

УДК 669.18

**ВЫБОР ФОРМЫ АРМИРУЮЩИХ ВСТАВОК  
ДЛЯ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ПОВОРОТНЫХ РЕЗЦОВ ГОРНЫХ МАШИН**

**П. Д. Крестовоздвиженский<sup>1</sup>, В. И. Клишин<sup>2</sup>,  
С. М. Никитенко<sup>2</sup>, П. Б. Герике<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ООО “Горный инструмент”, E-mail: krepash@mail.ru,  
ул. Бугарева, 29, 654034, Кемеровская обл., г. Новокузнецк,

<sup>2</sup>Институт угля СО РАН, просп. Ленинградский, 10, 650065, г. Кемерово, Россия

Рассмотрена проблема повышения прочности и износостойкости тангенциальных поворотных резцов, способных с минимальными энергозатратами и высокой производительностью разрушать углеродный массив. Предложено использовать в качестве армирующей твердосплавной вставки резца индентор-эллипсоид, не имеющий концентраторов напряжений и производящий разрушение массива крупным сколом. Испытания опытных образцов тангенциального режущего инструмента на шахтах Кузбасса подтвердили результаты исследований по конструктивному оформлению армирующей вставки.

*Тангенциальный поворотный резец, армирующая композитная вставка, форма вставки, прочность, разрушение*

Наиболее распространенный способ добычи угля в мире — механический с применением высокопроизводительных шнековых очистных комбайнов, вооруженных тангенциальными поворотными резцами (ТПР). Несмотря на достаточно большую номенклатуру используемых в горном деле типов очистных комбайнов, принципиально они различаются незначительно. Основная часть установленной на комбайнах мощности приводов передается на разрушение углеродного массива через рабочий инструмент. В силу того, что количество резцов, находящихся одновременно в контакте с разрушаемым массивом, ограничено, а установленная мощность приводов резания постоянно растет [1], последние оказываются высоконагруженными. Поэтому проблема повышения прочности и износостойкости рабочего инструмента, способного эффективно и с минимальными энергозатратами разрушать углеродный массив, оказывается одной из важнейших для угледобывающей отрасли.

В качестве рабочего инструмента на исполнительных органах добычных машин используются, как правило, тангенциальные поворотные резцы, способные разрушать с приемлемыми энергозатратами породные массивы прочностью до 30 МПа при показателе хрупкости

---

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках федеральной целевой программы “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы” (соглашение № 14.607.21.0028 от 06.06.2014 г.).

$\chi = \sigma_p / \sigma_{сж} = 0.2$ , а при  $\chi = 0.07$  — до  $\sigma_{сж} = 70$  МПа ( $\sigma_p$  — предел прочности при растяжении;  $\sigma_{сж}$  — предел прочности при сжатии) [2]. При  $\sigma_{сж}$  более 70 МПа для эффективной работы поворотных резцов требуется проведение специальных мероприятий по разупрочнению горного массива (рис. 1).

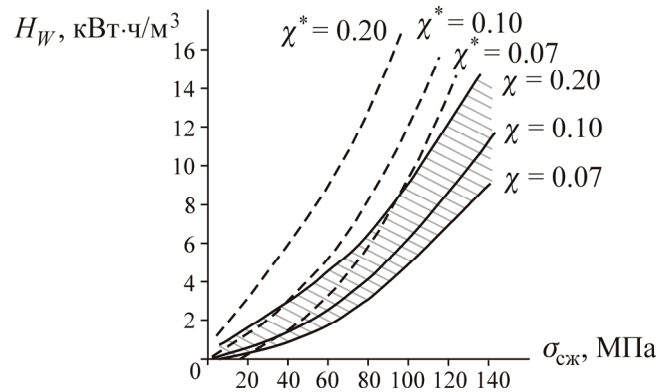


Рис. 1. Зависимость удельной энергоёмкости разрушения  $H_W$  от прочности пород на одноосное сжатие:  $\chi^*$  — прогнозные оценки 1998 г.;  $\chi$  — современные статистические данные

Исследования в области создания режущего инструмента, способного с низкими энергозатратами и высокой производительностью разрушать углепородный массив, постоянно ведутся у нас в стране [3–6] и за рубежом [7, 8]. Эти исследования направлены как на совершенствование конструкции режущего инструмента, так и на создание новых безвольфрамовых композиционных материалов для изготовления армирующих вставок.

При разрушении углепородного массива вся энергия приводов резания и подачи реализуется на тангенциальном поворотном резце, а точнее, на твердосплавной армирующей вставке. При этом армирующая вставка испытывает как сжимающую, так и изгибающую нагрузку, возникающие от воздействия сил сопротивления разрушаемого массива [9] (рис. 2).

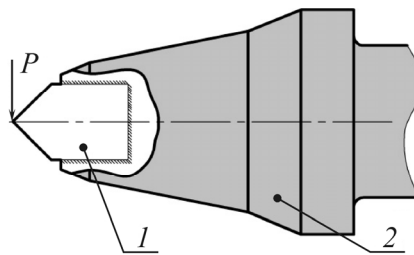


Рис. 2. Расчетная схема для определения эквивалентных напряжений в твердосплавной вставке цилиндрической формы:  $P$  — изгибающая сила; 1 — твердосплавная вставка; 2 — корпус тангенциального поворотного резца

Консольное закрепление армирующей вставки по цилиндрической поверхности обуславливает однородность напряжений в пределах зоны закрепления [10].

В качестве армирующих резец элементов применяются вставки различной геометрической конфигурации (рис. 3): цилиндрическая, “грибковой”, а также вставки с различной гауссовой кривизной (эллипсоид вращения). Кроме того, коническая образующая тела резца может также иметь три различные формы:

- вогнутая образующая применяется в основном в резцах, используемых при отбойке слабых углей, при этом вогнутость корпуса уменьшает переизмельчение угля;
- линейная образующая корпуса резца применяется, как правило, в конструкциях резцов, работающих по углю с присечкой породы и по породе;
- выпуклая поверхность головной части используется в резцах, работающих по прочным углям и породам.

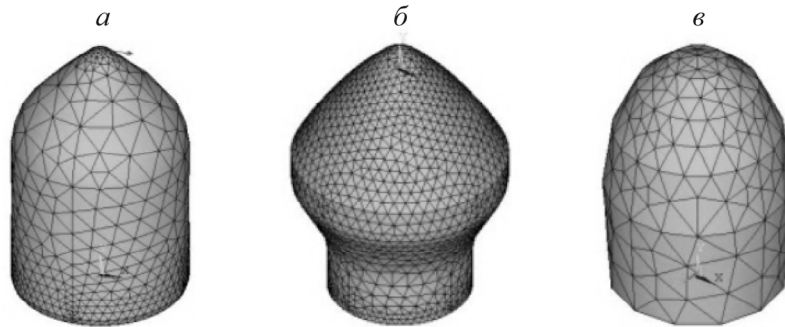


Рис. 3. Расчетные модели твердосплавных инденторов различных форм: цилиндрическая (а), “грибковая” (б) и в виде эллипсоида вращения (в)

В связи с тем что армирующий сплав наилучшим образом сопротивляется изгибу, исследование прочности вставок производится при моделировании поперечного изгиба. Очевидно, что напряжения в опасных сечениях резцов не должны превосходить допустимых напряжений. Следовательно, в остальных сечениях резца напряжения будут меньше допустимых, т. е. все сечения резца, кроме опасного, имеют излишний запас прочности.

Наиболее рациональной формой головной части резца следует считать такую, при которой во всех сечениях напряжения будут одинаковыми и не более допустимых. Такие конструкции называют равнопрочными [11]. Для них изменение площади сечения по длине  $x$  (рис. 4) должно удовлетворять условию

$$\frac{M_x}{W_z} = \sigma = \text{const},$$

которое означает, что моменты сопротивления сечений должны быть прямо пропорциональны соответствующим изгибающим моментам.

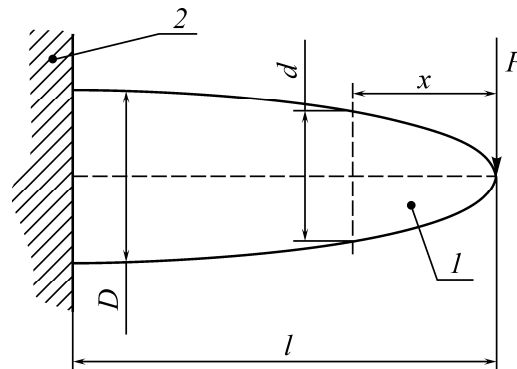


Рис. 4. Схема расчета параметров равнопрочной балки:  $I$  — консольная балка;  $2$  — опора;  $P$  — изгибающая сила;  $D$  — диаметр балки в месте заделки;  $d$  — текущий диаметр, соответствующий вылету  $x$ ;  $l$  — длина вылета;  $x$  — переменный конструктивный вылет

Максимальные усилия резания, зафиксированные на одиночном резце, могут достигать, согласно [12], величины  $F = 10$  кН.

Исследования напряженного состояния в твердосплавных армирующих вставках проводились в среде ANSYS [13, 14] с использованием метода конечных элементов SOLID95 [15]. Расчетные модели инденторов были представлены геометрически точными конструкциями армирующих вставок с физическими параметрами ( $E = 5.98 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0.2$ ), соответствующими вольфрамкобальтовому твердому сплаву, и с приложенной к вершине изгибающей силой  $P = 4$  кН и жесткой заделкой посадочной части.

Результаты расчета представлены напряжениями, действующими на главных площадках (S1,2,3), а также нормальными напряжениями ( $S_x, y, z$ ) и эквивалентными напряжениями. Очевидно, что распределение и максимальные значения напряжений в теле твердосплавных вставок цилиндрической и “грибковой” форм от действия изгибающей силы являются близкими.

При применении “грибковой” формы вставки так называемая “шляпка” защищает поверхность закрепления от износа, чем достигается более продолжительная работоспособность ТПР. Обязательным условием при этом является выполнение посадочной части “грибковой” вставки более длинной, чем режущая часть вставки:

$$l_n = kl_b,$$

где  $l_n$  — длина посадочной части вставки;  $l_b$  — конструктивный вылет вставки;  $k = 1.2 - 2$  — коэффициент увеличения длины посадочной части.

Показанные на рис. 5 картины эквивалентных напряжений соответствуют действительному выкрашиванию армирующей вставки (рис. 6), происходящему при реальном взаимодействии твердого сплава тангенциального резца с углеродным массивом.

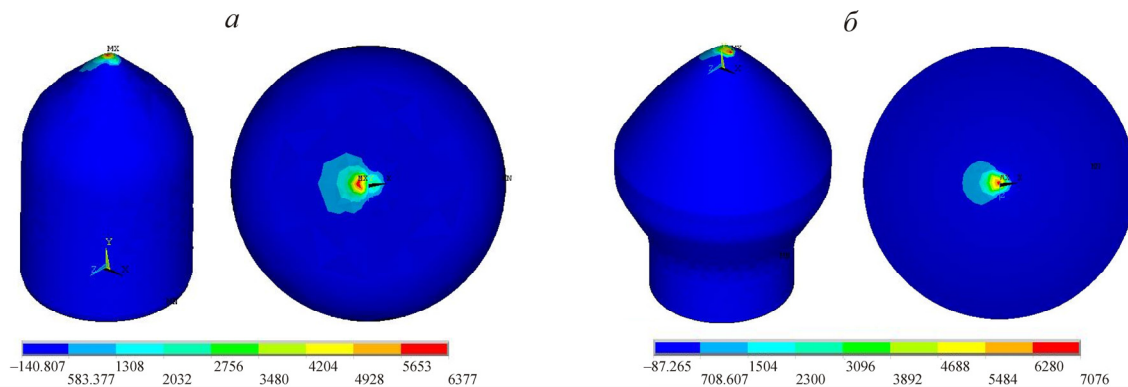


Рис. 5. Напряженное состояние вставки: *а* — цилиндрической формы (S1); *б* — “грибковой” формы (S1)



Рис. 6. Выкрашивание вершины режущей вставки

Рассмотренные армирующие вставки в режущем инструменте имеют существенный недостаток. По аналогии с режущими инструментами, применяемыми при бурении горных пород, они имеют заостренную форму, а это приводит к тому, что вершина вставки представляет собой “мощный” концентратор напряжений.

Для устранения указанного недостатка предлагается использовать армирующую твердосплавную вставку, не имеющую концентраторов напряжений в вершине, а обладающую некоторой гауссовой кривизной — перспективное направление совершенствования конструкции тангенциальных поворотных резцов.

Проведем сравнительный анализ двух типов твердосплавных армирующих вставок, с вершиной в виде конуса (рис. 7а) и в виде эллипсоида (рис. 7б), по величине давления под ними, по усилию внедрения и по объему разрушения.

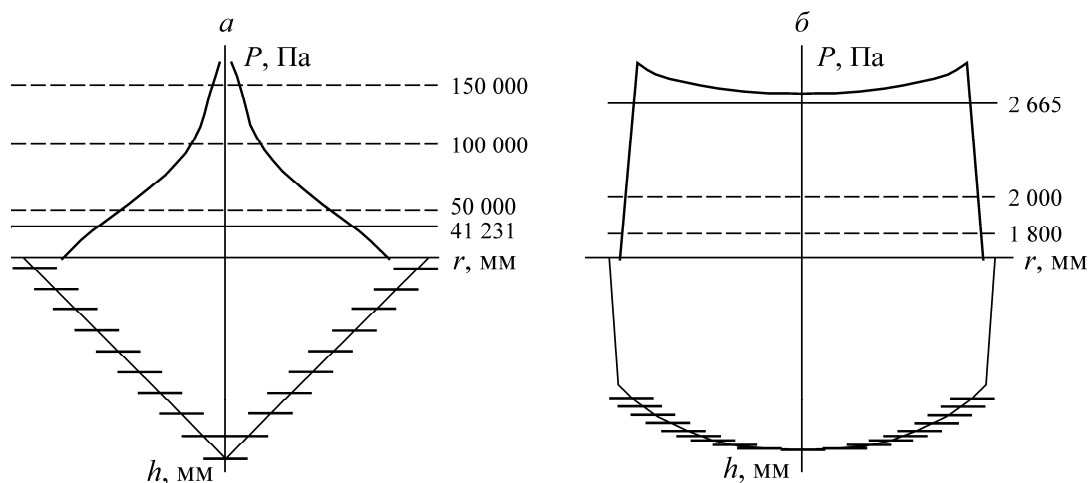


Рис. 7. Распределение давления под инденторами ( $2r = d$ )

Распределение давлений  $P$  (рис. 7) в зависимости от глубины внедрения  $h$  показывает, что для прочности армирующей вставки, несомненно, более выгодной является эллипсоидная форма: распределение давлений под индентором-эллипсоидом близко к идеальной равномерности и максимальное давление в десятки раз меньше максимального давления под индентором-конусом. Это также свидетельствует о том, что разрушение породы под “конусом” начнется на глубинах гораздо меньших, чем под “эллипсоидом” и соответственно за одно воздействие под “конусом” будут разрушаться меньшие объемы породы.

Однако необходимо учитывать, что для разрушения породы инденторами-эллипсоидами требуются большие усилия и затраты энергии. Усилие внедрения находится посредством интегрирования давлений под штампом (см. рис. 7). Конструкция армирующих вставок в форме эллипсоида вращения с определенным отношением полуосей потребовала проведения трех стадий расчетов для определения зависимостей усилия внедрения и максимальных касательных напряжений от формы эллипсоида при различной глубине внедрения  $h = 0.1 - 10$  мм.

По результатам моделирования построены кривые зависимости усилия внедрения  $F$  от глубины внедрения  $h$  (рис. 8). Поскольку результаты моделирования для различного соотношения полуосей эллипсоида очень близки между собой, то на рис. 8 приведены кривые, полученные при отношении полуосей эллипсоида  $c/a = 2$ . Связь между глубиной внедрения и силой представлена в таблице.

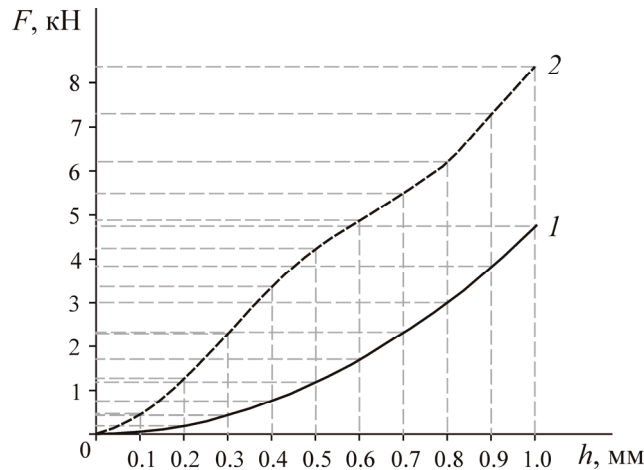


Рис. 8. Зависимость усилия внедрения от глубины внедрения для вставок в форме конуса и эллипсоида:  $F$  — усилие внедрения,  $h$  — глубина внедрения; 1 — индентор-конус; 2 — индентор-эллипсоид

Зависимость силы внедрения  $F$  от глубины внедрения  $h$

Конус										
$h$ , мм	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$F$ , кН	0.05	0.19	0.43	0.76	1.18	1.70	2.32	3.00	3.84	4.74
Эллипсоид										
при $c/a = 2.2$										
$h$ , мм	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$F$ , кН	0.48	1.33	2.38	3.44	4.14	4.76	5.39	6.45	7.54	8.62
при $c/a = 2.0$										
$h$ , мм	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$F$ , кН	0.45	1.27	2.29	3.38	4.25	4.88	5.50	6.21	7.30	8.37
при $c/a = 1.8$										
$h$ , мм	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$F$ , кН	0.43	1.21	2.20	3.28	4.30	4.98	5.61	6.24	7.10	8.13

Как видно из анализа результатов моделирования, для внедрения индентора-конуса на глубину 1 мм требуется усилие 4.7 кН. Для внедрения “эллипсоида” на ту же глубину требуется усилие 8.4 кН, т. е. расчетное усилие внедрения вставки-эллипсоида на 75 % выше усилия внедрения вставки-конуса при одинаковых значениях диаметра вставок.

Однако, несмотря на очевидное увеличение потребления энергии при внедрении в разрушаемую среду резцов с армирующей вставкой в виде эллипсоида, энергоемкость разрушения в целом будет снижаться ввиду того, что объем разрушаемой среды возрастет из-за создания в разрушаемом массиве существенно отличного напряженного состояния.

Рассмотрим по аналогии с цилиндрической и “грибковой” формами напряженное состояние, возникающее в армирующей вставке с рабочей частью в виде эллипсоида вращения. Известно, что эллипсоид, как поверхность второго порядка с центром симметрии, описывается каноническим уравнением в виде

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1.$$

Эллипсоид образуется путем вращения эллипса, задаваемого уравнением  $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$  при  $a = b < c$ , лежащим в плоскости  $OXZ$ , вокруг его бóльшей оси. Чтобы избавиться от концентратора напряжений, нужно задать вершине эллипсоида минимально допустимый радиус кривизны. Гауссова кривизна поверхности определяется зависимостью

$$K = \frac{1}{\rho_1 \rho_2},$$

где  $\rho_1, \rho_2$  — главные кривизны в рассматриваемых точках.

Для эллипсоида вращения  $\rho_1 = R_1, \rho_2 = R_2$ , и кривизна определится как  $K = \frac{1}{R_1 R_2} = 0.264a$ .

На рис. 9 представлена картина напряженного состояния твердосплавной армирующей вставки с рабочей поверхностью в форме эллипсоида вращения. Вставка конструктивно выполнена таким образом, чтобы посадочная часть (идентичная посадочной части цилиндрической вставки) сопрягалась с полуэллипсоидом вращения. Напряжения, возникающие в теле вставки, имеют меньшие значения, так как благодаря гладкой поверхности эллипсоида и более медленной скорости изменения площади поперечного сечения (в сравнении с конусом) отсутствуют концентраторы напряжений.

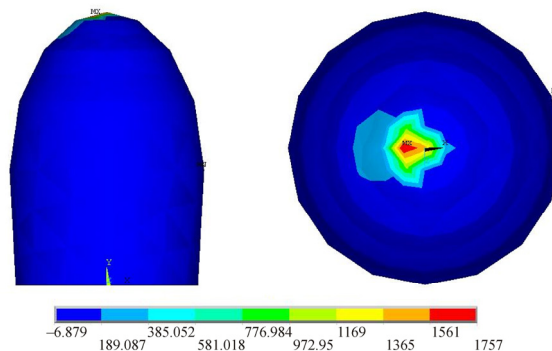


Рис. 9. Напряженное состояние вставки в виде эллипсоида вращения (S1)

Таким образом, результаты исследования картины напряженного состояния твердосплавных вставок различных форм с помощью численных методов позволяют утверждать, что с точки зрения прочности конструкций вставок очевидные преимущества имеют вставки в форме тел вращения второго порядка, в частности эллипсоид вращения (из-за меньшего значения гауссовой кривизны).

Выявление связи между усилиями и напряжениями с учетом форм инденторов требует выполнения условия наименее энергоемкого разрушения угольного массива.

Идея использования “тупых” твердосплавных вставок появилась в середине 1980-х годов. Безлезвийный инструмент имеет важное преимущество перед лезвийным, поскольку через него на разрушение забоя могут передаваться значительно большие мощности, что отвечает возросшей энерговооруженности приводов очистных комбайнов. Первые аналитические исследования взаимодействия “тупых” инденторов с упруго-хрупкой средой показали, что поиск новых форм тел инденторов, геометрии их рабочих участков может давать существенные положительные результаты. При непосредственном воздействии на разрушаемый углепородный массив инденторы, при одинаковых приложенных усилиях, способны проникать в забой на разные глубины в зависимости от их “условной остроты”.

Разработанный по результатам выполненных исследований тангенциальный поворотный резец [16] показан на рис. 10, где обозначены:  $O_1O_2$  — геометрическая ось резца;  $xx$  — линия резания;  $\theta$  — угол установки резца;  $H_0$  — конструктивный вылет резца;  $D_1$  — диаметр опорной площадки головной части резца;  $D_2$  — диаметр хвостовой части резца.

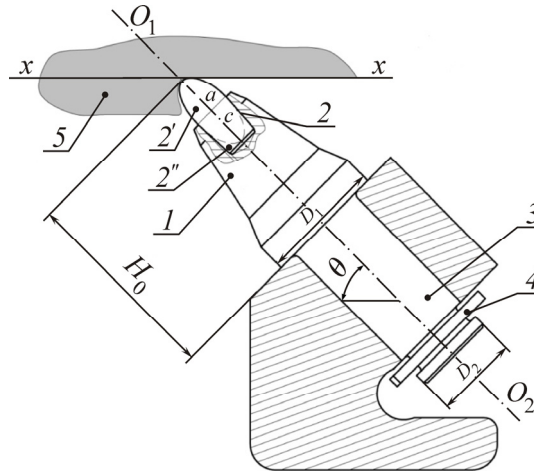


Рис. 10. Тангенциальный поворотный резец с твердосплавной вставкой, режущая часть которой выполнена в форме эллипсоида вращения: 1 — головная часть резца; 2 — армирующая твердосплавная вставка; 2' — рабочая ступень вставки, 2'' — посадочная ступень вставки; 3 — опорно-поворотная часть резца; 4 — хвостовик с замком для удержания резца в опорном кулаке; 5 — разрушаемая среда

Рабочая ступень армирующей вставки, взаимодействующая с разрушаемой средой, выполняется в виде тела вращения с гладкой поверхностью, не имеющей концентраторов напряжения, причем эта рабочая ступень имеет форму вытянутого полуэллипсоида вращения с полуосями “ $a$ ” и “ $c$ ”. Посадочная ступень армирующей вставки используется для установления в корпус резца и закрепления вставки в нем за счет припаивания ее или посадки с натягом.

## ВЫВОДЫ

Использование в качестве формы твердосплавных вставок тел вращения позволяет исключить с поверхности вставки концентраторы напряжений, приводящие к ее разрушению. Испытания опытных образцов тангенциального режущего инструмента на шахтах Кузбасса подтвердили результаты исследований по конструктивному оформлению армирующей вставки.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие основные выводы:

— установлена закономерность изменения головной части армирующей твердосплавной вставки тангенциального поворотного резца, обеспечивающая равнопрочность конструкции вставки;

— доказано, что армирующая твердосплавная вставка тангенциальных поворотных резцов с образующими, представленными кривыми второго порядка, позволяет повысить прочность резцов за счет снижения уровня возникающих напряжений в теле вставок;

— выявлено, что несмотря на более затратный с точки зрения энергии процесс внедрения индентора-эллипсоида в разрушаемый массив, энергоемкость в целом будет снижаться за счет разрушения более крупным сколом;

— показано, что новая конструкция тангенциального поворотного резца с твердосплавной вставкой в форме эллипсоида вращения обладает большей прочностью.



#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Айкхофф SL1000.** Очистной комбайн будущего для разрушения мощных пластов // Уголь. — 2008. — № 10.
2. **Герике Б. Л., Хорешок А. А., Герике П. Б., Лизункин В. М.** Совершенствование рабочих органов горных машин для выемки прочных полезных ископаемых // Горное оборудование и электромеханика. — 2011. — № 1.
3. **Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю.** Горные машины и оборудование подземных горных работ. Режущий инструмент горных машин. — Кемерово: КузГТУ, 2012.
4. **Прокопенко С. А.** Резцепользование на шахтных комбайнах. — Томск: Изд-во ТПУ, 2012.
5. **Электронный ресурс:** grins.ru.
6. **Герике Б. Л., Филатов А. П., Герике П. Б., Клишин В. И.** Моделирование разрушающего действия дискового инструмента проходческо-очистных комбайнов на породный массив // ФТПРПИ. — 2008. — № 5.
7. **Электронный ресурс:** kennamttal.ru.
8. **Электронный ресурс:** sandvik.ru.
9. **Степин П. А.** Соппротивление материалов. — М.: Высш. шк., 1988.
10. **Федоренков А. П., Басов К. А.** AutoCAD 2000: Практический курс. — М.: ДЕСС КОМ, 2000.
11. **Горшков А. Г., Трошин В. Н.** Соппротивление материалов. — М.: Физматлит, 2000.
12. **Kunze G., Ehler A., Goericke V.** Kontinuierlicher gewinnungsvorgang im festgestein, Surfase Mining, Braunkohle & Other Minerals, 2001, No. 2.
13. **Басов К. А.** ANSYS: справочник пользователя. — М.: ДМК Пресс, 2005.
14. **Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смалюк А.Ф.** ANSYS для инженеров: справ. пособие. — М.: Машиностроение-1, 2004.
15. **Морозов Е. М., Никишков Г. П.** Метод конечных элементов в механике разрушения. — М.: Наука, 1980.
16. **Крестовоздвиженский П. Д.** Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Кемерово: КузГТУ, 2011.

*Поступила в редакцию 23/VII 2014*