квт}.$$

Мощность N_4 состоит из:

а) мощности N_4', идущей на преодоление работы силы $P_{под}$ сопротивления резанию на зубках коронок вдоль оси скважины;

б) мощности N_4'', расходуемой на преодоление сил сопротивлений, возникающих на резцах *12* (рис. 1) тормозного фонаря при перемещении расширителя вдоль оси скважины:

$$N_4 = N_4' + N_4'',$$

$$N_4' = \frac{P_{под} V_{под}}{102} = 0{,}002 \text{ квт},$$

где $P_{под} = 200$ *кг* — сила сопротивления подачи на обоих коронках.

Сила сопротивления на резцах *12* равна

$$F = 2af \text{ [6]},$$

где a — коэффициент сопротивления угля движению резца;

f — площадь резца.

Тогда

$$N_4'' = \frac{2af V_{под}}{102} \text{ квт}.$$

Так как значение a нам неизвестно, принимаем $N_4'' \approx N_4'$.

Мощность, необходимая для работы РУП-1,

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \approx 17{,}5 \text{ квт}.$$

Проведенное исследование показало, что конструкция расширителя РУП-1 может обеспечить расширение углеспускных скважин с диаметра 300 до 1500 *мм* при использовании в качестве привода сбоечно-бурильной машины СБМ-3у.

ЛИТЕРАТУРА

1. О. Д. Алимов, Д. Н. Маликов, И. А. Ушаков. К вопросу проведения восстающих выработок по углю на шахтах Прокопьевско-Киселевского района Кузбасса. Статья в данном сборнике.
2. Сбоечно-буровая машина СБМ-3у. Руководство по эксплуатации и уходу. Углетехиздат, 1948.
3. Н. Ф. Руденко. Планетарные передачи. Машгиз, 1947.
4. Л. Б. Левенмон. Теория механизмов и машин. Машгиз, 1954.
5. Г. И. Маньковский, А. Н. Владимиров. Бурение шахтных стволов при помощи цепных расширителей. Углетехиздат, 1950.
6. Ю. А. Розенберг. Исследование процесса резания серого чугуна. Кандидатская диссертация. Библиотека ТПИ, Томск, 1952.
7. А. М. Розенберг, Ю. А. Розенберг. Влияние скорости деформации и температуры на напряжение при резании хрупкого металла. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
8. А. М. Розенберг, Ю. А. Розенберг. Уравнение силы при резании хрупкого металла (чугуна). Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
9. А. К. Байкалов. Оптимальная геометрия резцов при скоростном точении серого чугуна. Кандидатская диссертация. Библиотека ТПИ, Томск, 1953.
10. Л. М. Седоков. Динамика торцового фрезерования серого чугуна. Кандидатская диссертация. Библиотека ТПИ, Томск, 1956.
11. А. М. Розенберг, А. Н. Еремин. Элементы теории процесса резания металлов. Машгиз, 1956.
12. А. М. Розенберг. Динамика фрезерования. Советская наука, 1945.
13. М. М. Протодьяконов. Теория резания угля цепными врубовыми машинами. ОНТИ НКТП СССР, 1936.
14. С. С. Некрасов. Исследование усилий при разрушении угля резанием. Уголь, № 11, 1954.
15. С. С. Некрасов. Элементы теории сопротивления хрупких материалов резанию. Сборник научных трудов МГИ, № 15, Москва, 1955.
16. В. Н. Солод. Некоторые вопросы эффективности разрушения угля исполнительными органами машин, работающих по принципу крупного скола. Кандидатская диссертация. Библиотека МГИ, Москва, 1954.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По вине
13	1 сн.	7-10	T-10	Корр.
14	13 сн.	R-754	RH-754	»
28	1 сн.	$A_у = \frac{mV_б^2}{2}$	$A_у = \frac{mV_у^2}{2}$	Авт.
34	18—20 сн.		*2* — диаграмма колебаний корпуса молотка; *3*—диаграмма углового перемещения бура; *4*—диаграмма давления воздуха в задней полости цилиндра молотка; *5* — диаграмма давления в передней полости;	Авт.
35	1 сн.	Scerving Stiense	Serving Science	Ред.
46	14 сн.	изменения	изменении	Тип.
90—91	Рис. 7 и 8	поменять местами, сохранив на месте подрисуночные подписи		Авт.
97	10 сн.	бурильного молотка	автоподатчика	»
107	2—3 сн.	остановки	остановкой	»
156	2 св.	поверхностей	поверхностной	Корр.
166	14 сн.	разбуренным	пробуренным	Авт.
179	9 св.	кинетическую	кинематическую	Корр.
189	5 св.	(59—200 *мм*)	(50—200 *мм*)	»
192	10 сн.	расширится	расширителя	Тип.
197	1 св.	кинетики	кинематики	Корр.
198	3—6 св.	Строку пятую читать после второй строки		Тип.
199	14 сн.	кинетики	кинематики	Авт.
212	12 св.	Л. Б. Левенмон	Л. Б. Левенсон	Авт.
219	3 сн.	$A = a + h \ldots + h.$	$A = a + h \ldots + h.$ (16)	Корр.
223	3 св.	$-\left(30\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 5$	$-30\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 5$	Тип.
224	19—20 св.	увеличилась	увеличивалась	Корр.
229	10 св.	АОФ4-2	АОФ42-2	Авт.
243	11 св.	1,15	1,5	Корр.

Заказ 39