

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

**Главный редактор**  
КАНТОВИЧ Л.И.

**Зам. гл. редактора**  
ИВАНОВ С.Л.  
ЛАГУНОВА Ю.А.

**Редакционный совет:**

КОЗОВОЙ Г.И.  
(сопредседатель)  
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.  
(сопредседатель)  
АНТОНОВ Б.И.  
ГАЛКИН В.А.  
КОЗЯРУК А.Е.  
КОСАРЕВ Н.П.  
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.  
НЕСТЕРОВ В.И.  
ЧЕРВЯКОВ С.А.

**Редакционная коллегия:**

АНДРЕЕВА Л.И.  
ГАЛКИН В.И.  
ГЛЕБОВ А.В.  
ЕГОРОВ А.Н.  
ЕДЫГЕНОВ Е.К.  
ЖАБИН А.Б.  
ЗЫРЯНОВ И.В.  
КАРТАВЫЙ Н.Г.  
КУЛАГИН В.П.  
МИКИТЧЕНКО А.Я.  
МЫШЛЯЕВ Б.К.  
ПЕВЗНЕР Л.Д.  
ПЛЮТОВ Ю.А.  
ПОДЭРНИ Р.Ю.  
САВЧЕНКО А.Я.  
САМОЛАЗОВ А.В.  
СЕМЕНОВ В.В.  
СТАДНИК Н.И.  
СТРАБЫКИН Н.Н.  
ТРИФАНОВ Г.Д.  
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.  
ХОРЕШОК А.А.  
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

**Редакция:**

БЕЛЯНИНА О.В.  
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:  
(499) 269-53-97, 269-55-10

**Факс** (499) 269-55-10

**E-mail:** [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)  
<http://novtex.ru/gormash>

## СОДЕРЖАНИЕ

### ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

**Линник Ю. Н., Линник В. Ю.** Анализ состояния добычи угля открытым способом в России . . . . . 2

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

**Черкашин В. П.** Выбор параметров концевой фрезы с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий для обработки звезд движителей механизмов подачи . . . . . 7  
**Болобов В. И., Бочков В. С., Сюй Цинянь.** Износостойкость стали Гадфильда при больших удельных нагрузках . . . . . 12  
**Горлов В. В., Сурина Н. В.** Анализ влияния погрешностей профиля зуба на нагрузочную способность цилиндрических зубчатых колес . . . . . 15

### РЕМОНТ

**Сергеев В. Ю.** Зависимость технической готовности одноковшовых экскаваторов и затрат на их техническое обслуживание от выбора тактики проведения планово-предупредительных ремонтов . . . . . 20

### ТРАНСПОРТ

**Стрельцов С. В.** Гидравлическая система торможения механизма передвижения мостового перегружателя с индивидуальным приводом рабочих колес . . . . 24

### НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

**Жуков И. А.** Синтезирование геометрии бойка ударной системы по линейной форме падающего ударного импульса . . . . . 27  
**Павленко М. В.** Применение технических средств вибрационной стимуляции движения потоков жидкости в трещиноватой среде угольного пласта . . . . 31  
**Гринберг Я. П., Соловьев В. С.** Методика исследования нагрузок привода горных комбайнов . . . . . 36  
**Сапожников А. И., Габов В. В., Червяков С. А., Голованов А. В.** Повышение энергоэффективности измельчения строительных материалов и горных пород при использовании вибрационной дробилки-мельницы . . . . . 40

### ИНФОРМАЦИЯ

**Трифанов Г. Д.** XI Международная научно-техническая конференция "Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения" . . . . 43

### ЛИЧНОСТИ...

**К 100-летию** со дня рождения. Братченко Борис Федорович . . . . . 47

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 622.236

Ю. Н. Линник, д-р техн. наук, проф., В. Ю. Линник, канд. техн. наук, доц., ГУУ, г. Москва

E-mail: ylinnik@rambler.ru

### Анализ состояния добычи угля открытым способом в России

---

*Приведен анализ современного состояния добычи угля открытым способом по таким показателям, как карьерный фонд его состояния и распределение по территории России; объемы добычи угля открытым способом и их доля в общей угледобыче; балансовые запасы угля различных категорий и их распределение по действующим и строящимся разрезам и марочному составу.*

**Ключевые слова:** угольный разрез, карьерный фонд, балансовые запасы угля, марка угля.

Yu. N. Linnik, V. Yu. Linnik

### The Analysis of a Condition of Coal Mining in the Open Way in Russia

---

*The analysis of the current state of opencast mining on such indicators as: career fund its status and distribution in the territory of Russia; volumes opencast mining and its share in total coal production, coal reserves of various types and their distribution on existing and under construction sections and grade composition.*

**Keywords:** coal mine, quarry fund balance reserves of coal, coal brand.

В отечественной угольной промышленности по состоянию на 1 января 2012 г. действовало 211 угледобывающих предприятий, в том числе 130 разрезов и 81 шахта, которые в общей сложности добыли в 2011 г. порядка 336 млн т угля. Анализ динамики действующих разрезов показал, что их количество за последнее десятилетие не претерпело существенных изменений — только в 2001 г. их число составляло 115 разрезов, а в остальные годы колебалось в пределах 123...137.

Действующие разрезы на территории России размещены неравномерно. В европейской части добычу ведут всего три разреза: в Печорском угольном бассейне (разрез "Юньягинский"), в Подмосковном бассейне (разрез "Львовский участок") и в Оренбургской области (разрез "Тюльганский № 1"). На Урале в стадии затухания действует Коркинский разрез. Значительное число разрезов (55) размещено в Западной Сибири. В основном они разрабатывают угли Горловского, Кузнецкого и Канско-Ачинского угольных бассейнов (в пределах Кемеровской области).

В Восточной Сибири и на Дальнем Востоке действуют 64 разреза. Угли Канско-Ачинского угольного бассейна, расположенного в Восточной Сибири, разрабатывают семь разрезов. Как пра-

вило, это крупные разрезы, добывающие энергетические угли, предназначенные в основном для обеспечения топливом предприятия и население Восточной Сибири и Дальнего Востока. Угли Южно-Якутского бассейна Дальнего Востока разрабатывают пять разрезов. В Якутии действуют 10 разрезов, а на Сахалине и Приморье — соответственно 12 и шесть.

За полярным кругом свою производственную деятельность осуществляют два разреза: "Юньягинский" (г. Воркута) и "Кайерканский" (г. Норильск).

Анализ динамики добычи углей открытым способом, выполненный по итогам работы наиболее крупных разрезов за последние 10 лет, показал [1, 2], что основными регионами открытой угледобычи были и продолжают оставаться Западная и Восточная Сибирь. За последнее десятилетие преимущественное развитие получает ведущий угольный район страны — Сибирский, высокий потенциал для развития имеет Канско-Ачинский угольный бассейн. В затухающем режиме работают угольные предприятия Урала и Центрального региона.

Динамика доли добываемого открытым способом угля в общем объеме его добычи по России приведена на рисунке. Как видно, в период

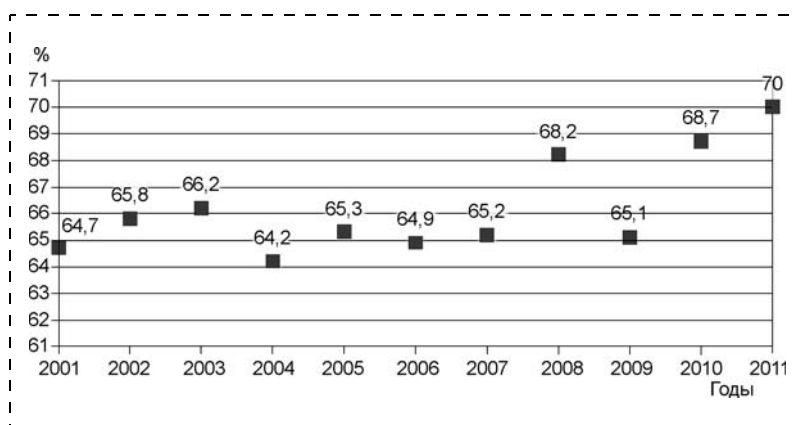
2001—2011 гг. доля добычи угля открытым способом в Российской Федерации, за исключением кризисного 2009 г., когда была низкая востребованность в энергетических углях, увеличивалась и в 2011 г. достигла своего максимума.

В целом по России в 2010 г. добыча угля открытым способом увеличилась по сравнению с 2001 г. на 61,3 млн т. При этом доля Кузнецкого бассейна в общей добыче угля открытым способом выросла с 38,7 до 47,8 %, что объясняется, прежде всего, вводом новых предприятий открытого способа добычи и ростом производства в ОАО ХК "Кузбассразрезуголь" и ОАО УК "Южный Кузбасс", которые являются основными компаниями по добыче угля открытым способом в Кузбассе. Почти на 2,5 млн т выросла добыча энергетических углей на мелких разрезах Кузбасса.

Увеличение открытой угледобычи на Дальнем Востоке на 2,2 млн т обусловлено, прежде всего, ростом его добычи на разрезе "Ерковецком" в Амурской области, на разрезе "Нерюнгринский" в Якутии, а также на мелких разрезах Приморского края и о. Сахалин.

Из табл. 1, где приведены данные о действовавших в последнее десятилетие разрезов, видно, что их число за весь период оставалось примерно одинаковым. Последнее свидетельствует о том, что увеличение доли и объемов добываемого открытым способом угля в общем объеме угледобычи, отмеченное выше, связано в первую очередь с ростом производительности и более высокими экономическим и финансовым показателями открытой угледобычи по сравнению с подземной. Тенденция роста удельного веса открытого способа добычи угля, по-видимому, сохранится и в будущем, однако следует отметить, что этот рост может быть ограничен тем, что ценные и особо ценные марки углей добываются преимущественно подземным способом.

Данные, приведенные в табл. 1, свидетельствуют о том, что наибольшее число разрезов (в разные годы от 60 до 80) добывает незначительные объемы угля



Динамика доли угля, добываемого открытым способом

Таблица 1

Распределение разрезов по объему добычи угля, т

Показатели	Годы									
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
<b>Всего действовало по году,</b>	123	126	136	130	130	127	130	129	117	125
в том числе по объему добычи:										
До 600 тыс.	74	77	80	74	66	62	64	64	60	65
601...1000 тыс.	7	8	13	10	14	15	15	17	14	14
1001...1500 тыс.	11	9	10	10	13	13	11	7	11	12
1501...2500 тыс.	10	12	11	11	12	13	14	16	9	8
2501...5000 тыс.	14	11	14	18	17	14	16	13	13	12
5001...10000 тыс.	6	8	8	7	8	10	8	9	8	12
10001...20000 тыс.	1	0	1	1	1	1	2	3	2	2
Свыше 20000 тыс.	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Кузнецкий бассейн</b>	34	38	44	45	46	45	49	52	42	48
До 600 тыс.	9	12	17	17	12	12	15	20	14	17
601...1000 тыс.	4	4	5	5	7	7	7	8	8	9
1001...1500 тыс.	7	6	5	3	8	7	6	3	5	6
1501...2500 тыс.	4	6	7	8	7	8	10	10	5	4
2501...5000 тыс.	8	7	6	8	7	6	5	5	4	5
5001...10000 тыс.	2	3	4	4	5	5	6	5	5	6
10001...20000 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
Свыше 20000 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Канско-Ачинский бассейн</b>	10	11	12	12	12	13	14	15	18	16
До 600 тыс.	6	7	7	7	6	7	7	8	11	8
601...1000 тыс.	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1
1001...1500 тыс.	0	0	1	1	1	1	1	0	2	2
1501...2500 тыс.	1	0	0	0	0	0	0	2	0	1
2501...5000 тыс.	0	1	2	3	4	3	3	2	2	1
5001...10000 тыс.	2	2	1	0	0	1	1	1	1	2
10001...20000 тыс.	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1
Свыше 20000 тыс.	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0
<b>Южно-Якутский бассейн</b>	1	2	2	2	3	3	2	4	3	3
До 600 тыс.	0	1	1	1	1	1	0	2	2	2
601...1000 тыс.	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0
1001...1500 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1501...2500 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2501...5000 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5001...10000 тыс.	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
10001...20000 тыс.	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1
Свыше 20000 тыс.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Распределение запасов угля по степени промышленного освоения

Степень освоения	Число шахт, разрезов, участков	Балансовые запасы категории А + В + С <sub>1</sub>		Балансовые запасы категории С <sub>2</sub> , млн т
		Всего, млн т	% от запасов России	
Разрабатываемые и подготовленные к освоению	713	105685,9	54,7	6163,1
Действующие шахты	90	10415,3	5,4	340,9
Действующие разрезы	125	13110,3	6,8	307,4
Строящиеся шахты	40	2103	1,1	530,1
Строящиеся разрезы	51	1273,9	0,7	92,5
Разведываемые месторождения и участки для шахт	5	156,6	Менее 0,1	96
Разведываемые месторождения и участки для разрезов	9	136,8	Менее 0,1	142,5
Перспективные для разведки месторождения и участки для шахт	323	31275,1	16,2	1601,4
Перспективные для разведки месторождения и участки для разрезов	71	22065,7	11,4	2563
Прочие месторождения и участки для шахт	480	13014,1	6,8	6331,7
Прочие месторождения и участки для разрезов	110	20906,7	10,8	25175,8
Итого Российская Федерация	1711	193240,8	100	79552

(600 тыс. т и менее). На крупные разрезы с производственной мощностью от 5 до 20 млн т добычи ежегодно приходится значительно меньшее их число. Однако прослеживается тенденция роста их числа — от 7 (2001 г.) до 14 (2010 г.). Половина таких разрезов находится в Кузнецком бассейне.

В 1999 г. были утверждены прогнозные ресурсы углей Российской Федерации в количестве 3927,7 млрд т, в том числе категории  $P_1$  — 527,4 млрд т, категории  $P_2$  — 739,7 млрд т, категории  $P_3$  — 2660,5 млрд т. Отметим, что прогнозные ресурсы углей категории  $P_3$  имеют крайне низкую степень обоснованности. Тем не менее, даже без учета прогнозных ресурсов этой категории углей, составляющей почти 68 % угольного потенциала страны, Россия по ресурсам угля сохраняет одно из ведущих мест в мире.

В целом по угольной отрасли России балансовые запасы угля категории А + В + С<sub>1</sub> по состоянию на 1 января 2009 г. составляли 193240,8 млн т, категории С<sub>2</sub> — 79552,3 млн т. По видам углей в структуре общероссийских балансовых запасов (А + В + С<sub>1</sub>) промышленных категорий преобладают бурые угли — 52,4 % от суммарных запасов. На долю каменных углей приходится 44,1 %, антрацитов — 3,5 %. В балансовых запасах категории А + В + С<sub>1</sub> каменных углей для открытой разработки преобладают запасы марок Д — 43,2 %, ДГ — 11,7 %, Т — 8,6 %, Г — 8,1 %, Ж — 6,6 %. По коксующимся углям наибольшие объемы приходятся на марки Ж — 24,7 %, Г — 15,0 %, ГЖ — 10,7 %, КС — 8,7 %.

Балансовые запасы категории А + В + С<sub>1</sub> для открытой разработки составляют 117911,7 млн т,

в том числе бурых углей — 93686,7 млн т (79,4 %), каменных — 23662,2 млн т (20,1 %), антрацитов — 562,7 млн т (0,5 %); категории С<sub>2</sub> — 54851,8 млн т, из них бурых углей — 41731,9 млн т (76,1 %), каменных — 12748,6 млн т (23,3 %), антрацитов — 371,3 млн т (0,7 %).

Забалансовые запасы угля в целом по отрасли оцениваются в 50186,0 млн т, в том числе пригодные для открытой разработки — 18617,6 млн т.

Запасы угля для открытой разработки в основном сосредоточены в Сибирском федеральном округе — 87,9 % (Кузнецкий и Канско-Ачинский бассейны), на Дальневосточный округ приходится 11,0 %, Приволжский — 0,7 %, Уральский и Центральный — по 0,2 % от суммарных балансовых запасов категории А + В + С<sub>1</sub> для открытой разработки.

Анализ данных о распределении балансовых запасов угля категории А + В + С<sub>1</sub> показал, что из всего его объема запасы угля, предназначенные для открытой разработки, составляют 61 %. При этом охвачено отработкой на действующих разрезах всего 11 %. Еще меньшее их количество (1,1 %) приходится на строящиеся разрезы.

Запасы угля разведаны в основном до глубины 600...700 м от поверхности, а в Ростовской области (Восточный Донбасс) — до глубины 1500 м и более. Распределение запасов угля по степени промышленного освоения приведено в табл. 2\*.

По состоянию на 1 января 2009 г. на территории Российской Федерации в освоение вовлече-

\* По данным Федерального агентства по недропользованию Министерства природных ресурсов России.

ны 12,2 % балансовых запасов угля категории А + В + С<sub>1</sub>. Эти запасы находятся на 215 объектах для открытой (125) и подземной (90) отработок. На 91 строящемся предприятии сосредоточены 1,8 % балансовых запасов угля категории А + В + С<sub>1</sub>, на 334 подготовленных к освоению участках — 40,7 % разведанных запасов угля. Остальные запасы угля (45,3 %) не подготовлены к освоению и находятся на перспективных для разведки (27,6 %), прочих (17,6 %) и разведываемых (меньше 0,1 %) участках.

Запасы углей, учтенные Государственным балансом, разделены на распределенный и нераспределенный фонды. К распределенному фонду отнесены запасы угля участков недр, предоставленных в пользование для целей разведки и добычи (по совмещенной лицензии). Запасы угля участков недр, переданных для геологического изучения (лицензии ТП и ПП), отнесены к нераспределенному фонду.

Из общего количества учтенных запасов угля в распределенном фонде числятся 15,4 %, причем 79,1 % этих запасов находилось на 109 действующих шахтах (лицензированных участках) и 178 разрезах (лицензированных участках), 11,4 % — на 90 строящихся объектах, 7,9 % — на резервных участках, а остальные запасы (1,9 %) — на разведываемых, двух перспективных для разведки и двух прочих объектах.

Анализ показал, что объем запасов угля по действующим разрезам превышает запасы угля на шахтах (примерно в 1,3 раза). Напротив, на строящихся предприятиях запасы угля, предназначенные для открытой добычи, примерно в 2 раза ниже, чем подземным способом. Из учтенных в распределенном фонде запасов угля в Сибирском федеральном на Кемеровскую область приходится 55,7 %, на Красноярский край — 26,9 %, на Иркутскую область и Забайкальский край — по 5,6 %. Из 34 субъектов Российской Федерации, в которых учтены балансовые запасы угля, в 27 субъектах они лицензированы. В Еврейской АО и Алтайском крае лицензированные запасы составляют 100 % от учтенных балансовых запасов. Значительный объем учтенных запасов угля передан недропользователям в Ханты-Мансийском АО (55,8 %), Свердловской (37,1 %), Челябинской (30,0 %) и Новосибирской (42,4 %) областях, Приморском (44,3 %) и Забайкальском (37,9 %) краях и Чукотском АО (36,6 %).

Несколько меньшие соотношения распределенного фонда к учтенным разведанным запасам в

Оренбургской области (21,8 %), Хабаровском крае (27,6 %), в Республике Саха (Якутия) (26,4 %). В Кемеровской области распределенный фонд составляет всего 14,7 % от учтенных разведанных запасов. Разведанные запасы семи субъектов России не были востребованы.

Промышленные запасы угля действующих предприятий угольной промышленности, по данным ЗАО Росинформуголь, составляют 17068,4 млн т. На угольных разрезах промышленные запасы составляют 11507,5 млн т, или 87,8 % от балансовых запасов категории А + В + С<sub>1</sub>. 12,2 % балансовых запасов составляют общекатьерные потери угля в целиках, оставляемые под объектами поверхности и коммуникациями, около основных вскрывающих выработок, геологических нарушений и в барьерных целиках.

Анализ показал, что, несмотря на наметившуюся в последние годы тенденцию уменьшения промышленных запасов углей, большинство действующих разрезов обеспечены достаточно надежными их запасами. Однако уже сейчас для наращивания добычи углей в будущем необходимы меры по подготовке и прирезке запасов, в первую очередь каменных углей.

В табл. 3 приведены данные о распределении разрезов по длительности эксплуатации в основных угледобывающих регионах России. Как видно, доля предприятий, проработавших менее 10 лет, составляет порядка 15 %; 10—30 лет — 25 %. Более 50 % предприятий находятся в эксплуатации 30—46 лет. К ним относятся и разрезы, имеющие значительные запасы высококачественных углей: "Кедровский" (36 лет), "Бачатский" (46 лет), "Томусинский" (36 лет), "Междуреченский" (30 лет) и др.

Позднее 2000 г. сданы в эксплуатацию (выполнена реконструкция и реорганизация) следующие разрезы: Юнъягинский, Виноградовский, Заречный, Камышанский, Северный Кузбасс, Новобачатский, Энергетик, Пермьяковский, Восточный (Салек) Березовский, Распадский, Барзасский, Талдинский-Западный, Горный (Энергоресурс), Участок Коксовый, Степановский (МарТЭК), Мунайский, Канский, Восточно-Бейский, Трайлинг, Ирбейский, Загустинский, Новый, Малые разрезы Нерюнгри, Северный (Север Уголь), Мангидайский (Сахалинуголь 4), Сбытуголь, Горняк-1, Звезда, Смирнуголь.

Несмотря на значительное обновление карьерного фонда отрасли в период позднее 2000 г., его основу составляют крупные предприятия, введенные в эксплуатацию в разные годы. Наличие благопри-

Распределение разрезов по годам ввода в эксплуатацию в основных угледобывающих регионах России

Угольный регион (бассейн)	Годы ввода в эксплуатацию						
	До 1945	1945—1960	1961—1970	1971—1980	1981—1990	1991—2000	После 2000
Подмосковный бассейн	—	—	—	—	—	1	—
Печорский бассейн	—	—	—	—	—	—	1
Разрезы Урала*	1	1	—	—	1	—	—
Разрезы Западной Сибири	—	6	4	6	7	4	17
Кузнецкий бассейн	—	6	4	5	7	4	16
Разрезы Восточной Сибири	—	4	6	2	6	5	6
Разрезы Дальнего Востока	1	1	4	2	1	19	6
Итого Российская Федерация	2	12	14	10	15	29	30

\* Включая разрез "Тюльганский № 1" Оренбургской области  
\*\* В исследовании охвачено 112 разрезов

ятных запасов угля, технические и технологические решения, заложенные в проекты строительства и реконструкции, позволили этим предприятиям осуществить расширение и долгие годы поддерживать высокий уровень добычи.

Для условий "старых" разрезов основным направлением улучшения технико-экономических показателей является техническое перевооружение на базе современного высокопроизводительного горно-транспортного оборудования. Для подавляющего большинства мощных угольных разрезов характерны высокий износ основного горного и транспортного оборудования, снижение объемов вскрышных работ (даже при стабилизации добычи) и прогрессирующее их отставание, ограничение или даже отсутствие готовых к выемке запасов угля.

Резюмируя изложенное выше, следует отметить, что в целом действующий карьерный фонд отрасли, несмотря на его старение, ухудшение горно-геологических и горно-технических условий разработки, выбытие мощностей, обладает определенным потенциалом, позволяющим с учетом проведения на них мероприятий по техническому и технологическому перевооружению существенно повысить эффективность производства. Для этого необходимо объективно оценить потенциал отрасли и найти соответствующие резервы. По запасам и качеству угля, развитию инфраструктуры и горнотехническим возможностям наиболее перспективными является ряд разрезов Южного и Центрального Кузбасса, Канско-Ачинского бассейна, Восточной Сибири и Дальнего Востока. Развитие открытой угледобычи преимущественно

в этих регионах позволит к 2030 г. обеспечить основную прирост добычи угля в отрасли, предусмотренный Энергетической стратегией России, и тем самым удовлетворить потребности в угольной продукции угледефицитных районов и повысить экспортные возможности страны. Разведанные и промышленные запасы данной группы разрезов способны обеспечивать стабильную высокопроизводительную добычу угля ценных марок от 20—30 до многих десятков лет (Канско-Ачинский бассейн, Талдинское и Мугунское месторождения и др.). Вместе с тем ограниченность запасов ценных углей на ряде месторождений (таких, как Нерюнринское), определяет необходимость их восполнения за счет других мощностей. В этой связи становится перспективным освоение Эльгинского каменноугольного месторождения. Аналогичные проблемы возникают в связи с отработкой запасов высокопродуктивных угольных пластов на разрезах "Лучегорский", "Павловский" и др. Все это определяет важность задачи подготовки к промышленному освоению новых участков и месторождений, позволяющих поддержать и расширить производственные мощности основных действующих разрезов.

#### Список литературы

1. Линник В. Ю. Состояние и перспективы развития угольной промышленности России // Вестник университета. 2010. № 24. С. 284—292.
2. Афанасьев В. Я., Линник Ю. Н. Состояние шахтного и карьерного фондов угольной промышленности России и их прогнозная оценка на период до 2030 года // Вестник университета. 2010. № 14. С. 30—38.

УДК 621.9.02

В. П. Черкашин, гл. специалист, ОАО "Объединенные машиностроительные технологии", г. Москва

Email: an24ub@mail.ru

## Выбор параметров концевой фрезы с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий для обработки звезд движителей механизмов подачи

*Изложены технологические обоснования целесообразности применения для обработки звезд движителей механизмов подачи угледобывающих комбайнов концевой фрезой с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий. Приведены результаты экспериментальных данных и данных компьютерного моделирования. Приведены графики изменений температуры резания.*

**Ключевые слова:** механизм подачи, звезда, концевая фреза.

V. P. Cherkashin

## Definition of the Parameters Trailer Mill with Equal Stability Lateral and Face Cutting Edges for Processing Stars Propulsive Device of Mechanisms of the Submissions

*In clause technological substantiations of expediency of application are stated for processing's of stars of propulsive device mechanisms of submissions of the coal-mining combines with the trailer mill with equal stability of lateral and face cutting edges, experimental data and simulation results are given. Diagrams for cutting temperature alterations are presented.*

**Keywords:** the feeder, a star, a trailer mill.

В работах [1, 2] разработана концевая фреза с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий, применяемая для обработки звезд движителей механизмов подачи угледобывающих комбайнов. Наличие в этой фрезе увеличенной высоты зубьев и увеличенного числа торцовых режущих лезвий делает ее технологически целесообразной для обработки звезд новой конструкции со смещением профиля (рис. 1), а также звезд без смещения профиля и закрытых венцов зубчатых колес.

В связи с повышением энерговооруженности комбайнов возрастает и тяговое усилие механизма подачи. В настоящее время тяговое усилие одного механизма подачи и, следовательно, усилия, приложенного к зубу звезды, составляет  $T_{\text{п}} = 320...370$  кН.

Дальнейшее увеличение тягового усилия механизма подачи приведет к тому, что необходимо будет изыскивать способы увеличения несущей способности зубьев по условию изгибной прочности. Изгибная прочность звезды — наиболее

важный параметр, так как поломка зуба звезды связана с остановкой комбайна и с неотложными и трудоемкими ремонтными работами.

Одним из путей увеличения несущей способности зубьев звезды является применение рейки с шагом  $t = 147$  мм взамен рейки с шагом  $t = 126$  мм.

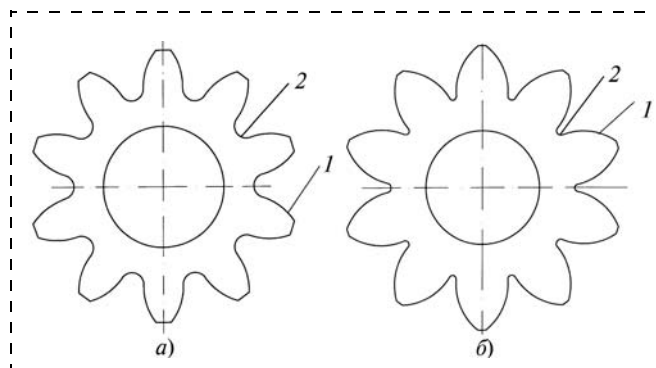


Рис. 1. Профили зубьев звезды при тангенциальном смещении профилей (а) и без смещения (б): 1 — боковая, рабочая поверхность зуба; 2 — галтель зуба

Звезда, спроектированная под эту рейку, имеет более прочный зуб, хотя это и происходит за счет увеличения размеров звезды.

Другим важным направлением увеличения прочности зубьев звезды является использование более прочных сталей типа 40ХН2МА, 40ХНМА (взамен стали 20ХН4А), которые в случае необходимости применяются и сейчас, в основном тогда, когда спроектированную, изготовленную и эксплуатируемую звезду нужно усилить технологическими способами. Но эти стали труднообрабатываемы, имеют твердость при фрезеровании 255...295 НВ и выделяют в зоне резания большое количество теплоты.

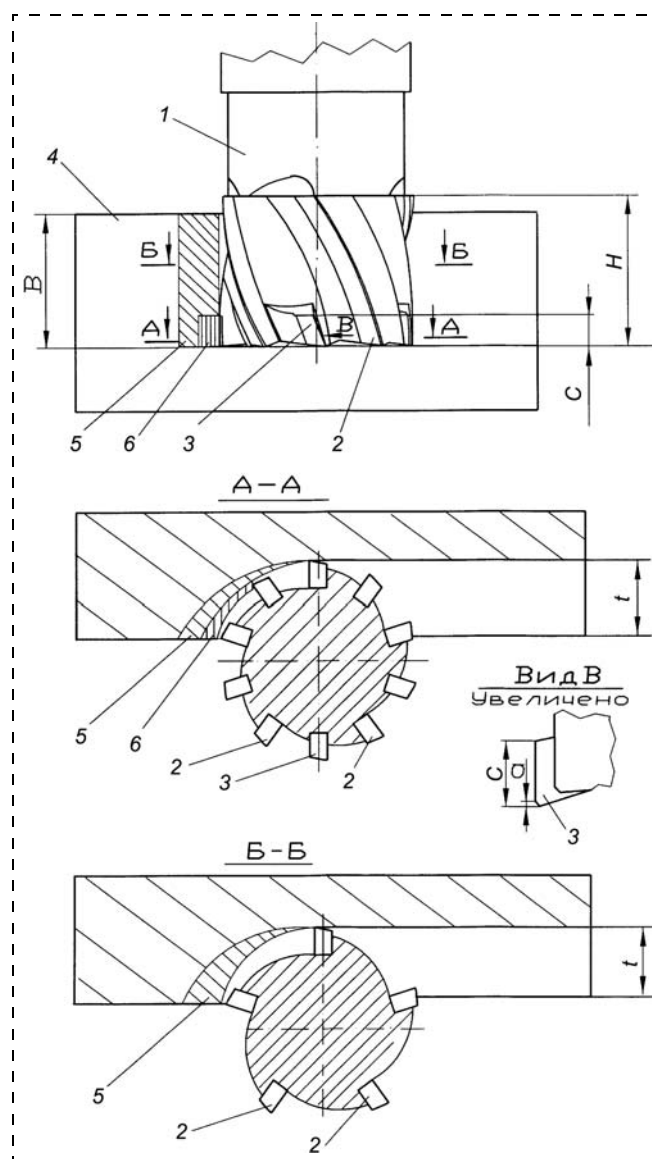
При фрезеровании обычных машиностроительных сталей (сталь 35 твердостью 150...170 НВ, сталь 40Х твердостью 241...285 НВ, ГОСТ 4543—71) температура на режущих лезвиях составляет 300...350 °С, что практически не оказывает влияния на стойкость резцов. При изменении режимов резания может происходить незначительное нарушение равностойкости торцовых и боковых режущих лезвий. В этом случае равностойкость можно восстанавливать изменением упрочняющей фаски при переточке зубьев при их затуплении. Высота специального зуба  $C$  назначается минимальной (2 мм) как резерв при переточке зубьев по торцу [1, 2].

При фрезеровании труднообрабатываемых сталей, например стали 40ХН2МА (ГОСТ 4543—71) твердостью 300...320 НВ, температура резания повышается до 700...750 °С, о чем свидетельствует стружка, которая приобретает синий и темно-синий цвет. В этом случае имеет место неравномерное изнашивание торцовых режущих лезвий стандартных и специальных зубьев из-за разных условий отвода теплоты. Это ведет к понижению стойкости торцовых режущих лезвий стандартных зубьев по сравнению с торцовыми режущими лезвиями специальных зубьев и, следовательно, к нарушению равностойкости и понижению стойкости фрезы в целом [2]. Поэтому является оправданным для получения стабильной равностойкости увеличение высоты  $C$  до необходимого значения. Увеличенная высота  $C$  специального зуба забирает часть работы резания у торцовых режущих лезвий стандартных зубьев, способствуя уменьшению температуры их резания и, следовательно, увеличению их стойкости.

Торцовое режущее лезвие стандартного и специального зубьев состоит из упрочняющей фаски (или радиусной части) с выходом на боковое режущее лезвие (рис. 2).

При проектировании наибольшее общее число зубьев фрезы с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий определяется возможностью конструктивного размещения специальных зубьев в торцовой части фрезы [2]. С увеличением числа зубьев повышается равномерность фрезерования, так как уменьшается разность между максимальным и минимальным окружными усилиями в течение одного оборота фрезы.

В спроектированной фрезе стандартные и специальные зубья чередуются через один зуб. Поверхность между зубьями фрезы должна быть ровной, т. е. впадины и зазоры для пайки пластин



**Рис. 2. Конструктивная схема концевой фрезы с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий:**  
 1 — тело фрезы; 2 — стандартные зубья; 3 — специальные зубья;  
 4 — обрабатываемая деталь; 5 — схема стружки от стандартного зуба;  
 6 — схема стружки от специального зуба;  $H$  — высота стандартного зуба;  $C$  — высота специального зуба;  $B$  — ширина фрезерования;  
 $a$  — размер упрочняющей фаски



специальных зубьев должны быть заполнены паяным швом.

Спроектировать и изготовить концевую фрезу с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий нетрудно и недорого в условиях инструментального цеха практически любого предприятия, но ощутимый экономический эффект может быть получен только при внедрении в серийное производство.

Необходимая высота специального зуба  $C$ , при которой равностойкость при фрезеровании труднообрабатываемых материалов не будет нарушаться, назначается при проектировании фрезы и находится опытным путем или рассчитывается. Расчет с применением компьютерного моделирования предпочтителен, так как в этом случае можно проанализировать большое число комбинаций конструктивных параметров и параметров резания.

В настоящей статье также изложен способ, не допускающий перегрева торцовых режущих лезвий стандартных зубьев, полученный путем анализа температуры зубьев с помощью компьютерного моделирования. Способ базируется на увеличении высоты  $C$  специальных зубьев, т. е. анализируются и сравниваются температуры на режущих лезвиях до получения такой высоты  $C$ , при которой температура торцовых режущих лезвий стандартных и специальных зубьев выравнивается. Температура на зубьях фрез является основным фактором, определяющим изнашивание этих зубьев.

Компьютерное моделирование в целях определения необходимой высоты специального зуба  $C$  выполняется для концевой фрезы с напаянными винтовыми твердосплавными пластинами применительно к режимам резания фрезы: диаметр фрезы  $d = 50$  мм; общее число зубьев  $Z = 10$ ; число стандартных зубьев  $Z_1 = 5$ ; число специальных зубьев  $Z_2 = 5$ ; ширина фрезерования  $B = 60$  мм; угол наклона стружечных канавок  $\omega = 40^\circ$ ; скорость резания  $v = 110$  м/мин; частота вращения фрезы  $n = 700$  мин<sup>-1</sup>; глубина фрезерования  $t = 12,0$  мм; высота стандартного зуба  $H = 58$  мм; размер упрочняющей фаски  $a = 1,0$  мм под углом  $45^\circ$ ; величина подачи  $S = 0,72$  мм/оборот. Обработываемая сталь 40ХН2МА твердостью 255...295 НВ.

Температура, найденная по известным уравнениям теплотехники (Резников А. Н. Теплотехника резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.), на вершинах торцовых режущих лезвий составляет  $750^\circ\text{C}$ , а на боковых режущих лезвиях —  $650^\circ\text{C}$ .

Расчет нестационарных температурных полей на твердотельной модели фрезы выполнялся ме-

тодом конечных элементов по программе Cosmos с модулем Thermal, твердотельная модель — по программе SolidWorks. В данном случае с помощью анализа нестационарных температурных полей не только решается задача определения необходимой высоты  $C$ , при которой равностойкость не будет нарушаться, но и раскрывается механизм неравномерного изнашивания торцовых режущих лезвий стандартных и специальных зубьев при большой температуре резания, т. е. при фрезеровании труднообрабатываемых материалов. При работе с этой программой необходимо временно интервал согласовывать со скоростью изменения температуры, что дает возможность проанализировать не только скорость распространения и изменение величины этой температуры, но и ее характер распространения в теле зуба для мгновенного температурного поля, т. е. для поля в определенный фиксированный момент времени. При этом на вершинах торцовых и боковых режущих лезвий число узлов конечно-элементной сетки увеличено, т. е. сетка имеет локальное сгущение.

При компьютерном моделировании приняты следующие параметры: температура окружающего воздуха  $25^\circ\text{C}$ , коэффициент теплопроводности при передаче теплоты от режущих лезвий в тело фрезы  $\lambda = 60$  Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$ ). Коэффициент конвекции при передаче теплоты от поверхности зубьев в окружающую среду (воздух)  $\alpha_k = 6$  Вт/(м<sup>2</sup> $\cdot^\circ\text{C}$ ).

Контакт зуба фрезы с металлом (стандартного и специального) при снятии стружки серповидной формы происходит за  $0,014$  с. На воздухе зуб фрезы находится  $0,072$  с, но охлаждение этого зуба практически полностью происходит за счет ухода теплоты не в воздух, а в тело фрезы.

Из компьютерного моделирования получаем, что в период между выходом из резания и входом в резание (т. е. за  $0,072$  с) температура на зубьях уменьшается на  $15...17\%$ . Если полностью вывести фрезу из резания, то примерно за  $3$  с зуб фрезы охладится на  $80...90\%$ . Дальнейшее охлаждение происходит медленнее.

Температурное поле нестационарное (т. е. изменяющееся во времени), хотя колебание температуры между входом в резание и выходом из резания небольшое ( $15...17\%$ ); из-за быстрого вращения зубья фрезы не успевают охладиться. Учитывая это, рассматриваем изолинии температур (изотермы) только на выходе из резания, где температура выше.

Температурное поле при выходе режущих лезвий из резания является мгновенным температур-

ным полем, но это поле (как и всякое другое) содержит точки с одинаковой температурой, геометрическое место которых представляет собой изотермы (изолинии). Изотермы базируются на эпюрах термических напряжений и являются границами этих эпюр с определенным диапазоном температур.

Совокупность изотерм характеризует мгновенное температурное поле на выходе из резания, представленное на рис. 3—6. Это поле раскрывает механизм неравномерного изнашивания торцовых режущих лезвий стандартных и специальных зубьев при большой температуре резания, т. е. при фрезеровании труднообрабатываемых материалов.

На рис. 3 и 4 представлено мгновенное температурное поле при  $C = 2$  мм. На рис. 3 видно, что тепловые потоки (которые представляют собой теплоту, переносимую в сторону уменьшения температуры), идущие от боковых и торцовых режущих лезвий стандартных зубьев, смешиваются, оказывая влияние друг на друга, и уходят в массивную деталь (в тело фрезы, хвостовик которой

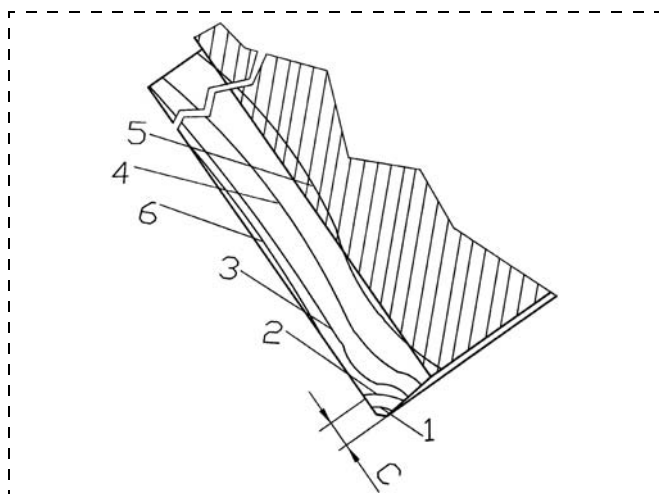


Рис. 3. Температурное поле, представленное в виде изотерм, при  $C = 2$  мм для стандартного зуба (зубья развернуты по винтовой линии и представляют собой плоскость):  
1 — 750 °C; 2 — 700 °C; 3 — 560 °C; 4 — 200 °C; 5 — 40 °C; 6 — 650 °C

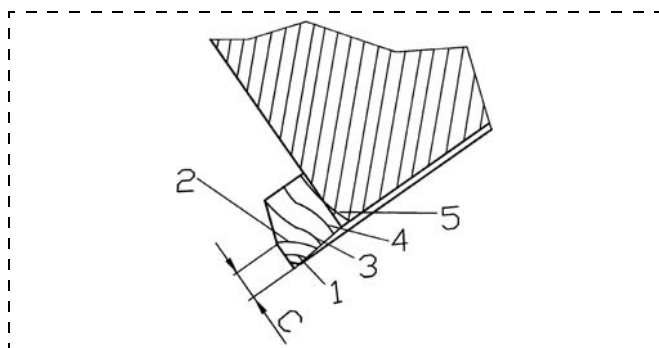


Рис. 4. Температурное поле, представленное в виде изотерм, при  $C = 2$  мм для специального зуба:  
1 — 750 °C; 2 — 500 °C; 3 — 200 °C; 4 — 80 °C; 5 — 30 °C

соединен со шпинделем цанговым или конусным зажимом). Это влияние реализуется в том, что тепловые потоки от режущих лезвий стандартных зубьев блокируют прохождение в тело фрезы тепловых потоков, идущих от торцовых режущих лезвий этих же (стандартных) зубьев. В результате этого торцовые режущие лезвия стандартных зубьев разогреваются и теряют стойкость. В то же время на рис. 4 видно, что тепловые потоки, идущие от режущих лезвий специальных зубьев, беспрепятственно уходят в тело фрезы.

На рис. 3 тепловой поток, порождаемый температурой 700 °C (изотерма 2), по пути к телу фрезы (массивной детали) встречается с тепловым потоком, порождаемым температурой 560 °C (изотерма 3), что затрудняет (блокирует) его движение. Тепловой поток, порождаемый температурой 560 °C (изотерма 3), подпитывается температурой 650 °C от бокового режущего лезвия (изотерма 6). Температура при удалении от торцовой части фрезы убывает: 750 °C (изотерма 1), 700 °C (изотерма 2) и 560 °C (изотерма 3).

На рис. 4 тепловые потоки, порождаемые температурами 750 °C (изотерма 1), 500 °C (изотерма 2) и 200 °C (изотерма 3), имеют локальный характер и беспрепятственно уходят в тело фрезы (массивную деталь). Температура при удалении от торцовой части фрезы убывает: 750 °C (изотерма 1), 500 °C (изотерма 2) и 200 °C (изотерма 3). Это убывание происходит значительно быстрее, чем для стандартного зуба.

На рис. 5 и 6 представлены мгновенные температурные поля при  $C = 6,0$  мм соответственно для стандартного и специального зубьев. На рис. 5 с тепловыми потоками происходят аналогичные явления, как и показанные на рис. 3, но температуры меньше, так как стандартные зубья отдали часть работы резания специальным зубьям с увеличенной высотой  $C = 6,0$  мм. Температура при удалении от торцовой части фрезы убывает: 750 °C (изотерма 1), 600 °C (изотерма 2) и 350 °C (изотерма 3).

С тепловыми потоками в специальных зубьях (см. рис. 6) происходят явления, аналогичные представленным на рис. 4, но температуры выше, так как специальные зубья с увеличенной высотой  $C = 6,0$  мм взяли на себя часть работы резания у стандартных зубьев. Температура при удалении от торцовой части фрезы убывает: 750 °C (изотерма 1), 600 °C (изотерма 2) и 300 °C (изотерма 3).

На рис. 5 и 6 видно, что температуры торцовых режущих лезвий на стандартных и специальных зубьях примерно равны, и ожидаемое изнашива-

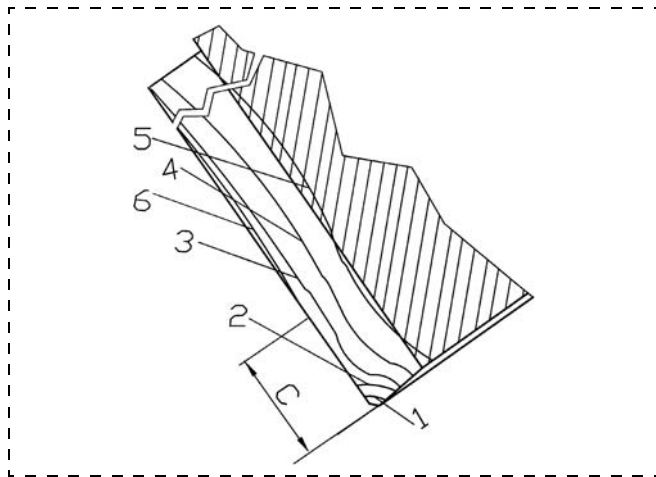


Рис. 5. Температурное поле, представленное в виде изотерм, при  $C = 6$  мм для стандартного зуба:

1 — 750 °C; 2 — 600 °C; 3 — 350 °C; 4 — 200 °C; 5 — 40 °C; 6 — 650 °C

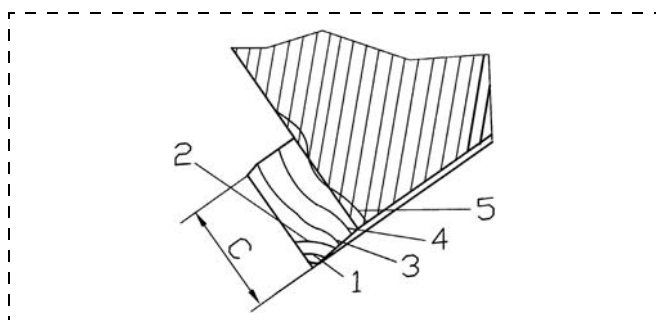


Рис. 6. Температурное поле, представленное в виде изотерм, при  $C = 6$  мм для специального зуба:

1 — 750 °C; 2 — 600 °C; 3 — 300 °C; 4 — 120 °C; 5 — 35 °C

#### Зависимость высоты $C$ от диаметра фрезы $d$

Диаметр фрезы $d$ , мм	Высота специального зуба $C$ , мм	Общее число зубьев фрезы $Z$ ( $Z_1 = Z_2 = 0,5Z$ )	Шаг по дуге окружности диаметра $d$ $t = \pi d/Z$ , мм
50	6,0	6 10	26,18 15,4
40	5,0	6 8	20,94 15,7
32	4,5	4 6	25,13 16,75

ние будет одинаковое, так как температура на зубьях фрез является основным фактором, определяющим изнашивание этих зубьев.

При  $C = 6,0$  мм, как показывает компьютерное моделирование, равностойкость режущих лезвий не нарушается. Это также соответствует при фрезеровании замерам фаски изнашивания по задней поверхности зубьев фрезы и интенсивности развития этой фаски. В этом случае при фрезеровании соблюдается условие отсутствия заштыбовки стружки.

Зависимость высоты  $C$  от диаметра фрезы  $d$ , при которой условие отсутствия заштыбовки стружки будет соблюдаться и равностойкость режущих лезвий фрезы не будет нарушаться при фрезеровании труднообрабатываемых сталей, представлена в таблице.

В таблице для каждого диаметра  $d$  первая строка соответствует концевой фрезе с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий, спроектированной на базе стандартной фрезы, ГОСТ 20538—75; вторая — увеличенным числом зубьев [2], при которых возможно конструктивное размещение специальных зубьев в торцовой части фрезы.

Высота зубьев фрез и ширина фрезерования соответствуют увеличенным высотам зубьев (имеются фрезы с обычными по высотам зубьями), ГОСТ 20538—75.

Дальнейшее увеличение высоты специальных зубьев  $C$  (например, в целях увеличения равномерности фрезерования) возможно только в технологически обоснованных случаях с учетом отсутствия заштыбовки стружки в торцовой части фрезы, которое может определяться опытным путем с учетом конкретных условий производства и зависит от режимов фрезерования, материала и вида стружки.

#### Выводы

1. Одним из путей увеличения несущей способности звезд движителей является применение более прочных материалов. Но эти материалы труднообрабатываемы и нарушают равностойкость режущих лезвий концевой фрезы, уменьшая стойкость в целом самой фрезы.

2. Для обеспечения равностойкости всех режущих лезвий фрезы при фрезеровании труднообрабатываемых сталей целесообразно на этапе проектирования увеличивать высоту специального зуба  $C$ , но она должна быть минимальной, обеспечивая равностойкость с учетом отсутствия заштыбовки стружки.

#### Список литературы

1. Южин В. И., Черкашин В. П., Дворянинов Д. С. Проектирование движителей механизмов подач с учетом технологии изготовления их зубчатых колес // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 11. С. 12—16.
2. Черкашин В. П., Дворянинов Д. С. Концевая фреза с равной стойкостью боковых и торцовых режущих лезвий для обработки звезд движителей механизмов подач // Сборник науч. тр. семинара "Современные технологии в горном машиностроении". М.: МГГУ, 2011. С. 199—211.

**В. И. Болобов**, д-р техн. наук, проф., **В. С. Бочков**, асп., **Сюй Цинянь**, магистр, НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: Boloboff@mail.ru, vovabochkov@mail.ru, xuyingyan123@126.com

## Износостойкость стали Гадфильда при больших удельных нагрузках<sup>НГ\*</sup>

*Рассмотрено влияние больших удельных нагрузок на износостойкость стали Гадфильда при ее работе по горным породам различной твердости. Представлены результаты экспериментального исследования по истиранию образца из стали Гадфильда об электрокорунд при различных нагрузках и построена зависимость скорости износа от нагрузки. Изложены соображения о целесообразности использования стали Гадфильда при тех или иных видах изнашивания, характерных для горного и горно-обогатительного оборудования.*

**Ключевые слова:** сталь Гадфильда, наклеп, износ, износостойкость.

V. I. Bolobov, V. S. Bochkov, Xu Qinyan

## The Influence of High Specific Loads to Wear Resistance of Hadfield Steel

*The influence of high specific loads on the wear resistance of Hadfield steel during its work on the rocks of different hardness. Presents experimental results on research on abrasion resistance the sample of Hadfield's steel of electrocorundum with different loads and a plot of wear rate of the load. Told about feasibility of using Hadfield steel under various types of wear typical for mining equipment.*

**Keywords:** Hadfield steel, work hardening, wear, wears resistance.

Благодаря своей уникальной способности к наклепу в процессе работы (рис. 1 [1]) сталь Гадфильда (110Г13Л) широко используется как износостойкий материал для изготовления элементов горно-добывающего и горно-обогатительного оборудования, работающих в контакте с породой при значительных напряжениях и динамических нагрузках [1–3]: зубьев ковшей экскаваторов, футеровок шаровых мельниц, бил и щек дробилок и пр. При этом решение об использовании этой достаточно дорогостоящей стали принимается, как правило, без учета характера добываемой горной породы и вида изнашивания, которому подвергается в условиях работы данный элемент.

Между тем известно, что долговечность тех же зубьев ковшей экскаваторов из стали Гадфильда весьма существенно зависит от ряда факторов, в том числе от крупности фрагментов загружаемой породы, и может меняться от нескольких месяцев или лет при работе по взорванному граниту со

средним размером кусков в несколько дециметров до нескольких недель при работе по песку, у которого размер фрагментов на порядок или более меньше. Такой маленький срок работы зубьев в последнем случае находится в соответствии с результатами эрозионных испытаний, в которых, в ча-

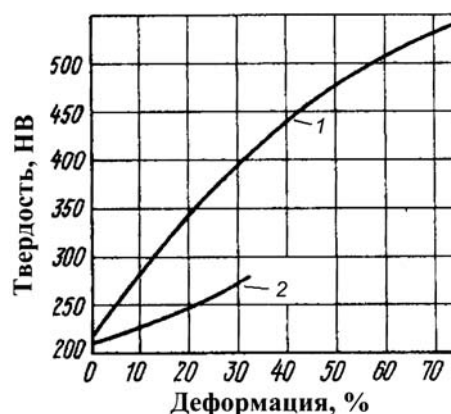


Рис. 1. Влияние степени деформации на твердость стали 110Г13Л (1) по сравнению со сталью 40 (2)

\*Символом НГ отмечены статьи с "Недели горняка".

стности [4], установлено, что в условиях чисто эрозивного износа по твердым породам при невысоких нагрузках ( $P = 3$  Н, диаметр образца  $D = 2$  мм, условное напряжение  $\sigma = 0,96$  МПа) износостойкость стали Гадфильда весьма невелика и не отличается от износостойкости других сталей с подобной исходной твердостью. Вместе с тем показано [5], что если при малых нагрузках (0,5 Н) сопротивление царапанию стали Гадфильда от наличия предварительного наклепа практически не зависит, то при больших (70 Н) — возрастает с увеличением наклепа. В этой связи существенно более длительный срок службы зубьев при работе по граниту можно, казалось бы, объяснить более высокими удельными нагрузками, действующими на материал зубьев в немногочисленных местах контакта с кусками гранита, приводящими к локальному наклепу стали в процессе абразивного износа с повышением ее износостойкости. Целью настоящей работы являлось изучение процесса абразивного износа стали Гадфильда при нагрузках, заведомо больших, чем в [4, 5], с определением их возможной граничной величины  $P^*$ , выше которой сталь приобретает высокую износостойкость.

### Методика и результаты эксперимента

В качестве метода испытаний была выбрана модернизированная авторами [6] методика Л. И. Барона—А. В. Кузнецова [7] по абразивному изнашиванию цилиндрических полых образцов ( $D = 8$  мм, диаметр отверстия  $d = 4$  мм). В качестве абразивного материала использовали электрокорунд марки 25А, как материал по твердости ( $\sim 2000$  HV) и абразивности (VII класс по Л. И. Барону и А. В. Кузнецову) сопоставимый с гранитом. Образцы изготавливали из стали Гадфильда после закалки температурой  $1100$  °С в воде (190 HV). Для предотвращения разогрева и возможного изменения в структуре стали в процессе испытаний зону контакта образца с абразивом непрерывно смачивали водой. Схема испытаний представлена на рис. 2.

Испытания проводили при возрастающих нагрузках на образец:  $P = 300, 500, 690, 800, 900, 1000, 1100$  Н (эксперименты при более высоких нагрузках приводили к нарушению нормальной работы электродвигателя установки). При каждой нагрузке образец подвергали серии из 3...5 циклов по 5...30 с воздействия абразивной среды. После каждого цикла определяли величину  $\Delta m$  — потерю массы металла, отнесенную к площади контакта

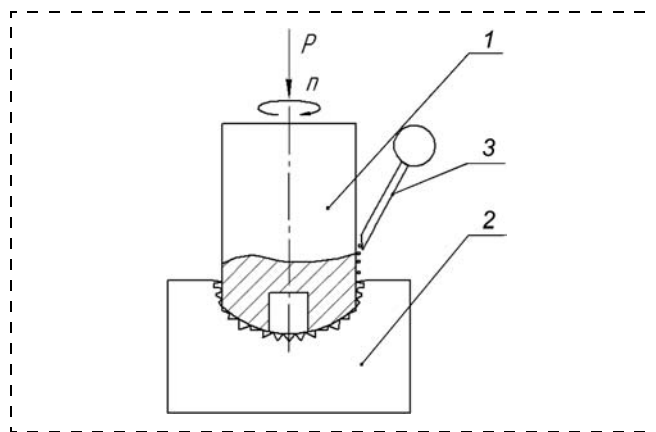


Рис. 2. Схема испытаний:

1 — вращающийся образец из стали Гадфильда; 2 — неподвижное основание (электрокорунд); 3 — устройство подачи охлаждающей жидкости;  $P$  — нагрузка на образец;  $n$  — частота вращения образца,  $n = 685$  мин<sup>-1</sup>

образца и абразива ( $S = 50,2$  мм<sup>2</sup>). В предположении о существовании линейной зависимости между величиной износа и временем воздействия полученные значения  $\Delta m$  относили к продолжительности соответствующего цикла с получением скорости износа  $K$  при той или иной нагрузке. После аппроксимации экспериментальных точек зависимости  $K = f(P)$  прямой линией (рис. 3) получили уравнение вида

$$K = (5,7 \pm 0,3) \cdot 10^{-3} P, \text{ мг}/(\text{мм}^2 \cdot \text{мин}).$$

### Обсуждение результатов

Как видно на графике (рис. 3), с увеличением нагрузки, действующей на образец, износ стали Гадфильда во всем интервале нагрузок возрастает. На кривой  $K = f(P)$  не обнаруживается какого-либо граничного значения  $P^*$ , выше которого наблюдается уменьшение скорости изнашивания,

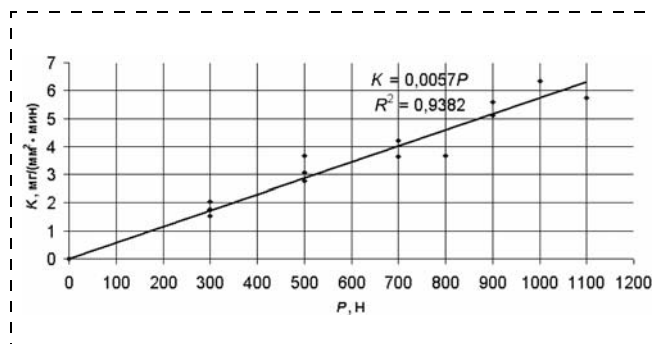


Рис. 3. Зависимость скорости изнашивания  $K$  стали Гадфильда от нагрузки  $P$ , действующей на образец

свидетельствующего об увеличении износостойкости стали Гадфильда. При этом необходимо отметить, что, хотя удельные нагрузки на образец в настоящих экспериментах номинально были невелики (отношение  $P_k S$  от 3,3 до 8,8 МПа), в действительности, как можно заключить из факта имеющего места царапания металла абразивом, из-за малой площади контакта металла с вершинами зерен абразива они превышали истинное разрушающее напряжение  $S_k$  стали (880 МПа). Таким образом, установлено, что при нагрузках, максимально достижимых в условиях эксперимента (до 1000 Н), и вызываемых ими напряжениях, превышающих истинное сопротивление разрыву материала, высокую износостойкость в условиях абразивного изнашивания сталь Гадфильда не демонстрирует.

С учетом полученных результатов можно сделать следующие выводы о целесообразности использования стали Гадфильда в тех или иных условиях.

Если твердость абразивного материала выше твердости стали, то изнашивающийся элемент целесообразно изготавливать из стали Гадфильда только в случае, если он работает в условиях ударно-абразивного износа. При этом виде воздействия сталь в местах удара абразива подвергается локальной пластической деформации с наклепом, способность к которому у стали Гадфильда, как указывалось выше, значительно больше, чем у обычных сталей с такой же исходной твердостью. Поскольку уменьшение массы элемента при этом виде изнашивания определяется усталостью металла от значительных пластических деформаций на поверхности элемента, повышение способности сопротивляться этим деформациям в результате наклепа должно приводить к уменьшению изнашивания.

В этой связи можно предположить, что при работе зубьев по крупнокусковому граниту основное воздействие на металл осуществляется ударом при перекачивании кусков породы и в значительно меньшей степени за счет царапания металла кусками при трении. По этой причине срок службы зубьев из стали Гадфильда в таких условиях эксплуатации значителен.

В случае же чисто абразивного изнашивания, имеющего место при работе зубьев по песку, сталь Гадфильда каких-либо преимуществ по сравнению с другими сталями близкой твердости не имеет, так как наклеп этой стали, как и других металлических материалов, если он и имеет место

при царапании, способность материала сопротивляться царапанию не повышает.

В ситуации, когда твердость породы меньше твердости стали, например при работе зубьев по известняку (135 HV), применять сталь Гадфильда при всех видах изнашивания целесообразно. Поскольку мягкие частицы породы не способны царапать поверхность более твердой стали, изнашивание носит не абразивный, а усталостный характер в результате многократной упругой деформации поверхностных слоев металла. В этих условиях поверхностное упрочнение (наклеп) перед эксплуатацией является эффективным способом повышения усталостной прочности деталей и их стойкости к усталостному изнашиванию [8].

### Выводы

1. При изучении влияния больших удельных нагрузок на величину абразивного изнашивания стали Гадфильда не обнаружено граничной величины нагрузки, выше которой сталь приобретает высокую износостойкость.

2. Сталь Гадфильда в качестве материала элементов оборудования, работающих в условиях трения, целесообразно применять по мягким породам как при ударно-абразивном, так и абразивном видах изнашивания, а по твердым — только в условиях ударно-абразивного изнашивания элементов.

### Список литературы

1. Гуляев А. П. *Металловедение*. М.: Металлургия, 1986. 544 с.
2. *Марганцовистая сталь* / пер. с англ. Б. А. Белоуса; под ред. М. Е. Блантера. М.: Металлургиздат, 1959. 94 с.
3. Давыдов Н. Г. *Высокомарганцевая сталь*. М.: Металлургия, 1979. 176 с.
4. Хрущов М. М. Закономерности абразивного изнашивания. В кн.: *Износостойкость*. М.: Наука, 1975. 192 с.
5. Савицкий К. В., Кудрявцева Л. А. Влияние различных факторов на твердость по методу царапания // *Заводская лаборатория*. Т. XXIII. В. 9. М.: Металлургиздат, 1957. С. 1104—1108.
6. Бочков В. С., Болобов В. И. О возможности повышения износостойкости стали Гадфильда наклепом в условиях работы футеровок шаровых мельниц // *Современные проблемы машиностроения*. Тр. VI Междунар. науч.-техн. конф. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. С. 42—46.
7. Барон Л. И., Кузнецов А. В. *Абразивность горных пород при добычании*. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 213 с.
8. Ткачев В. Н., Фиштейн Б. М., Власенко В. Д., Уланов В. А. *Методы повышения долговечности деталей машин*. М.: Машиностроение, 1971. 272 с.

## Анализ влияния погрешностей профиля зуба на нагрузочную способность цилиндрических зубчатых колес

Приведены результаты измерений цилиндрических зубчатых колес на зубоизмерительной машине Mahr GMX. Проанализированы причины возникновения погрешностей при зубонарезании. Исследовано напряженное состояние зубчатых колес, изготовленных с погрешностью профиля зуба. Показано, что обработка зубьев с погрешностью профиля снижает нагрузочную способность зубчатых колес.

**Ключевые слова:** зубчатые колеса, качество, метод конечных элементов, нагрузочная способность.

V. V. Gorlov, N. V. Surina

## Analysis of the Effect of Errors of the Tooth Profile on the Load Carrying Capacity of Cylindrical Gears

Contain the results of measurements cylindrical gears on Mahr GMX machine. Analyzed reasons of errors in process of tooth cutting. Researched the intense conditions of the cylindrical gears made with a margin error of a profile of tooth. Showed that production of cylindrical gears with a margin error of a profile of tooth bring down their load carrying capability.

**Keywords:** gears, quality, a method of final elements, load ability.

Погрешности изготовления зубчатых колес горных машин приводят к повышению динамических нагрузок, вибрации, шуму в редукторах и преждевременному выходу механизмов из строя. Надежность зубчатых колес закладывается на стадии их нарезания. Возможная погрешность изготовления на этом этапе усугубляется в процессе последующей высокотемпературной химико-термической обработки [1], поэтому качеству и точности нарезания зубчатых колес необходимо уделять особое внимание.

ГОСТ 1643—81 насчитывает более 20 параметров точности зубчатых передач, разделенных на четыре нормы точности: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора. Как показывает практика, на стадии механообработки основной проблемой для отечественного производителя, как правило, является получение профиля зуба, соответствующего заявленной степени точности. Погрешность профиля зуба относится к нормам плавности работы [2].

Согласно ГОСТ 1643—81 погрешность профиля зуба  $f_{fr}$  — расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми

профилями зуба, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба зубчатого колеса. Погрешность профиля измеряют с помощью эвольвентомеров или измерительных центров.

Теоретически точный эвольвентный профиль зубьев 1 (рис. 1), записанный измерительным прибором в увеличенном масштабе, представляет собой прямую линию. Как правило, эвольвентный профиль имеет отклонения от теоретической точной формы в "+" или "-", и его форма изображается в виде кривой 2.

Многие производители цилиндрических зубчатых колес для более точной оценки погрешно-

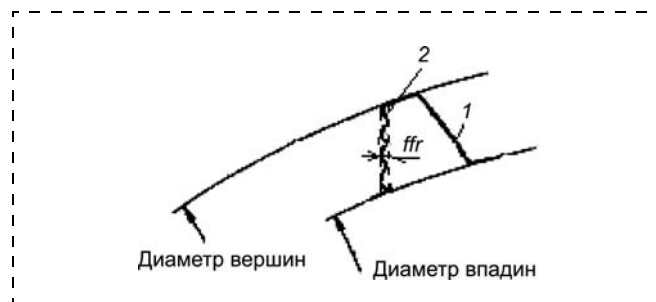


Рис. 1. Погрешность профиля зуба

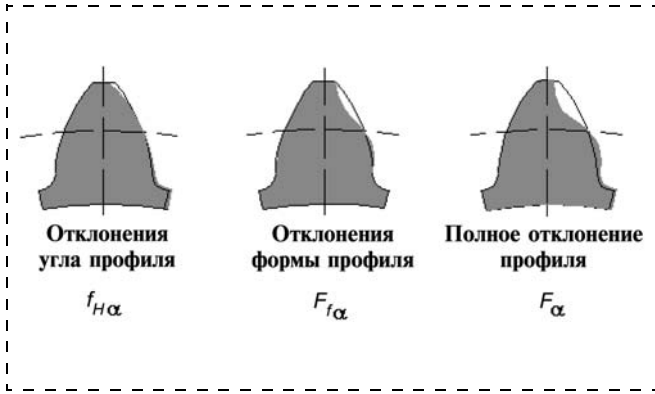


Рис. 2. Три составляющие оценки профиля зуба

сти профиля  $f_{fr}$ , рассматривают ее состоящей из погрешности формы профиля  $f_{f\alpha}$  и угла профиля  $f_{H\alpha}$ .

Наряду с числовыми значениями погрешностей профиля зубьев очень важна также аналитическая оценка графически записанной формы профиля: длины активной линии профиля и его угла, наличия необходимых модификаций, волнистости и т. д. На сегодняшний день существует ряд специализированных высокоточных зубоизмерительных машин с числовым программным управлением, способных дать комплексную оценку качества цилиндрических зубчатых колес по всем

четырем нормам точности в графическом виде.

Для оценки погрешностей профиля зубьев цилиндрических зубчатых колес был проведен ряд замеров на зубоизмерительной машине Mahr GMX 400 (Германия). Результаты оценки представляются в виде протоколов. Идеальный профиль зуба на таких протоколах выглядит как вертикальная прямая линия. Зубоизмерительные центры Mahr оценивают профиль зуба по трем составляющим (рис. 2):

отклонения угла профиля  $f_{H\alpha}$  (согласно DIN 3962-1) [3, 4] — это отклонения угла профиля, не зависящие от отклонений формы профиля;

отклонения формы профиля  $F_{f\alpha}$  (согласно DIN 3962-1) [3, 4] — это отклонения формы профиля, не зависящие от отклонений угла профиля;

полное отклонение профиля  $F_{\alpha}$  (согласно DIN 3962) представляет собой взаимное наложение отклонений угла и формы профиля.

В результате измерений проводится анализ в целях выявления причин погрешностей зубонарезания.

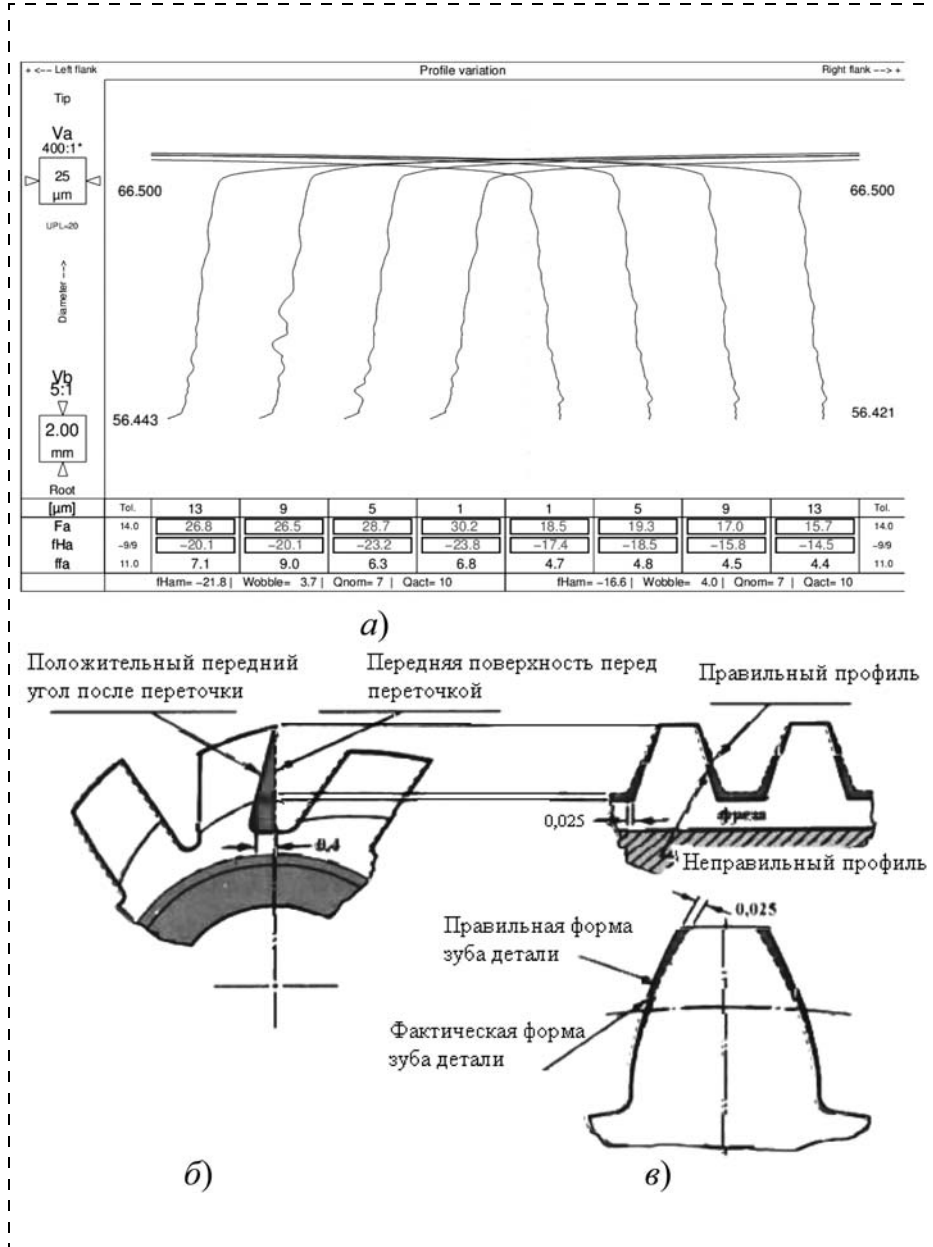


Рис. 3. Утончение головки зуба вследствие неправильной заточки фрезы: а — фрагмент протокола измерения; б — профиль заточки фрезы; в — профиль зуба — утончение головки



Неправильная заточка зубообрабатывающего инструмента (например, червячной фрезы) может привести к утончению или увеличению головки зуба нарезаемого зубчатого колеса. На фрезе при переточке образуется положительный (отрицательный) передний угол. В результате зуб фрезы увеличивается (уменьшается) к наружному диаметру, соответственно уменьшая (увеличивая) зуб детали [5].

На рис. 3 показан фрагмент протокола, на котором профиль зуба имеет явное утончение головки. Кроме того, такая погрешность может быть обусловлена неправильной установкой угла поворота фрезерного станка и применением червячной фрезы общего неудовлетворительного качества.

Основной причиной наклонной формы профиля зуба (рис. 4) является неправильная заточка фрезы. На рисунке видно, что фреза переточена с погрешностью шага винтовой канавки, что приводит одновременно к наклону профиля и изменению размера при перемещении фрезы.

В случае если на протоколах измерения профиля зуба наблюдается равномерная волна (рис. 5), можно говорить о следующих причинах возникновения такой погрешности:

- 1) биение фрезы на оправке, что может быть вызвано плохой фрезой, поврежденной оправкой и загрязнением оправки при монтаже;
- 2) неправильная заточка фрезы. Фреза была переточена с радиальным биением из-за установки с перекосом на оправку или оправки на станок;
- 3) слабое закрепление или изношенная оправка в противополоуре станка;
- 4) слишком большой люфт шпинделя фрезы фрезерного станка;

5) слишком большой люфт стола фрезерного станка.

Последние три причины могут показать на протоколе измерения неравномерную волну (рис. 6). Помимо указанных причин, такое отклонение может возникнуть из-за общего плохого состояния фрезерного станка, ошибок шага заходов многозаходной фрезы, погрешностей ходового винта или подшипников ходового винта станка [5].

Графическое представление погрешностей профиля, получаемое на зубоизмерительных

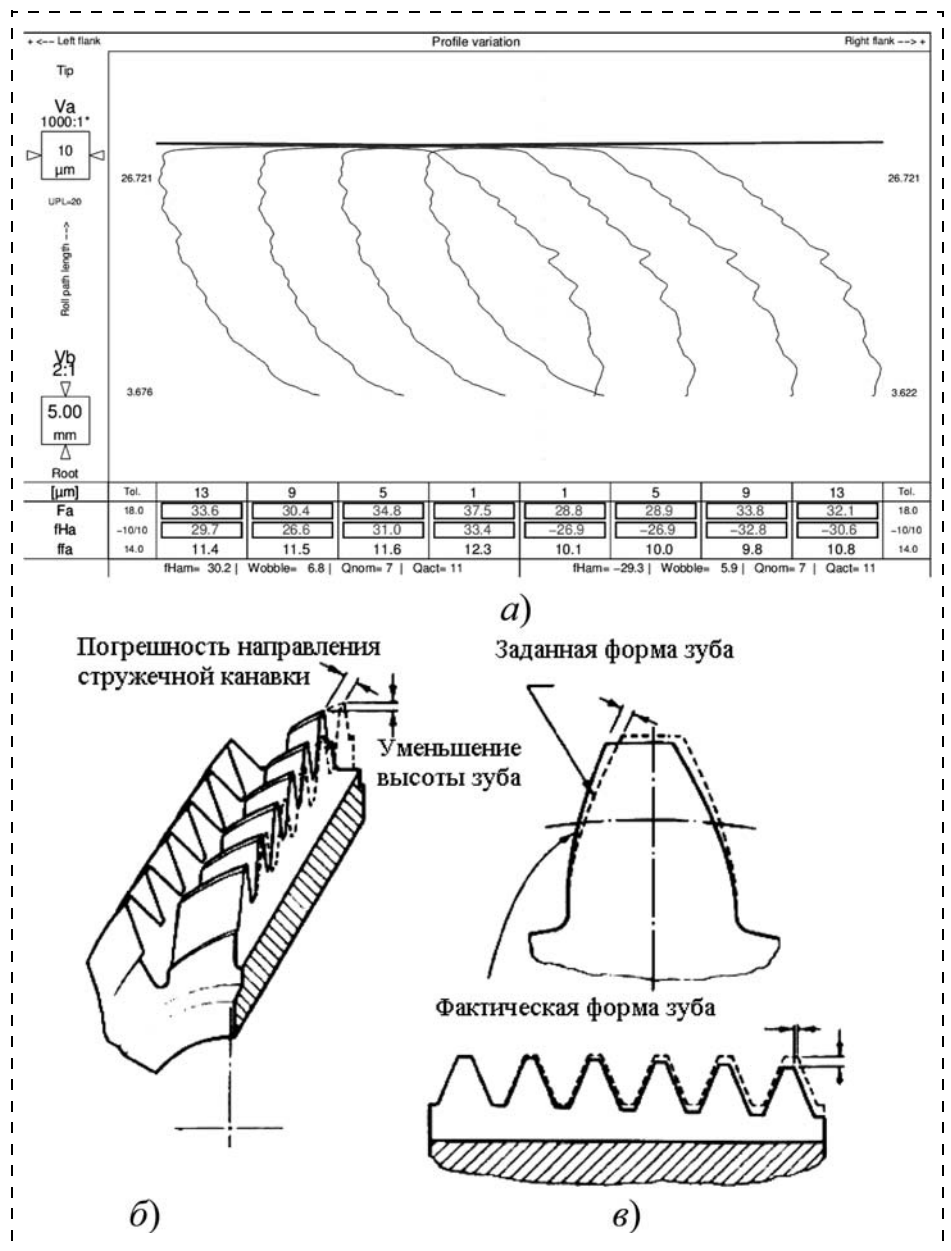


Рис. 4. Влияние заточки фрезы на форму профиля зуба: а — фрагмент протокола измерения; б — профиль заточки фрезы; в — профиль зуба — наклонный зуб

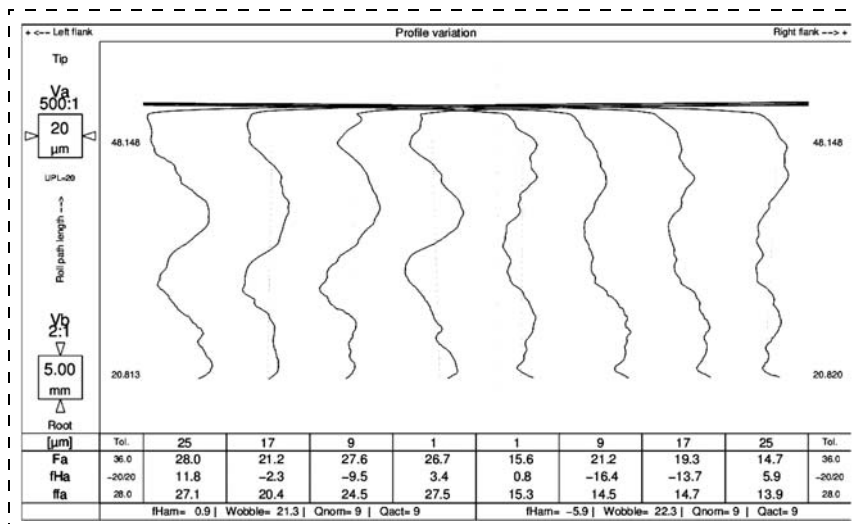


Рис. 5. Фрагмент протокола измерения профиля зуба — равномерная волна

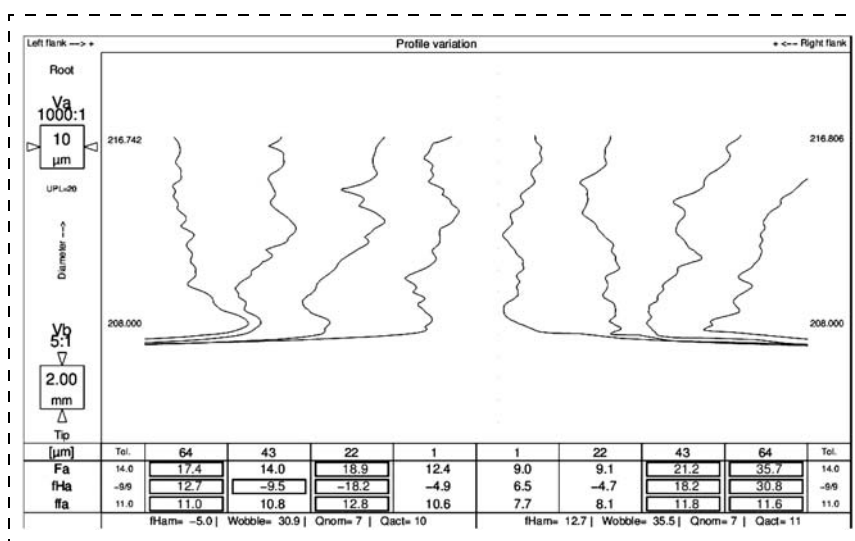


Рис. 6. Фрагмент протокола измерения профиля зуба — неравномерная волна

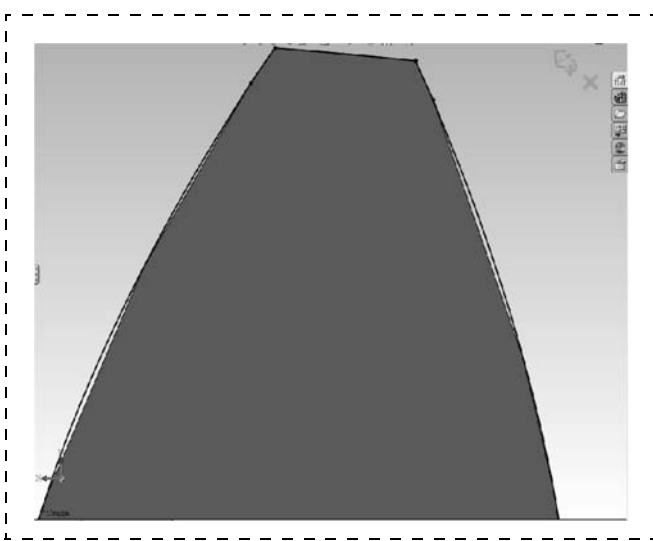


Рис. 7. Реальный профиль зуба шестерни, вписанный в идеальный эвольвентный профиль

центрах Mahr, позволяет не только оценить качество зубчатого колеса и выявить возможные причины образования погрешностей изготовления, но и прогнозировать влияние погрешностей на ресурс зубчатой пары.

Располагая данными о действительном профиле зуба, можно построить трехмерную твердотельную модель цилиндрической шестерни с реальной формой зуба. За основу была взята шестерня главного редуктора очистного комбайна K500. Моделировалась среднестатистическая (исходя из исследований зубчатых колес, проведенных на центрах Mahr), погрешность профиля правой стороны зуба на данной детали, составившая 89,9 мкм, и левой стороны зуба — 48,8 мкм.

В программном пакете SolidWorks с помощью модуля GearTrax были построены две модели шестерни. Затем одна из моделей подверглась модификации профиля зубьев в соответствии с типовыми погрешностями, полученными при измерениях на зубоизмерительной машине. Эскиз реального профиля зуба шестерни, вписанного в идеальный эвольвентный профиль, представлен на рис. 7.

После выбора соответствующего материала деталей, а также симуляции цементирования слоя на венцах шестерен к проекциям теоретических пятен контактов на поверхности зубьев была приложена номинальная (исходя из расчета редуктора комбайна) окружная сила 46 764 Н.

На основании этих входных данных, с применением метода конечных элементов были построены эпюры напряжений (рис. 8\*), перемещений (рис. 9) и деформаций (рис. 10) зубьев с искаженным и номинальным профилями. Была предпринята попытка сравнительного анализа изгибных напряжений зубьев с номинальным и искаженным профилями.

Сравнительный анализ эпюр напряжений зубьев с искаженным и номинальным профилями

\* Рис. 8—10 см. на 2-й стр. обложки.

выявил большее (на 13 %) напряжение на зубьях с искаженным профилем. Кроме того, эпюры указывают на менее равномерное распределение напряжений на зубе с искаженным профилем. На обоих зубьях максимальное напряжение предсказуемо возникает в ножке зуба со стороны, противоположной области приложения силы.

Эпюра напряжений искаженного зуба менее равномерна (см. рис. 8). Так, на эпюрах хорошо заметно, что напряжения на искаженном профиле возникают и на вершине зуба, в то время как вершина зуба с номинальным эвольвентным профилем практически не напряжена.

Аналогичную картину можно наблюдать и на эпюрах перемещений (см. рис. 9). Значение перемещений под нагрузкой зуба с искаженным профилем больше на 17 %, а распределение перемещений менее равномерно. Наибольшие перемещения расположены у головки зубьев.

Эпюры деформаций (см. рис. 10) имеют схожий с эпюрами напряжений характер. Максимальные деформации приходятся на ножку зуба с фланга зуба, противоположной зоне приложения силы. Как и на рассмотренных эпюрах, наблюдается большая неравномерность на зубе с искаженным профилем. Большее значение деформаций имеет зуб с искаженным профилем. Разница в деформациях на зубьях с искаженным и номинальным профилями составила около 18 %.

Расчет показал, что запас прочности зубьев с искаженным профилем на 18 % меньше, чем на зубьях с номинальным профилем.

Таким образом, исследование показало, что обработка зубьев с погрешностью профиля ~90 мкм снижает нагрузочную способность зубчатого колеса на 18 %. При комбинации погрешностей профиля с другими погрешностями, такими как погрешности направления зуба, окружной шаг и радиальное биение, это значение теоретически может существенно возрасти. Во избежание падения ресурса зубчатых колес необходимо уделять особое внимание процессу обработки зубчатого венца — чистовому зубонарезанию. Погрешности процесса зубонарезания влекут за собой накопление погрешности в процессе последующей обработки зубчатых колес.

#### Список литературы

1. **Калашников А. С.** Технология изготовления зубчатых колес. М.: Машиностроение, 2004.
2. **ГОСТ 1643—81.** Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. 44 с.
3. **DIN 3961.** Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Bases. Deutsches Institut Fur Normung E.V. (German National Standard).
4. **DIN 3962-1** Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Deviations of Individual Parameters. Deutsches Institut Fur Normung E. V. (German National Standard).
5. **Калашников С. Н., Калашников А. С., Коган Г. И.** Производство зубчатых колес: Справочник / под ред. Тайца Б. А. М.: Машиностроение, 1990.

## Информация

Для работы на разрезе "Нерюнгринский" ОАО ХК "Якутуголь" приобретена смесительно-зарядная машина МЗ-ЗБ-15-КМ-01.

Новая машина производства ОАО "НИПИГОРМАШ" (г. Екатеринбург) предназначена для транспортировки простейших компонентов взрывчатых веществ (таких как аммиачная селитра и нефтепродукт) на заряжаемые блоки и приготовления гранулитов в процессе заряжения. Грузоподъемность машины составляет 15 т.

Смесительно-зарядная машина МЗ-ЗБ-15-КМ-01, выполненная на базе современного автомобиля КАМАЗ-6520, отвечает всем требованиям безопасности перевозок опасных грузов. На ней применена автоматизированная система управления на основе электрогидропривода с активной обратной связью, которая позволит обеспечить высокую точность дозировки и процентного соотношения компонентов при изготовлении взрывчатых веществ.

Также к преимуществам смесительно-зарядной машины МЗ-ЗБ-15-КМ-01 относится наличие краново-манипуляторной установки, используемой для загрузки аммиачной селитры в бункер машины.

Пресс-служба ОАО ХК "Якутуголь"  
<http://www.miningexpo.ru/news/21856>

УДК 621.879:622.271.4

**В. Ю. Сергеев**, канд. техн. наук, ген. директор, ЗАО "Тяжмашсервис", г. Красноярск

E-mail: tms\_kras@mail.ru

# Зависимость технической готовности однокоровых экскаваторов и затрат на их техническое обслуживание от выбора тактики проведения планово-предупредительных ремонтов<sup>НГ\*</sup>

---

*Определены три тактики проведения планово-предупредительных ремонтов, используемых на горных предприятиях, прямо зависящих от принятой ими интенсивности эксплуатационной нагрузки экскаваторов, проведена оценка технической готовности экскаваторов и затрат на их обслуживание и ремонт.*

**Ключевые слова:** однокоровый экскаватор, техническая готовность, техническое обслуживание, аварийный и планово-предупредительный ремонты.

V. Yu. Sergeev

## Power Shovels Technical Availability and Cost of Their Technical Maintenance Dependence from the Tactic of Routine Repair Selection

---

*Determined three tactics of power shovels routine repair used at mines dependant from intensification of their working load, carried out estimation of power shovels technical availability and costs of their maintenance and repair.*

**Keywords:** power shovel, technical availability, preventive maintenance, routine repair, emergency repair.

Основу парка большинства угле- и горно-добывающих предприятий Сибирского и Дальневосточного федеральных округов составляют однокоровые экскаваторы производства 1980—1990-х гг. Уровень технического состояния этих экскаваторов соответствует годам их выпуска — отмечается моральное старение и большой износ их основных узлов и механизмов, вызывающие необходимость производства более частых ремонтных воздействий. В целях экономии многие предприятия вынужденно корректируют предписанные заводами-изготовителями графики планово-предупредительных ремонтов (ППР), подчас исключая из них, например, проведение текущих годовых, средних, а иногда даже и капитальных ремонтов.

\* Публикуется в редакции автора.

Базируясь на статистических данных, полученных от угледобывающих предприятий Сибирского и Дальневосточного федеральных округов и на собственных наблюдениях, ЗАО "Тяжмашсервис" проанализировало изменения технического состояния группы карьерных механических лопат типа ЭКГ-15 за 9 лет, а также затрат на проведение их ремонтов. Учитывались как интенсивность эксплуатационной нагрузки экскаваторов, так и выбранная структура проведения ППР. Необходимо отметить, что структура проведения ППР на наблюдаемых экскаваторах с годами претерпела значительные изменения по сравнению с предписанными заводами-изготовителями графиками проведения ремонтов. Изменения коснулись, в первую очередь, годовых текущих ремонтов — они перестали проводиться регулярно, т. е. каждый год.

Средние и капитальные ремонты зачастую корректировались по объему исходя из конкретных финансовых возможностей угольного предприятия на момент принятия решения об их проведении. В такой ситуации техническая готовность экскаваторов, и без того имеющих значительный износ, неизбежно снижалась. Целью проведенного анализа была выработка рекомендаций по оптимизации экономических затрат на ППР и техническое обслуживание экскаваторов при сохранении необходимого уровня их технической готовности.

Анализ материалов позволил выявить три условно выделенные тактики проведения ППР, используемых на горных предприятиях, прямо зависящих, как показал анализ, от принятой ими интенсивности эксплуатационной нагрузки экскаваторов при выполнении ими основной функции — выработки горной массы. Последняя зависит от структуры производственного плана предприятия, суточного графика работы экскаватора, продолжительности и числа технологических и естественных перерывов в работе.

*Первый тип* эксплуатационной нагрузки состоит из двух рабочих смен длительностью по 8 ч с перерывами между сменами на проведение основных регламентных операций — профилактических осмотров, смазки узлов, уборки и т. п., а также имеет технологические перерывы на смену транспорта, зачистку забоя и т. п. Рабочий цикл машин при экскавации имел номинальное, близкое к паспортному значение при заданных углах поворота.

*Второй тип* эксплуатационной нагрузки состоял из трех смен по 8 ч, включая непосредственную работу экскаватора и внутрисменные перерывы между сменами на выполнение основных регламентных и технологических работ, но отличался сокращенными на 20...10 % от паспортного значения рабочими циклами экскаватора за счет переналадки основных характеристик электроприводов.

*Третий тип* эксплуатационной нагрузки имел одну 12-часовую смену с увеличенными на 15...20 % длительностями проведения регламентных работ для улучшения их

качества и увеличенными на 10...15 % относительно паспортного значения длительностями рабочего цикла, также за счет переналадки основных характеристик электроприводов экскаваторов.

Временной период наблюдений режимов эксплуатации по всем трем типам устанавливался от момента выхода экскаваторов с капитально-восстановительного ремонта с уровнем технической готовности  $K_T$  не менее 0,85 и до момента начала следующего капитально-восстановительного ремонта. Информация накапливалась в течение 9 лет, вплоть до 2010 г.

На рис. 1 приведен график изменения коэффициента технической готовности  $K_T$  экскаватора ЭКГ-15 и затрат на проведение его ППР при его эксплуатации по первому типу нагрузки. В данном случае текущие годовые ремонты не проводились в 1-й, 3-й, 5-й, 7-й и 9-й годы, вследствие чего техническая готовность  $K_T$  снижалась с увеличивающейся интенсивностью до момента проведения каждого следующего текущего годового ремонта. К 6-му году значение коэффициента  $K_T$  снизилось до недопустимого уровня 0,45, после чего был проведен капитальный ремонт, поднявший значение  $K_T$  до 0,8. Далее отказ от проведения текущих годовых ремонтов в 7-й и 9-й годы привел к снижению  $K_T$  с более высокой интенсивностью, и условно среднее значение  $K_T$  за 9 лет эксплуатации и ремонта экскаватора по первому типу составило 0,65.

На рис. 2 приведен график изменения коэффициента технической готовности  $K_T$  экскаватора

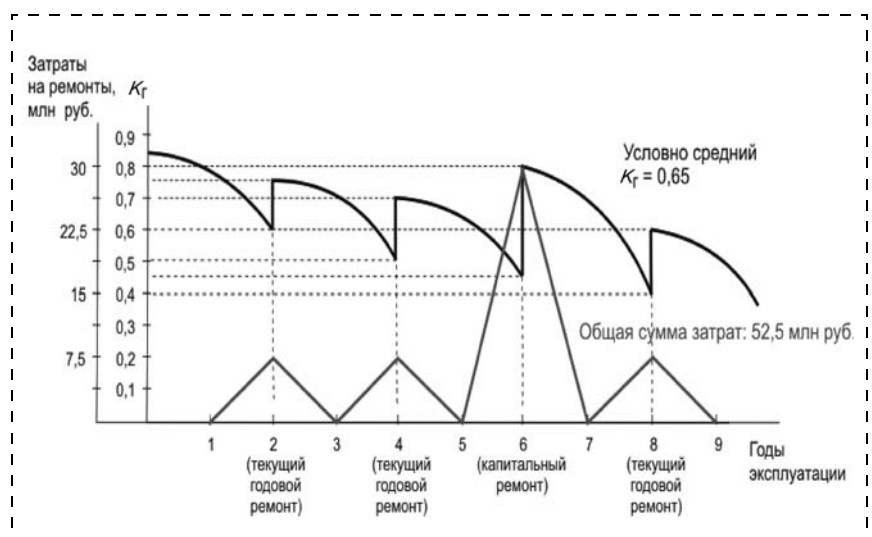


Рис. 1. Изменение коэффициента технической готовности  $K_T$  экскаватора ЭКГ-15 и затрат на проведение его ППР при эксплуатационно-ремонтном цикле первого типа эксплуатационной нагрузки за 9 лет наблюдений

ЭКГ-15 и затрат на проведение его ППР при его эксплуатации по второму типу нагрузки. Такой режим эксплуатации экскаваторов характерен для горно-добывающих предприятий, которые, в результате резкого снижения уровня технической готовности экскаваторов перед проведением очередного планового ремонта, не выполняя плановые объемы добычи, интенсифицируют режимы работы машин за счет переналадки их электрических систем приводов, чем добиваются сокращения продолжительности рабочего цикла, особенно в начальный послеремонтный период. Отремонтированный экскаватор в первый период способен обеспечить повышение производительности, но это приводит к возникновению аварий-

ных ситуаций, что и отмечается в 3-й, 4-й, 7-й, 8-й и 9-й годы и сопровождается интенсивным снижением коэффициента его технической готовности.

Снижение  $K_T$  до критически низкого уровня 0,4 к началу 5-го года эксплуатации привело к необходимости досрочного проведения капитального ремонта на год ранее. При дальнейшем увеличении эксплуатационных нагрузок, даже после текущего ремонта, проведенного на 6-й год эксплуатации, уровень технической готовности стал снова снижаться еще более высокими темпами вследствие участвовавших аварийных простоев. Условно средний  $K_T$  за весь период наблюдений достиг самого низкого уровня 0,6 по сравнению с остальными типами эксплуатации и ремонта.

На рис. 3 приведен график изменения коэффициента технической готовности  $K_T$  экскаватора ЭКГ-15 и затрат на проведение ППР при его эксплуатации по третьему типу нагрузки. В результате внедрения рекомендованного ЗАО "Тяжмашсервис" снижения эксплуатационных нагрузок за 3...4 мес, предшествующих годовому и, особенно, капитальному ремонту, а также перестройки графика проведения текущих годовых ремонтов удалось избежать крутого снижения  $K_T$ , особенно в период перед постановкой экскаватора в ремонт. Условно среднее значение  $K_T$  за наблюдаемый период составило наибольшую величину, равную 0,7. Экскаваторы, эксплуатирующиеся по такому нагрузочному графику, несмотря на имеющиеся достаточно большие общие износы, способны обеспечить суммарный годовой объем вынутой горной массы выше, чем машины, эксплуатировавшиеся по первым двум типам нагрузки, за счет более высокого суммарного времени нахождения в работоспособном состоянии.

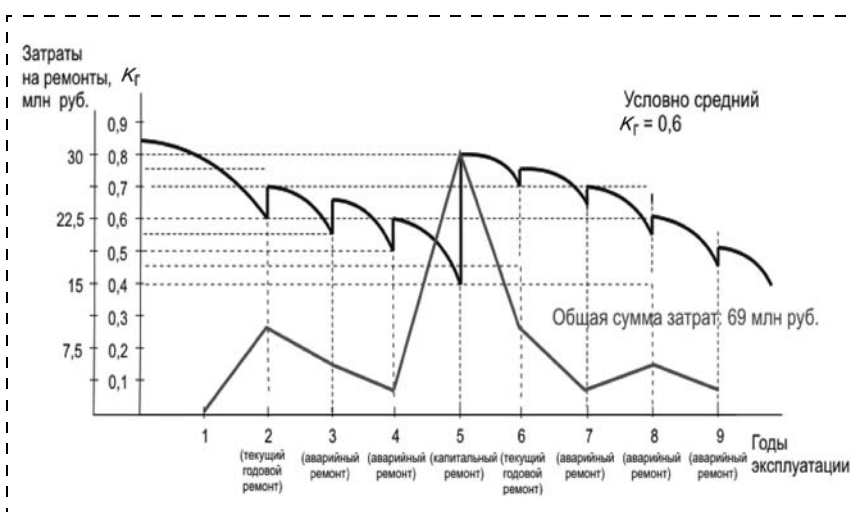


Рис. 2. Изменение коэффициента технической готовности экскаваторов  $K_T$  экскаватора ЭКГ-15 и затрат на проведение его ППР при эксплуатационно-ремонтном цикле второго типа эксплуатационной нагрузки за 9 лет наблюдений

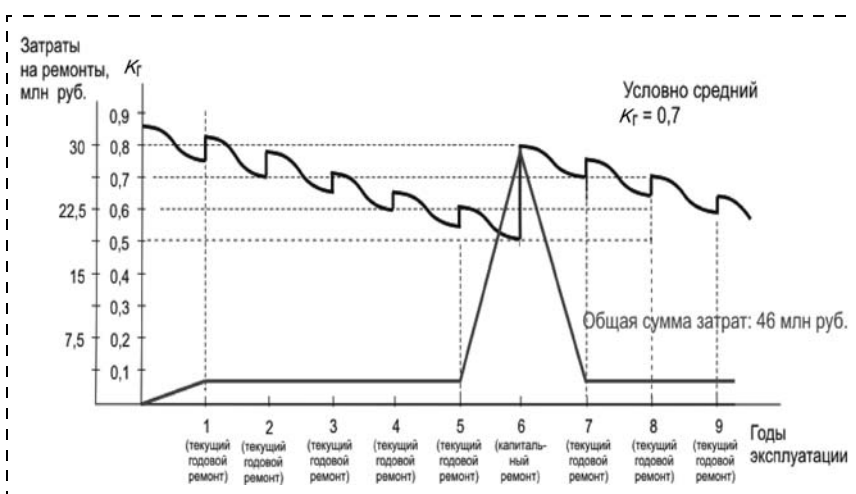


Рис. 3. Изменение коэффициента технической готовности экскаваторов  $K_T$  экскаватора ЭКГ-15 и затрат на проведение его ППР при эксплуатационно-ремонтном цикле третьего типа эксплуатационной нагрузки за 9 лет наблюдений

Экономические затраты на техническое обслуживание экскаваторов ЭКГ-15 в зависимости от принятых типов эксплуатационной нагрузки и графиков проведения ППР за 9 лет наблюдений составили соответственно (в ценах на 1-е полугодие 2010 г.): 52,5 млн руб. (в том числе на капремонт — 30 млн руб.); 69 млн руб. (в том числе на аварийные ремонты — 19 млн руб.); 46 млн руб. (в том числе на капремонт — 30 млн руб.).

При работе по второму типу проведения ППР имеет место резкое увеличение стоимости текущих и особенно аварийных ремонтов (до 30 % общих затрат на ППР).

При работе по третьему типу проведения ППР, несмотря на увеличение числа текущих годовых ремонтов, имеет место заметное снижение их суммарной стоимости, поскольку происходит устранение ремонта базовых дорогостоящих узлов и механизмов, отсутствуют затраты на ава-

рийные ремонты и экскаваторы работают равномерно, в более щадящем режиме.

Следует отметить, что наиболее эффективным при проведении ППР одноковшовых экскаваторов является третий тип эксплуатационной нагрузки, предписывающий регулярное исполнение каждый календарный год годовых текущих, а на 6-й год и капитального ремонта, плановое снижение эксплуатационной нагрузки (за 3...4 мес до ремонта) в предремонтный период.

#### Список литературы

1. **Сергеев В. Ю.** Новая стратегия фирменного сервисного обслуживания карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 8. С. 35—38.
2. **Сергеев В. Ю.** Оценка эффективности внедрения системы ФСО (фирменного сервисного обслуживания) горного оборудования как долгосрочного инвестиционного проекта // Горная промышленность. 2010. № 1. С. 43—45.

## Информация

### Первый уралмашевский экскаватор ЭКГ-18 введен в эксплуатацию

На Краснобродском разрезе ОАО УК "Кузбассразрезуголь" введен в эксплуатацию экскаватор ЭКГ-18. Это новая разработка конструкторов завода, современная надежная и производительная карьерная гусеничная машина с объемом ковша 18 м<sup>3</sup>.

ЭКГ-18 спроектирован в соответствии с основными принципами "уралмашевской школы" экскаваторостроения. В части концепции рабочего оборудования — это традиционный речный напор с двухбалочной рукоятью. В части конструкции основных систем, узлов и деталей — это машина, рассчитанная на высокопроизводительную работу в самых тяжелых горно-геологических и климатических условиях. ЭКГ-18 — первый уралмашевский экскаватор, оснащенный современным приводом переменного тока, обеспечивающим существенное снижение удельных эксплуатационных и энергетических затрат при эксплуатации машины. Экскаватор оснащен информационной системой, микропроцессорной системой управления, а также системами диагностики узлов и механизмов и контроля параметров рабочего процесса. Они позволяют вести мониторинг параметров работы систем и агрегатов, определять основные технологические показатели, предохранять узлы и системы от неправильных действий машиниста, которые могут вызвать их перегрузку и выход из строя.

[www.uralmash.ru](http://www.uralmash.ru)

УДК 62-592.2

С. В. Стрельцов, асп., Шахтинский институт (филиал) ЮРГТУ (НПИ), г. Шахты

E-mail: streltcov\_s@rambler.ru

### Гидравлическая система торможения механизма передвижения мостового перегружателя с индивидуальным приводом рабочих колес<sup>НГ</sup>

---

*Представлена гидравлическая система торможения, которая позволяет обеспечивать равномерное распределение тормозного момента на приводных колесах мостового перегружателя. Описано устройство системы торможения и режимы ее работы. Представлена методика расчета основных параметров системы.*

**Ключевые слова:** мостовой перегружатель, система торможения, адаптивная система, комбинированное торможение, обратная связь.

S. V. Streltcov

### Hydraulic Braking System of the Loading Crane Mechanism of Movement with Individual Drive of the Drive Wheels

---

*Hydraulic braking system which allows supplying the equal distribution of the braking torque on the loading crane drive wheels is presented. There are described structure and regimes of the braking system. The methodology of calculation of basic parameters of the braking system is presented too.*

**Keywords:** loading crane, braking system, adaptive system, mixed braking, feedback coupling.

Для обслуживания открытых складов угля и руды на шахтных дворах широко распространено применение мостовых перегружателей, оборудованных грейферами. В мостовых перегружателях довольно часто применяются механизмы передвижения с раздельным (индивидуальным) приводом рабочих колес. Несмотря на то что раздельные приводы механизмов передвижения требуют применения двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, приводы получаются легкими и удобными в изготовлении, монтаже и эксплуатации. Исследования [1] показали, что такие приводы обеспечивают нормальную работу крана при отношении пролета крана  $L$  к его базе  $B$  не более шести. В мостовых перегружателях, как правило, это отношение превышает шесть ( $L/B > 6$ ), и при их торможении отмечается упругая деформация моста.

В механизмах передвижения кранов с индивидуальным приводом применяются колодочные тормоза, установленные на каждой стороне подкрановой балки. Из-за наличия таких эксплуата-

ционных факторов, как неравномерный износ тормозных колодок, наличие загрязняющих веществ, в особенности угольной пыли, а также при неодинаковом усилии затяжки пружины сила трения является непостоянной и изменяется в широких пределах. Это является причиной неравномерности величины тормозного момента на приводных колесах перегружателя, что при торможении приводит к заносу одной из сторон крана, распору приводных крановых колес при упоре реборд в подкрановый рельс и перекосу всей металлоконструкции. Резкое торможение крана приводит к появлению дополнительных динамических нагрузок, которые передаются на металлоконструкцию, снижая надежность крана.

Таким образом, логичны попытки отказаться от колодочных тормозов в кранах такого типа. Известно несколько разновидностей тормозов, использующих нефрикционные силы для поглощения кинетической энергии механизма. Объемные гидротормоза, способные остановить механизм и



удержать его в остановленном состоянии при соответствующем управлении ими, оказались наиболее подходящими для создания системы торможения широкопролетных мостовых перегружателей.

Для обеспечения равномерного распределения тормозного момента на ходовых колесах на базе объемного гидропривода вращательного действия разработана система торможения механизма передвижения мостового перегружателя, представленная на рис. 1. Ходовые колеса 1 через мультипликатор 2 связаны с валом гидронасоса 3. Напорные гидромагистрали гидронасосов 3 подключены к гидрораспределителю с электромагнитным управлением 4, один из выходов которого связан с регулируемым дросселем 5 и предохранительным клапаном 7, а ко второму выходу подключен дроссель 9, управляемый с помощью педали. Регулируемый дроссель 5 подключен к гидроаккумулятору 6. Для очистки рабочей жидкости, поступающей из маслобака 11, на входе насосов установлены фильтры 10.

Тормозная система обеспечивает комбинированное торможение и работает в двух режимах, то есть может обеспечивать регулируемое и аварийное торможения. Рассмотрим варианты использования данной системы.

*Первый случай:* тормозная система отключена.

Рабочая жидкость от гидронасоса 3 нагнетается к гидрораспределителю 4 и без сопротивления проходит через дроссель 9. При этом давление в гидросистеме отсутствует, и мостовой перегружатель свободно перемещается по рельсовому пути.

*Второй случай:* торможение осуществляется с помощью педали без отключения приводного электродвигателя. Обеспечивается регулируемое торможение.

Величина тормозного момента в этом случае пропорциональна усилию нажатия на педаль и может изменяться в широких пределах. Как и в

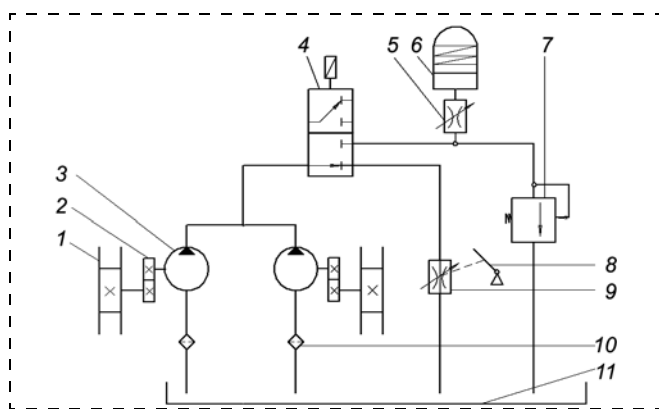


Рис. 1. Гидравлическая система торможения механизма передвижения мостового перегружателя

первом случае, рабочая жидкость нагнетается от гидронасоса 3 к гидрораспределителю 4 и проходит через дроссель 9, управляемый педалью 8. При нажатии крановщиком педали 8 поперечное сечение дросселя уменьшается пропорционально усилию нажатия, повышая давление в гидросистеме. Вместе с повышением давления повышается и тормозной момент, передаваемый через мультипликатор 2 на ходовые колеса 1, обеспечивая тем самым затормаживание мостового перегружателя.

Так как дроссель обладает гидравлическим сопротивлением, то в напорной гидромагистрали создается давление  $P_r$ . При этом на валах гидронасосов возникает тормозной момент, который передается на ходовые колеса. Вследствие параллельного соединения гидронасосов давление рабочей жидкости в их напорных гидромагистралях будет одинаково, а следовательно, тормозной момент и скорость вращения ходовых колес также будут одинаковы. Наличие жесткой связи по давлению позволяет системе торможения обеспечивать автоматическое регулирование тормозного момента на ходовых колесах перегружателя.

При уменьшении тормозного момента на одном из ходовых колес произойдет увеличение частоты вращения соответствующего гидронасоса и увеличится его подача. Протекание большего объема рабочей жидкости через дроссель, имевшего в данный момент времени постоянное проходное сечение, вызовет увеличение давления в напорных гидролиниях, приводя к увеличению тормозного момента на их валах. Возросший тормозной момент приведет к уменьшению частоты вращения гидронасосов и снижению подачи. Это в свою очередь приведет к снижению давления рабочей жидкости и выравниванию тормозных моментов на валах гидронасосов. Частота вращения ходовых колес при этом будет одинаковой.

*Третий случай:* при торможении мостового перегружателя приводной электродвигатель отключается и активируется тормозная система. Обеспечивается аварийное торможение.

Гидрораспределитель 4 подключает напорную магистраль гидронасосов 3 к регулируемому дросселю 5 и предохранительному клапану 7. Давление в гидросистеме возрастает вместе с тормозным моментом до величины, устанавливаемой предохранительным клапаном 7, настроенным на максимальное тормозное усилие. Время формирования максимального тормозного усилия определяет емкость аккумулятора 6, а скорость нарастания тормозного момента можно регулировать, изменяя проходное сечение дросселя 5.

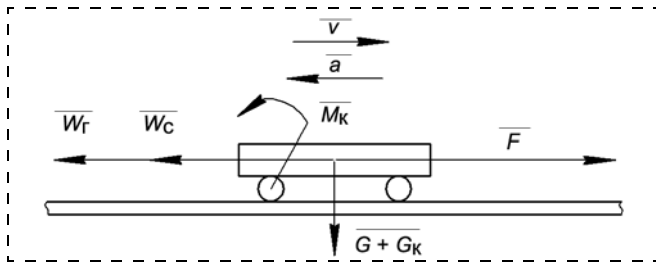


Рис. 2. Расчетная схема

Ниже приведена методика расчета основных параметров гидросистемы. Основные параметры системы показаны на рис. 2.

При движении мостового перегружателя по рельсам механизм передвижения преодолевает сопротивление сил трения, инерции, ветровой нагрузки, а также сопротивления, которые могут появиться при движении вверх по наклонному пути. Передвижение крана сопровождается трением в опорах колес, а при использовании подшипников скольжения также трением торцов ступиц колес о прилегающие детали. Статическое сопротивление передвижению определяется формулой [2]:

$$W_c = W_{тр} + W_{кр} + W_{пер} \pm W_y,$$

где  $W_{тр}$  — сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути;  $W_{кр}$  — сопротивление от трения в ходовых частях на криволинейном участке пути;  $W_{пер}$  — сопротивление движению от перекосов;  $W_y$  — сопротивление движению от уклона пути.

Уравнение равновесия сил, действующих на перегружатель при торможении:

$$W_G + W_C = F,$$

где  $W_G$  — сопротивление гидравлической системы торможения перемещению;  $F$  — сила инерции:

$$F = \frac{G + G_K}{g} a,$$

где  $G$  — вес груза с грузозахватом;  $G_K$  — собственный вес крана или тележки;  $a$  — ускорение крана при торможении;  $g$  — ускорение свободного падения.

Во избежание проскальзывания крановых колес ускорение при торможении мостового перегружателя не должно превышать допустимое ускорение торможения [а]:

$$a < [a].$$

Тормозной момент  $M_K$  на колесе перегружателя определяется из выражения:

$$W_G = \frac{2M_K}{D_K},$$

где  $D_K$  — диаметр кранового колеса.

В свою очередь момент  $M_K$  связан с моментом на валу гидронасоса  $M_G$  соотношением:

$$M_K = M_G i,$$

где  $M_G$  — тормозной момент на валу гидронасоса;  $i$  — передаточное число мультипликатора.

Согласно [3]:

$$M_G = 0,159pq,$$

где  $p$  — давление гидронасоса;  $q$  — рабочий объем (удельная производительность) гидронасоса:

$$q = \frac{M_G}{0,159p}.$$

Производительность (подача) насоса  $Q$  определяется по формуле:

$$Q = q\omega_G,$$

где  $\omega_G$  — угловая скорость гидронасоса:

$$\omega_G = \frac{2v}{D_K} i,$$

где  $v$  — скорость крана.

Мощность гидронасоса определяется по формуле:

$$N = \frac{pQ}{612\eta n},$$

где  $n$  — число гидронасосов;  $\eta$  — объемный КПД.

При выборе гидронасоса учитывается максимальное давление в гидросистеме и определяются его производительность и мощность.

Таким образом, описанная система торможения обеспечивает равномерное распределение тормозного момента на рабочих колесах перегружателя, что приводит к снижению нагрузок в металлоконструкции, росту износостойкости и, в целом, повышению безопасности процесса торможения.

#### Список литературы

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. 6-е изд. М.: Высш. школа, 1985. С. 245.
2. Александров М. П., Гохберг М. М., Ковин А. А. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. С. 420—423.
3. Башта Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М.: Машиностроение, 1970. С. 205—208.
4. Рыжиков В. А. Натяжные устройства канатобьющих машин. Новочеркасск: НГТУ, 1994. С. 72—74.

УДК 622.233

И. А. Жуков, канд. техн. наук, доц., СибГИУ, г. Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

## Синтезирование геометрии бойка ударной системы по линейной форме падающего ударного импульса

*Изложены основы синтезирования геометрии бойков ударных систем в зависимости от формы первой волны ударного импульса. Приведен пример синтеза бойка по линейному импульсу. Описаны новые конструктивные решения форм бойков ударных механизмов.*

**Ключевые слова:** удар, импульс, боек, волновод, трактриса.

I. A. Zhukov

## Synthesizing Core's Geometry of Shock System under the Linear Form of the Falling Shock Impulse

*In article bases of synthesizing core's geometry of shock systems depending on the form of the first wave of a shock impulse are stated. The synthesis example of core on a linear impulse is shown. New constructive decisions of core's forms of shock mechanisms are resulted.*

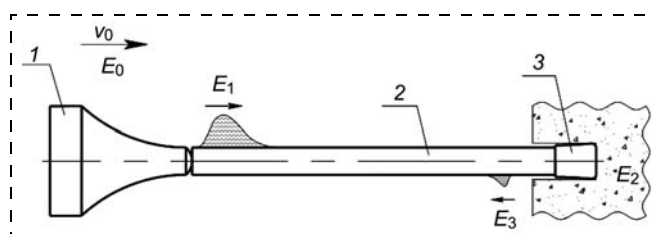
**Keywords:** impact, impulse, core, wave guide, tractrix.

Специфической особенностью работы ударных систем технологического назначения (рис. 1) является процесс передачи энергии от бойка к штанге-волноводу, продвижения ударного импульса по волноводу, прохождения его через инструмент и превращения его энергии в полезную энергию разрушения среды и частичного отражения ударной волны. Решение проблемы эффективности работы ударных машин требует управления полезной энергией в течение всего процесса ее преобразования от разгона бойка до непосредственного разрушения среды.

В результате соударения в телах возникает весьма сложное поле напряжений, изменяющееся не только от точки к точке, как при статической нагрузке, но и в данной точке тела со временем. Поле напряжений еще более усложняется в результате отражения волн от границ тела. Вследствие этого напряжение и деформации необходимо рассматривать как сумму последовательных ударных волн, таких как продольная, поперечная, поверхностная и т. д., и волн, отраженных от границ тел. Математическое описание процесса удара в общем виде оказывается весьма сложным, и потому для решения частных, прикладных вопросов те-

ории удара применяются некоторые упрощения и допущения, которые иногда приводят к недопустимым ошибкам количественного и качественного характера и, следовательно, к неправильному выбору направления при решении тех или иных проблем, связанных с ударом.

В связи с этим особое значение приобретает рациональный выбор такой методики расчета из числа существующих, которая в наибольшей мере соответствовала бы физическим особенностям рассматриваемой ударной системы. В основе проектных методик, используемых на предприятиях при разработке ударных систем технологического



**Рис. 1. Схема ударной системы:**  
1 — ударник; 2 — штанга-волновод; 3 — буровой инструмент;  $v_0$ ,  $E_0$  — соответственно предударная скорость и энергия бойка;  $E_1$ ,  $E_3$  — энергия импульсов соответственно падающего и отраженного;  $E_2$  — полезная энергия разрушения среды

назначения, как правило, лежит выбор геометрических параметров ударных механизмов из конструктивных или каких-либо иных соображений разработчиков, после чего конструкции аналитически и экспериментально исследуются на предмет пригодности и рациональности практического применения.

Решение поставленной проблемы возможно путем применения методики синтеза геометрических параметров ударных систем, которая представляется более рациональной. Методика заключается в определении геометрии ударяющего тела, применение которого в бурильных машинах ударного действия будет способствовать генерированию в штанге упругой волны деформации, являющейся оптимальной для разрушения какой-либо конкретной среды.

Для реализации этой методики необходимо изначально для конкретного объекта разрушения определить зависимость, связывающую силу сопротивления горной породы и величину внедрения в нее инструмента, т. е. характеристику "сила—внедрение". Затем по данной характеристике вычисляется закономерность зависимости усилий, возникающих в штанге-волноводе при ударе, которые будут максимально удовлетворять требованиям разрушения конкретной среды, от времени. Эта закономерность будет отражать форму волны падающего ударного импульса, оптимальность которого заключается в минимизации энергии отраженного импульса.

Процесс внедрения инструмента в породу под действием падающего импульса описывается системой уравнений:

$$F = S(\sigma_i + \sigma_r), \quad (1)$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{a}{E}(\sigma_i - \sigma_r), \quad (2)$$

где  $F$  — усилие, вызываемое взаимодействием падающей и отраженной волн продольных колебаний;  $S$  — площадь поперечного сечения инструмента, моделируемого стержнем постоянного поперечного сечения;  $\sigma_i$  — амплитудное значение напряжения на торце инструмента, вызываемое действием падающей волны;  $\sigma_r$  — амплитудное значение напряжения на торце инструмента, вызываемое действием отраженной волны;  $h$  — внедрение инструмента в породу;  $a$  — скорость распространения звука в материале стержня;  $E$  — модуль упругости материала инструмента.

Предположим, что отраженный импульс не возникает. В этом случае  $\sigma_r = 0$ .

Тогда уравнения (1) и (2) преобразуются к виду:

$$F = S\sigma_i, \quad \frac{dh}{dt} = \frac{a}{E}\sigma_i. \quad (3)$$

Исключаем из системы значение напряжения  $\sigma_i$ :

$$F = \frac{SE}{a} \frac{dh}{dt}.$$

Зависимость "сила—внедрение" представляет собой функциональную зависимость  $F = F(h)$ , из которой следует

$$h = h(F). \quad (4)$$

Дифференцируем равенство (4) по времени  $t$ :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh(F)}{dF} \frac{dF}{dt}. \quad (5)$$

В результате подстановки (5) в уравнение (3) получается обыкновенное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными:

$$F = \frac{SE}{a} \frac{dh(F)}{dF} \frac{dF}{dt}. \quad (6)$$

Разделим переменные

$$\frac{a}{SE} dt = \frac{dh(F)}{dF} \frac{dF}{F},$$

и интегрируем полученное равенство:

$$\int_{t_0}^t \frac{a}{SE} dt = \int_{F_0}^F \frac{dh(F)}{dF} \frac{dF}{F}, \quad (7)$$

где  $t_0$  — начальное время;  $F_0$  — начальное значение прикладываемой силы.

Из равенства (7) определяется зависимость усилий от времени  $F(t)$ , развиваемых ударным импульсом, по которой в дальнейшем синтезируется геометрия ударяющего тела. В работе [1] показаны алгоритм и пример определения ударного импульса, оптимального для разрушения гранита мелкозернистого, плотного, со средним значением коэффициента крепости по шкале проф. М. М. Протодьяконова  $f = 18$ , характеристика "сила—внедрение" для которого представляет собой экспоненциальную зависимость [2].

Для горных пород средней крепости в первом приближении форма падающего ударного импульса может быть описана линейной функцией (рис. 2)

$$F = F_0 + kt,$$

где  $k$  — коэффициент интенсивности возрастания амплитуды первой волны ударного импульса.

Расчет геометрии бояка ударной системы, генерирующего ударный импульс линейной формы,

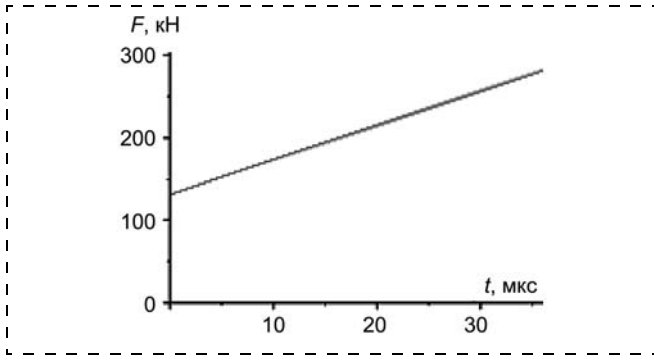


Рис. 2. Падающий ударный импульс линейной формы

произведен посредством компьютерной программы "Синтез геометрии бойков ударных механизмов" (авторы: Л. Т. Дворников, И. А. Жуков; свидетельство о регистрации № 2007614717 от 24.09.2007).

Решение данной задачи достигается посредством применения графоаналитического метода [3] (рис. 3), позволяющего достаточно точно и полно решить задачу о генерировании импульсов упругой деформации в ударных системах переменной формы. При использовании данного метода, изначально задается зависимость усилий  $F(t)$ , возникающих в стержне после соударения с бойком,

в виде некоторой функции от времени и длительность первой волны  $t_{пв}$ . Затем составляются выражения для определения коэффициентов прохождения  $Q$  и отражения  $R$  волн продольной деформации, распространяющихся в обе стороны от места соударения (см. рис. 3, а) со скоростью звука  $a$ :

$$Q_j = \begin{cases} \frac{2S_{j-1}}{S_{j-1} + S_j}, & 1 \leq j \leq st; \\ \frac{2S_{j-st+1}}{2S_{j-st+1} + S_{j-st}}, & (st+1) \leq j \leq (2st-1); \end{cases}$$

$$R_j = \begin{cases} \frac{S_{j-1} - S_j}{S_{j-1} + S_j}, & 1 \leq j \leq st; \\ \frac{S_{j-st+1} - S_{j-st}}{S_{j-st+1} + S_{j-st}}, & (st+1) \leq j \leq (2st-1), \end{cases}$$

где  $S_j$  — площади поперечных сечений бойка, представляющего собой многоступенчатый цилиндр, образующая боковой поверхности которого аппроксимируется некоторой гладкой кривой;  $st = \frac{T}{2}$  — число ступеней цилиндра;  $T$  — число расчетных

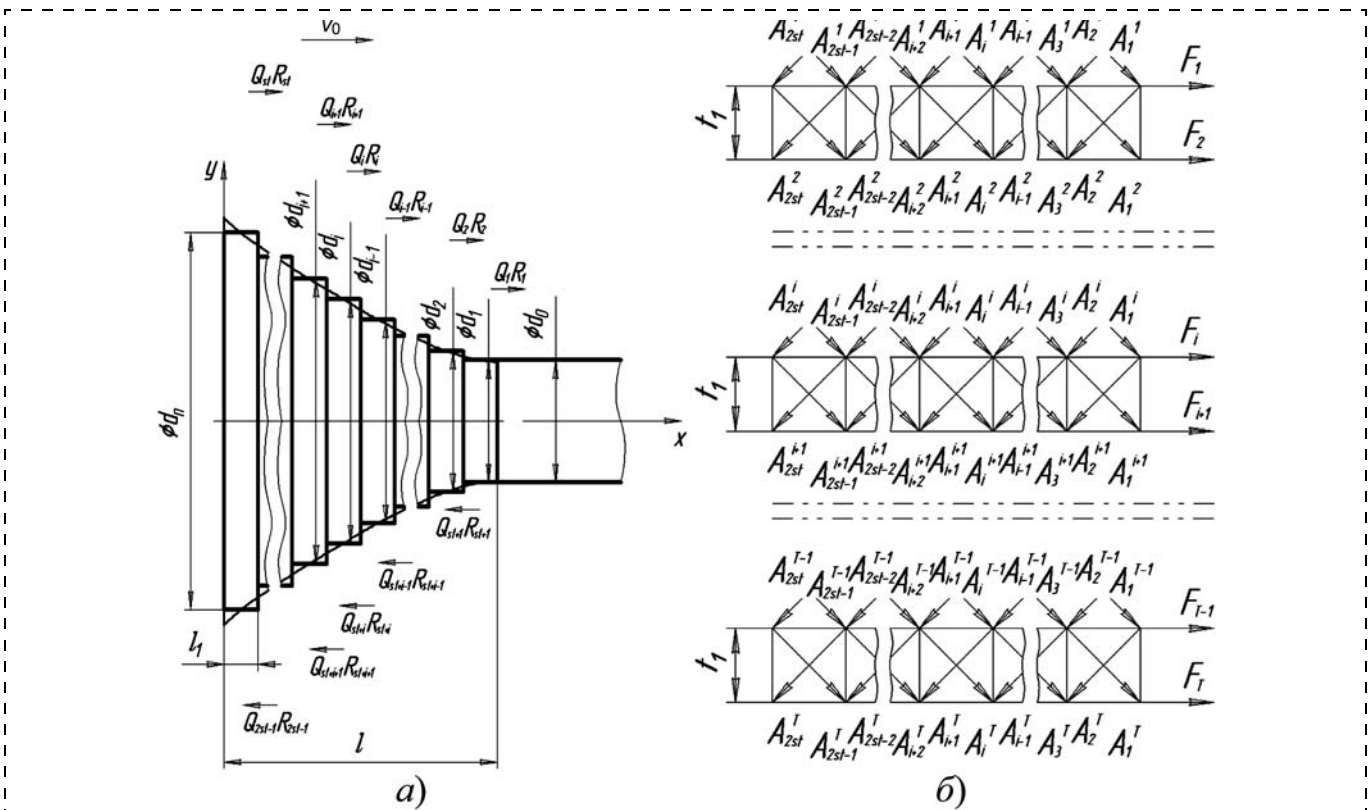


Рис. 3. Определение ударного импульса графоаналитическим методом:

а — распространение волн продольной деформации при ударе ступенчатым бойком по стержню; б — распределение усилий, возникающих в бойке и стержне при их соударении

шагов, при этом время одного расчетного шага определяется как  $t_1 = \frac{t_{пв}}{T}$ .

При ударе ступенчатым бойком по волноводу в соударяющихся телах возникают усилия  $F_i$ , которые могут быть найдены на каждом расчетном шаге с помощью графов, показанных на рис. 3, б. Суть решения заключается в следующем. Во время первого расчетного шага в стержне возникает усилие  $F_1$ , которое через время  $t_1$  пройдет по ударнику до  $i$ -го сечения, в котором изменяется его диаметр. Здесь часть силы, равная  $A_i^1$ , отразится от выступа.

Одновременно другая часть силы, равная  $A_{i+1}^1$ , пройдет через  $i$ -е сечение. Далее эта сила пройдет до сечения  $(i+1)$ , где часть ее, равная  $A_{i-1}^1$ , отразится от выступа, а другая часть, равная  $A_{i-1}^1$ , пройдет через это сечение и сложится с предыдущей силой. Обе силы, пройдя в стержень через плоскость соударения, образуют в нем силу  $F_2$ . Через время  $2t_1$  возникнет сила  $F_3$  и т. д. в зависимости от выбранного числа шагов. Уравнения для определения усилий, возникающих после соударения в бойке  $A$  и волноводе  $F$ , записываются в общем виде в следующей форме:

$$A_{2k-1}^1 = \frac{ES_k v_0}{2a}, 1 \leq k \leq st;$$

$$A_{2k}^1 = -\frac{ES_k v_0}{2a}, 1 \leq k \leq st;$$

$$A_{2st-1}^{i+1} = -A_{2st}^i, 1 \leq i \leq T;$$

$$A_{2k-1}^{i+1} = A_{2k}^i R_{st+i} + A_{2k+1}^i Q_{i+1}, 1 \leq k < st; 1 \leq i \leq T;$$

$$A_{2k}^{i+1} = A_{2k-1}^i R_1, 1 \leq i \leq T;$$

$$A_{2k}^{i+1} = A_{2k-1}^i R_i + A_{2k-2}^i Q_{st+i-1}, 1 < k \leq st; 1 \leq i \leq T;$$

$$F_i = A_1^i Q_1, 1 \leq i \leq T.$$

В результате проведенных вычислений было установлено, что каждая последующая сила  $F_{2i-1}$  зависит только от одной площади поперечного сечения бойка  $S_i$ :

$$F_{2i-1} = f(S_i), 1 \leq i \leq st. \quad (8)$$

Таким образом, последовательным решением каждого уравнения (8), определяются площади по-

перечных сечений ступеней синтезируемого бойка. Затем вычисляются диаметры ступеней, длина одной ступени и общая длина бойка соответственно:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{S_i}{\pi}}, 1 \leq i \leq st;$$

$$l_1 = \frac{at_{пв}}{2st};$$

$$l = stl_1.$$

Синтезируемая форма бойка будет представлять собой многоступенчатый цилиндр, образующая боковой поверхности которого — ступенчатая функция — аппроксимируется некоторой гладкой кривой.

В результате расчета определена форма бойка (рис. 4), генерирующего ударный импульс линейной формы (см. рис. 2), описываемый выражением  $F = \frac{149}{36} + 132,5t$ .

Полученный ступенчатый боек может быть представлен в виде тела вращения, боковая поверхность которого представляет собой трактрису, обращенную вогнутостью к оси бойка [4], описываемую уравнением

$$\left. \begin{aligned} x &= b \cos \varphi + b l \operatorname{tg} \varphi, \\ y &= b \sin \varphi, \end{aligned} \right\}$$

где  $b$  — параметр трактрисы ( $0 < \varphi < \pi$ ).

Данный боек позволяет повысить эффективность передачи энергии обрабатываемой среде путем генерирования ударного импульса с непрерывно возрастающей амплитудой по линейному закону. Однако такие бойки обладают существенным недостатком — невозможностью их встраивания в корпус машин ударного действия, так как они не содержат цилиндрической части, способной обеспечить им устойчивое положение в корпусе.

Решение проблемы достигается тем, что боек выполняется в виде жестко соединенных между

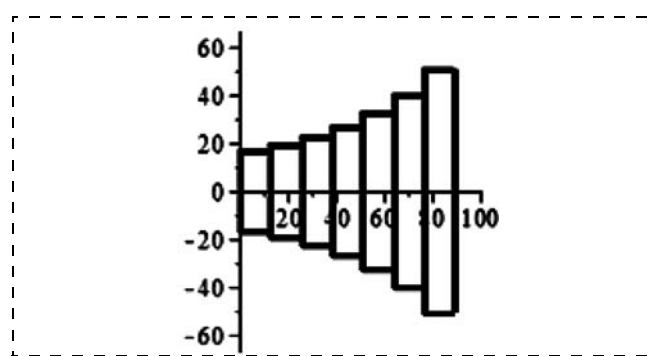


Рис. 4. Синтезируемая форма бойка ударной системы

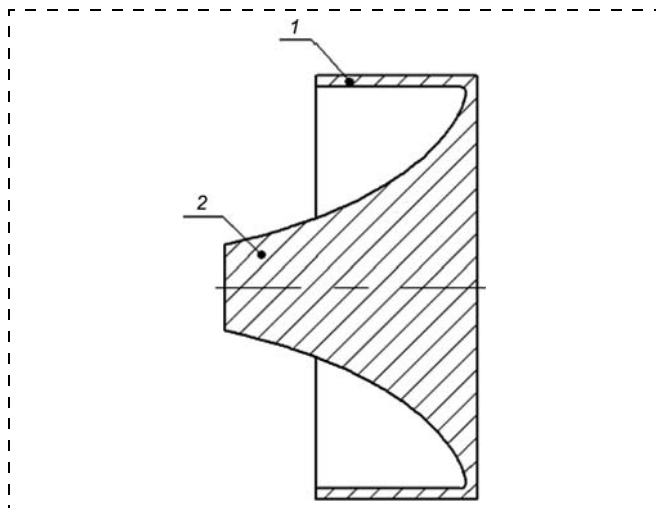


Рис. 5. Боек цилиндро-псевдосферический

собой цилиндра 1 и коаксиально расположенного в нем штока 2 (рис. 5). Причем боковая поверхность штока является псевдосферической, т. е. поверхностью постоянной отрицательной кривизны, образуемой вращением трактрисы около ее асимптоты. Такой боек заявлен автором в декабре 2011 г. как изобретение.

Работает боек следующим образом. На воспринимающий торец бойка воздействует сжатый воз-

дух или жидкость, в результате чего боек ударным торцом наносит удар по волноводу машины ударного действия. При этом наличие цилиндра 1 обеспечивает бойку устойчивое положение в корпусе ударной машины. В силу того что боковая поверхность штока является псевдосферической, боек генерирует в волновод ударный импульс с непрерывно возрастающей амплитудой по линейному закону, что позволяет повысить эффективность передачи энергии обрабатываемой среде.

#### Список литературы

1. Сараханова Е. В. Алгоритм определения форм ударного импульса по зависимости "сила—внедрение" для крепких горных пород / Е. В. Сараханова, И. А. Жуков // Машиностроение. 2010. № 20. С. 93—98.
2. Жуков И. А. О результатах экспериментального исследования разрушения горной породы ударными воздействиями / И. А. Жуков, В. Н. Цвигун // Машиностроение. 2009. № 19. С. 125—137.
3. Дворников Л. Т. Синтез геометрии бойков ударных механизмов посредством графоаналитического метода / Л. Т. Дворников, И. А. Жуков // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Материалы III Междунар. научн. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 35—41.
4. А. с. № 1265038. Боек / Дворников Л. Т., Федотов Г. В. Бюл. № 39, 1986.

УДК 622.621

М. В. Павленко, канд. техн. наук, МГГУ, г. Москва

E-mail: mihail\_mqqy@mail.ru

## Применение технических средств вибрационной стимуляции движения потоков жидкости в трещиноватой среде угольного пласта

*Представлены результаты экспериментальных работ, проведенных через скважину с дневной поверхности на угольный пласт с использованием вибрационной установки, в целях интенсивной дегазации газонасыщенного угольного массива.*

**Ключевые слова:** угольный пласт, трещиноватость, цикличность, давление, скважина, установка, жидкость, эффективность.

M. V. Pavlenko

## The Use of Technical Means of Vibration Stimulation Movement of Fluid Flows in a Fractured Medium Seam

*The results of experimental work carried out through the hole from the surface to the coal seam using a vibration machine, with the aim of intensive degassing of gas-saturated coal in the array.*

**Keywords:** coal seam, fracturing, cycling, pressure, well, the installation, the fluid efficiency.

Разработка высокогазоносных угольных пластов в современных условиях предъявляет высокие требования при повышении интенсивности добычи угля, обеспечению безопасности эксплуатации угольных шахт. К тому же рост абсолютного газовыделения на добычных участках продолжает увеличиваться в связи с интенсификацией горных работ, и эта тенденция продолжает в еще большей степени проявляться при дальнейшем увеличении глубины горных работ.

Высокопроизводительная разработка газоносных низкопроницаемых угольных пластов без применения специальных мероприятий по снижению выделения метана из разрабатываемых угольных пластов практически неосуществима. В связи с этим задача повышения производительности, безопасности труда и увеличения нагрузки на очистной забой решается комплексно с позиций совершенствования технологии, улучшения технико-экономических показателей и одновременного решения проблемы борьбы с газом с применением новых, более эффективных методов воздействия.

Кардинально повысить проницаемость угольного массива можно путем создания дополнительных систем трещин, применяя вибрационное воздействие. Таким способом может являться последовательное проведение в различных сочетаниях гидрорасчленения с последующим вибрационным воздействием на угольный массив.

Использование вибрационного воздействия в едином технологическом процессе подготовки шахтного поля позволит снизить поступление метана в атмосферу горной выработки.

Для решения этой задачи разработан и опробован на ряде шахт новый метод — метод вибровоздействия на угольный газонасыщенный массив в целях интенсификации газовыделения из угольного массива и последующего его удаления средствами дегазации для снижения концентрации метана в атмосфере выработок. Это воздействие в комплексе с гидрорасчленением позволяет увеличить нагрузку на забой по газовому фактору и обеспечивает безопасность ведения горных работ.

На технологической схеме (рис. 1) комплексной подготовки газоносного угольного пласта представлены воздействия, определяющие в конечном итоге безопасность и эффективность ведения горных работ. Поэтому в общем виде множества возможных вариантов технологической схемы комплексного воздействия формируется окончательная схема воздействия на угольный массив путем изменения отдельных ее элементов, а именно — оценка выбранных технологических решений, обоснование схемы вскрытия шахтного поля, обоснование технологии подготовки шахтного поля, оценка выбранного инженерно-технического решения и, в конечном итоге, оценка рен-

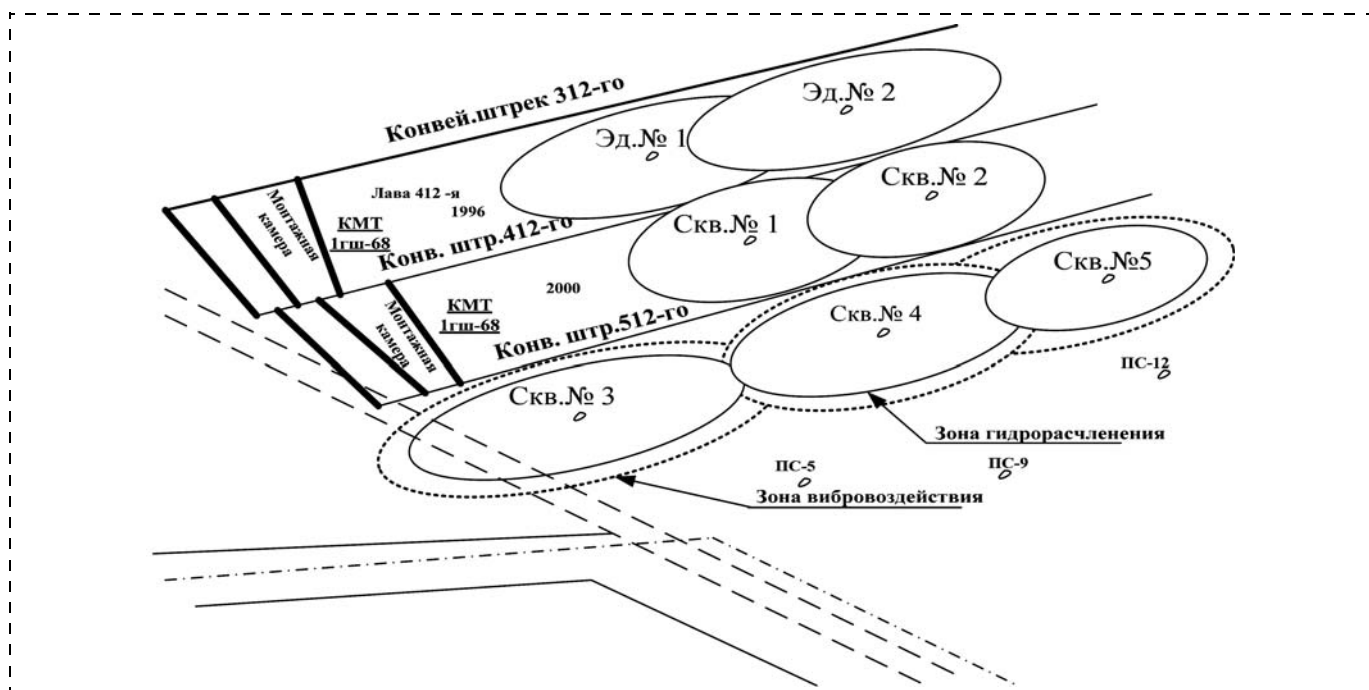


Рис. 1. Технологическая схема дегазации выемочных участков пласта "Тройного" 2-го горизонта шахты "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь" с использованием комплексного (гидрорасчленение+вибрационное) воздействия и скважин с поверхности; Эд., ПС — проведенные в границах технологической схемы скважины, не имеющие отношения к настоящей работе



табельности выбранного технологического решения подготовки шахтного поля.

В целях создания и развития дополнительной системы трещин угольный массив подвергался действию циклически изменяющегося давления в скважине № 4447 на поле шахты "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь". Переменное давление, воздействовавшее на угольный пласт, можно рассматривать как сумму двух составляющих: постоянного давления, определяемого давлением столба воды в скважине на глубине 1200 м, которое составляет порядка  $P \approx 12,0$  МПа, и периодически изменяющегося давления (вибрационное воздействие), которое искусственно создается на поверхности. Для создания эффективного переменного давления на скважине гидровоздействия была предложена технологически приемлемая конструкция вибрационной установки.

Вибрационная установка представляет собой агрегат, состоящий из платформы с расположенными на ней двумя одинаковыми по своим характеристикам электродвигателями. При вращении они создают направленные колебания в вертикальном направлении, что обеспечивает давление на поршень, закрепленный на нижней части платформы и помещенный в скважину, заполненную жидкостью.

Для проведения приемочных испытаний опытного образца вибрационной установки был выбран Воркутинский угольный бассейн. Вибрационное

воздействие производилось с частотой  $\omega = 4...6$  Гц и амплитудой  $\lambda = 3...6$  см. Мощность двух электродвигателей, установленных на вибрирующей платформе, составляла 30 кВт. За счет синхронного вращения (так как характеристика двух электродвигателей одинакова) создавалось направленное по вертикали интенсивное воздействие вибрирующей платформы на поршень, расположенный в скважине. В качестве объекта испытания принята скважина гидровоздействия № 4447 на поле шахты "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь".

Для создания виброколебаний используется вибровозбудитель с двумя дебалансами [1, 2] (рис. 2). В процессе работы установки в подпоршневом пространстве создается знакопеременное давление для обеспечения циклического воздействия на столб воды в скважине. На уровне обрабатываемого угольного пласта давление составляет 15,0...17,0 МПа (статическое плюс вибродинамическое). В результате этого производится закачка воды в раскрытые трещины пласта, режим которой идентичен режиму гидравлической обработки пласта.

Вибровоздействие через скважину с дневной поверхности при проведении экспериментальных работ заключается в воздействии поршнем на жидкость в скважине в течение 10...50 ч, последующей выдержке в течение 10...20 ч для глубокой и равномерной пропитки угольных блоков с целью создания систем трещин и последующего получения высокой степени метаноотдачи.

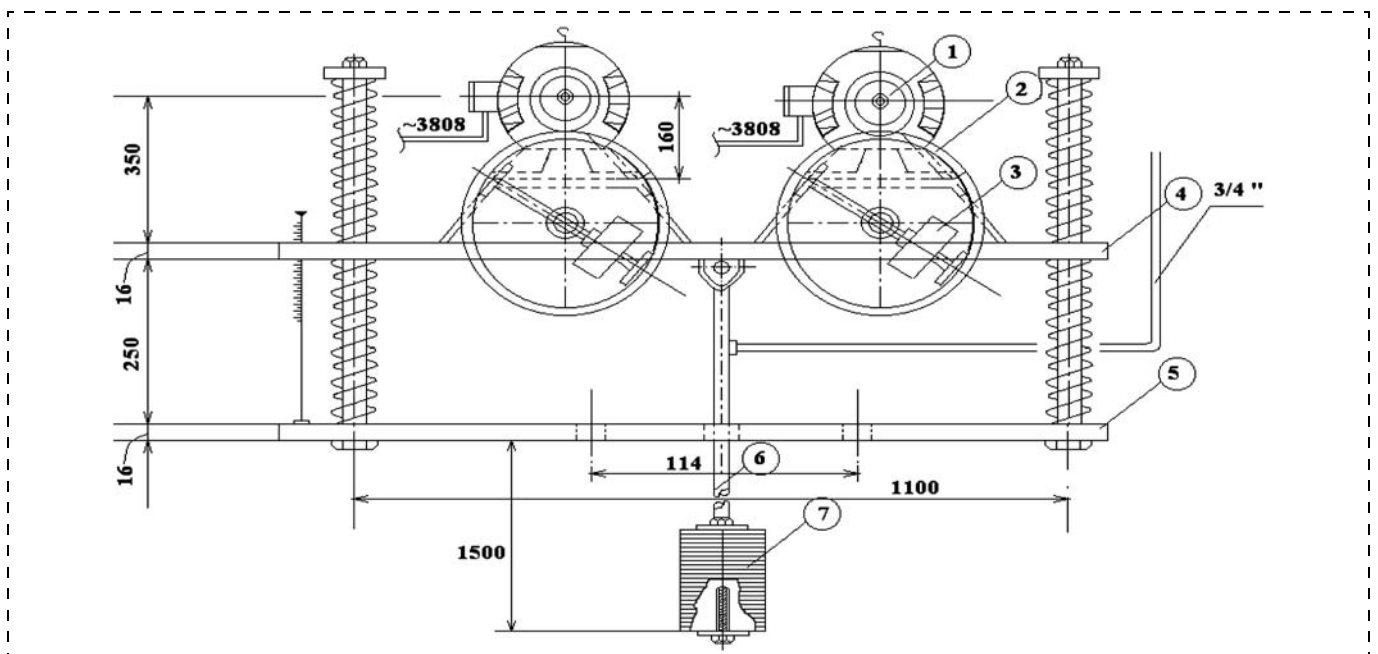


Рис. 2. Установка для создания виброколебаний в скважине с поверхности:

1 — электродвигатель (мощность 10...15 кВт); 2 — редуктор; 3 — дебаланс; 4 — подвижная платформа; 5 — неподвижная платформа; 6 — телескопическая штанга; 7 — поршень

Целью экспериментов, проведенных в промышленных условиях на поле шахты "Комсомольская", была отработка технологии и установление влияния воздействия на гидродинамическое состояние пласта через скважину с дневной поверхности.

В конструкции вибрационной установки использованы два вибровозбудителя колебаний (электродвигатель + дебаланс), которые скреплены общим основанием — подвижной платформой, на которой они размещены. Возможности изменения амплитуды в установке предусмотрены применением различных по весу дебалансов и их регулировка.

Для нашего случая выбрана так называемая соосная схема, в которой центр массы расположен на каждой оси двух дебалансных вибровозбудителей, при этом направление виброколебаний совпадает с направлением действия вынуждающей силы. Два вибровозбудителя, закрепленных жестко на вибрирующей платформе, вращаются с одинаковой частотой  $\omega$ , но в противоположных направлениях (см. рис. 2). Для синхронизации вращения двух дебалансных вибровозбудителей в подобных устройствах устанавливалось зубчатое соединение, однако исключение такого жесткого зацепления из указанной системы не нарушило режим работы, а сохранило эффект самосинхронизации вибровозбудителя колебаний. Такой двоякий вибровозбудитель, генерирующий направленную вынуждающую силу, называют самобалансным [1]. Это же название сохранилось и за соответствующим типом вибрационного оборудования, несмотря на то что в большинстве современных их конструкций используется явление самосинхронизации, не требующее установки между вибровозбудителями каких-либо кинематиче-

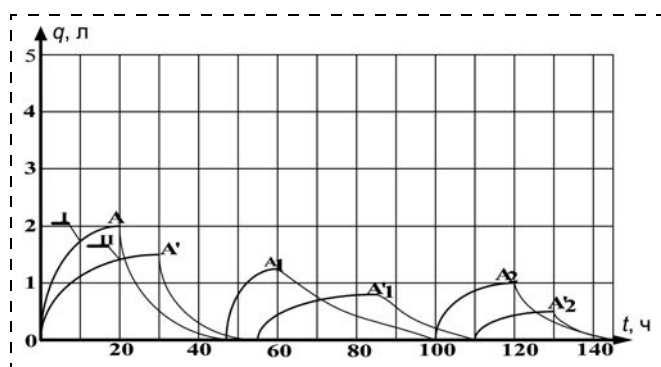


Рис. 3. Динамика поглощения жидкости  $q$  в угольном массиве при вибровоздействии через скважину "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь": I — вибратор с дебалансом весом 86 кг; II — вибратор с дебалансом весом 52 кг

ских принудительно синхронизирующих элементов, в том числе и зубчатых зацеплений в этих системах. Синхронность и требуемая фазировка вибровозбудителей, не связанных между собой кинематически и приводимых от двух автономных электродвигателей с дебалансами, в этом случае достигается автоматически — благодаря внутренним свойствам самой колебательной системы.

Вибрационное воздействие обеспечивает изменение давления в столбе жидкости, заполнившей скважину. Движение поршня генератора виброколебаний, закрепленного на устье скважины, вверх характеризуется падением давления в столбе жидкости, а при движениях поршня вниз давление возрастает. В данной работе оценено поглощение жидкости угольным массивом в процессе вибровоздействия и выявлен характер этого процесса.

Темп поглощения жидкости угольным пластом определяется приемистостью пласта после вибровоздействия с различными дебалансами весом 86 и 52 кг (рис. 3). При вибровоздействии жидкость поступает в первую очередь по вновь образовавшимся и наиболее проводимым пластовым трещинам, поэтому в начальный период (отрезки  $OA, OA'$ ) наблюдается увеличение объема закачки. Такое воздействие позволило расширить мелкие трещины, добившись взаимосмещения стенок за счет пульсирующего и непрерывно нарастающего давления в скважине. Трещины при этом расширяются, соединяясь и образуя в большинстве случаев неправильной формы дендритовую структуру.

После прекращения вибровоздействия на участке интенсивность приемистости падает по причине остаточного эффекта воздействия и снижения темпа расширения пластовых трещин. При минимальной гидропроводности в зоне воздействия в целях ее увеличения производится повторное вибровоздействие (точки  $A_1, A_1', A_2, A_2'$ ). При этом общая проницаемость увеличивается за счет многократного воздействия, однако объем подачи жидкости в последующих этапах снижается по причине заполнения трещинного пространства угольного массива.

Изучение гидродинамики (рис. 4) после вибровоздействия через скважину № 4447 на поле шахты "Комсомольская" проводилось по единой разработанной технологической последовательности, согласно разработанному и утвержденному плану мероприятий проведения эксперимента.

При проведении вибрационного воздействия в соответствии с разработанной методикой кон-

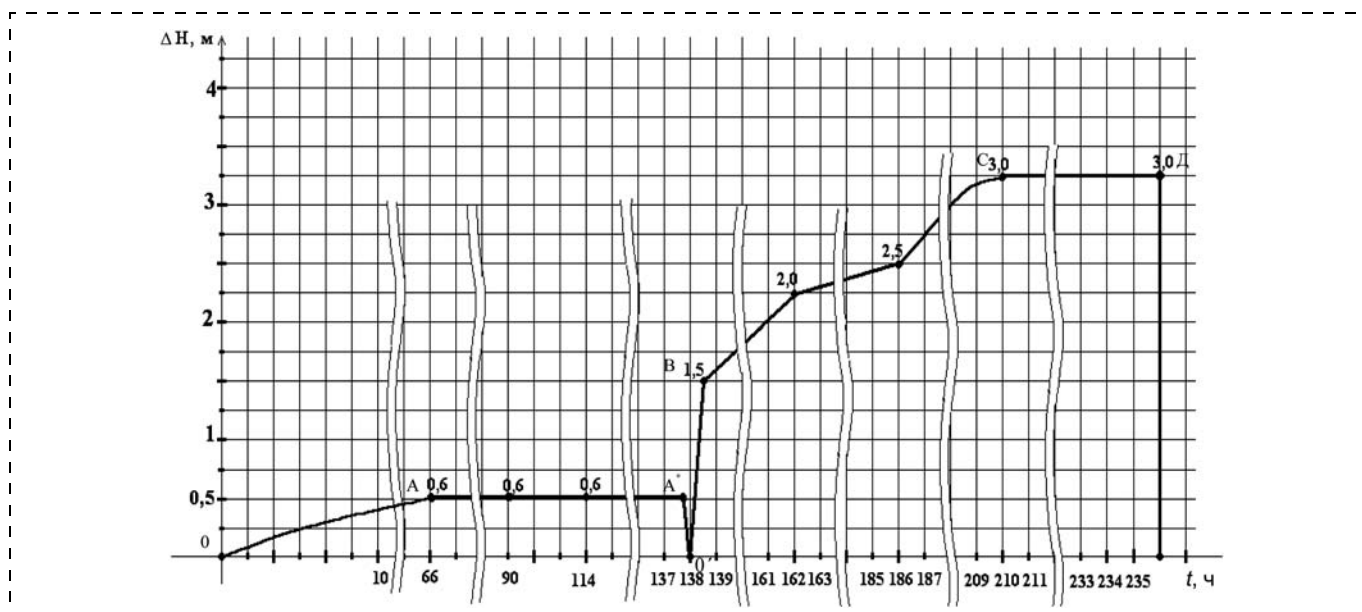


Рис. 4. Гидродинамика пласта в период вибрационного воздействия через скважину № 4447 на поле шахты "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь":  $\Delta H$  — понижение уровня воды в скважине относительно ее заполнения, м;  $OA$  — понижение уровня под действием гидростатического столба;  $AO'$  — долив воды в скважину;  $O'B$  — период вибровоздействия с параметрами  $\lambda = 3...6$  см и  $\omega = 4...6$  Гц;  $BC$  — понижение уровня вследствие наложения виброколебаний;  $CD$  — стабилизация уровня

тролировались объем закачки, время воздействия и гидродинамика [3].

Важно подчеркнуть, что на первом этапе в процессе гидровоздействия вода подавалась в пласт через скважину под большим давлением. Тем самым происходило интенсивное трещинообразование, и проницаемость угольного пласта существенно возросла. Затем давление на устье скважины снижалось, и на устье скважины устанавливался генератор виброколебаний и воздействовал непосредственно через водяной столб на угольный пласт.

Способ вибрационного воздействия на низкопроницаемые угольные пласты предназначен для создания значительной сети трещиноватости и, как следствие, для увеличения их газовой проницаемости и газоотдачи из массива как через подземные скважины, так и через скважины с поверхности.

Если угольный массив подвергнуть действию повторно-переменных (циклических) нагрузок, то произойдет усталостное разупрочнение пласта угля. Под действием циклических нагрузок происходит развитие нескольких дополнительных систем трещин. Как известно, природа усталостного разрушения обусловлена особенностями кристаллического состояния угольного вещества и во многом определяется неоднородным строением угольного массива. Существенное значение для возникновения и развития трещин в угольном пласте при вибровоздействии имеют внутренние дефекты,

включения различных пород, первоначальные трещины, что является характерным для угольного пласта.

\*\*\*

Предложенная виброволновая установка для создания знакопеременных колебаний в скважине, заполненной жидкостью с дневной поверхности на угольный пласт, создает дополнительное давление в трещиновато-пористой среде угольного массива, увеличивает сеть трещин в массиве и повышает проницаемость пласта. Такое виброволновое воздействие позволит значительно увеличить трещиноватость и газоотдачу из низкопроницаемых угольных пластов, что в конечном итоге повысит нагрузку на добычную забой и обеспечит безопасность ведения горных работ.

#### Список литературы

1. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
2. Блехман И. И., Вайсберг Л. А. Использование самосинхронизирующихся вибровозбудителей в горных вибрационных машинах // Горный журнал. 2000. № 11—12. С. 81—82.
3. Павленко М. В. и др. Вибрационное воздействие через скважину с дневной поверхности с целью увеличения проницаемости угольного массива // ГИАБ. М.: МГУ. 2001. № 1. С. 40—43.

## Методика исследования нагрузок привода горных комбайнов

*Показано, что измеряемые токовые характеристики электродвигателя позволяют получить все статистические характеристики графика нагрузки электродвигателя механизма резания комбайна, на основе которых может исследоваться график нагрузки и настройки аппаратов защиты и управления.*

**Ключевые слова:** токи двигателя, коэффициент формы, коэффициент демпфирования, коэффициент вариации, автоматизация комбайна.

Ya. P. Grinberg, V. S. Solovyev

## Technique of Research of Loadings of a Drive of Cutting Loading Machines

*It is shown that measured current electric motor characteristics allow to receive all statistical characteristics of the production schedule of the electric motor of the mechanism of cutting of a combine on which basis the production schedule and options of devices of protection and management can be investigated.*

**Keywords:** engine currents, form factor, damping factor, variation factor, combine automation.

Оценки возможной производительности и нагрузки привода угольного комбайна обычно проводят по энергетической характеристике

$$p = f(v_{\Pi}),$$

где  $p$  — потребляемая мощность привода резания, кВт;  $v_{\Pi}$  — скорость подачи, м/с.

Энергетическая характеристика записывается

$$p = A + Bv_{\Pi}. \quad (1)$$

Характеристика строится по замерам средней потребляемой мощности и, соответственно, средней скорости подачи за измеряемый отрезок времени. Однако исследования показали [1], что нагрузка привода резания угольных комбайнов является резкопеременной и носит случайный характер, отвечающий нормальному закону распределения. В этом случае энергетическая характеристика не может дать никакой информации о характеристиках процесса разрушения полезного ископаемого, о режимах работы привода и его возможностях при данном характере статических нагрузок.

В отличие от характеристики (1) токовые характеристики

$$I_{\text{ср.кв}} = C + D_1 v_{\Pi}^2; \quad (2)$$

$$I_{\text{ср}} = C + D_2 v_{\Pi}^2, \quad (3)$$

где  $I_{\text{ср.кв}}$  — среднеквадратичный ток, А;  $I_{\text{ср}}$  — средний ток, позволяющий получить численные характеристики графика потребляемого двигателем резания тока и определить основные динамические параметры самого двигателя, что дает возможность выбора наиболее рационального режима работы комбайна.

На рис. 1 и 2 представлены указанные зависимости комбайна МК-67 с серийным электродвигателем и комбайна EW-170 фирмы "Эйкгофф", полученные в Объединении "Беларуськалий".

Полученные в результате непосредственных замеров значения  $I_{\text{ср.кв}}$  и  $I_{\text{ср}} = f(v_{\Pi})$ , представлены в виде графиков, построенных с использованием в расчетах метода наименьших квадратов. Их использование позволяет получить все статистиче-

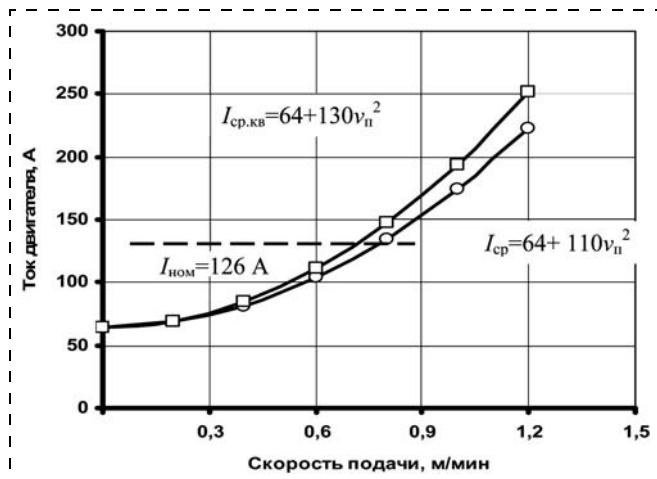


Рис. 1. Зависимости  $I_{cp} = f(v_n)$ ,  $I_{cp.kv} = f(v_n)$  серийного электродвигателя ЭДКО4р-МК67

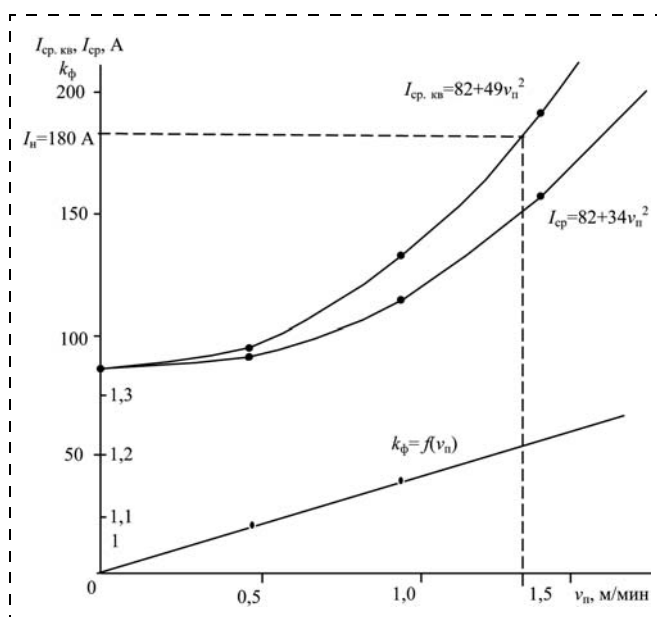


Рис. 2. Характеристики  $I_{cp.kv} = f(v_n)$ ,  $I_{cp} = f(v_n)$ ,  $k_\phi = f(v_n)$  электродвигателя 1MR2 209-4DF комбайна "Эйкофф"

ские характеристики, определяющие режимы работы привода комбайна. Действительно, дисперсия графика тока при заданной скорости подачи определяется как

$$D_I = I_{cp.kv}^2 - I_{cp}^2 = I_{cp}^2 (k_\phi^2 - 1), \quad (4)$$

где  $k_\phi = \frac{I_{cp.kv}}{I_{cp}}$  — коэффициент формы графика тока, а коэффициент вариации графика тока

$$v_I = \sqrt{\frac{D_I}{I_{cp}^2}} = \sqrt{k_\phi^2 - 1}. \quad (5)$$

Вероятное значение максимального выброса тока определяется по известному правилу  $3...4\sigma$ :

$$I_{max} = I_{cp}(1 + \beta v_I), \quad (6)$$

где  $\beta = 3...4$  определяет вероятность появления  $I_{max}$  или превышения этого значения.

Следует отметить, что коэффициент  $k_\phi^2 = \frac{D_1}{D_2}$

в уравнениях (2) и (3) характеризует неравномерность графика тока двигателя механизма резания в области номинальных нагрузок. Зависимость коэффициента формы  $k_\phi$  от скорости подачи  $v_n$  представляет прямую линию (см. рис. 2). В начале координат, т. е. при  $v_n = 0$ , коэффициент формы  $k_\phi = 1$ .

Все приведенные выше параметры, определяемые графиком тока двигателя резания, являются величинами, зависящими от его характеристик. При этом основным параметром является коэффициент демпфирования  $\varepsilon$  [2].

Передаточная функция асинхронного двигателя на линейной части механической характеристики по возмущению записывается звеном второго порядка

$$\frac{M_d(p)}{M_{ст}(p)} = \frac{1}{T^2 p^2 + 2\varepsilon T p + 1}; \quad (7)$$

$$\frac{I(p)}{M_{ст}(p)} = \frac{k_d}{T^2 p^2 + 2\varepsilon T p + 1}, \quad (8)$$

где  $T = \sqrt{T_\varepsilon T_M}$ ,  $\varepsilon = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_\varepsilon}}$  — коэффициент демп-

фирования звена второго порядка;  $M_d$  — момент двигателя;  $M_{ст}$  — момент сопротивления;  $I$  — ток двигателя;  $k_d$  — коэффициент передачи двигателя;  $T_M$  — электромеханическая постоянная времени;  $T_\varepsilon$  — электромагнитная постоянная времени.

Коэффициент демпфирования определяет качественные характеристики переходных процессов по току и моменту двигателя при возмущениях момента сопротивления. Коэффициент вариации тока и момента двигателя может быть определен [2]

$$v_I = \frac{0,18}{\varepsilon} - 0,24. \quad (9)$$

Вместе с тем для колебательного звена второго порядка характерно усиление колебаний по возмущению  $M_{CT}$  [3].

Коэффициент усиления возмущений

$$k_y = \frac{1}{2\varepsilon\sqrt{1-\varepsilon^2}} \approx \frac{1}{2\varepsilon}. \quad (10)$$

При известном коэффициенте вариации  $v_{MC}$  момента сопротивления коэффициент вариации тока двигателя

$$v_I = v_{MC} k_y. \quad (11)$$

Возможно решение и обратной задачи, при котором, задаваясь коэффициентом вариации тока двигателя, можно получить коэффициент вариации момента сопротивления:

$$v_{MC} = \frac{v_I}{k_y}. \quad (12)$$

В [1] приведены данные, по которым коэффициент вариации момента сопротивления комбайна МК-67  $v_{MC} = 0,226$  без учета неравномерности скорости подачи, так как учет колебания скорости подачи угольного комбайна с цепным тяговым органом противоречит определению нормального закона о независимости факторов, определяющих его распределение. Колебания скорости подачи комбайна МК-67 определяются изменчивостью сопротивляемости внедрению зубков в пласт полезного ископаемого, и поэтому этот фактор нельзя считать независимым.

Коэффициент демпфирования серийного двигателя резания  $\varepsilon = 0,267$ ;  $k_y = 1,87$ ;  $v_I = v_{MC} k_y = 0,423$ .

В соответствии с графиками среднеквадратичного и среднего токов (см. рис. 1), которые аппроксимированы выражениями

$$I_{cp.kb} = 64 + 130v_{II}^2;$$

$$I_{cp} = 64 + 110v_{II}^2;$$

$$k_{\Phi}^2 = \frac{130}{110} = 1,18; v_I = \sqrt{k_{\Phi}^2 - 1} = 0,426,$$

т. е. погрешность составила менее 1 %.

Таким образом, знание токовых характеристик двигателя резания угольного комбайна  $I_{cp.kb} = f(v_{II})$  и  $I_{cp} = f(v_{II})$  может дать обоснованные нормы производительности комбайна в конкретных условиях и эксплуатационные характеристики его привода механизма резания.

При заданной скорости подачи по характеристикам (2) и (3) определяются  $I_{cp.kb}$ ;  $I_{cp}$ ;  $k_{\Phi}$ ;  $v_I$ ;  $v_{MC}$ , вероятное значение  $I_{max}$  и вероятный нагрев двигателя, пропорциональный  $k_{\Phi}^2$ .

Следует также отметить, что эти уравнения являются исходными для определения закона автоматического регулирования нагрузки привода комбайнов.

Известны схемы автоматизации ИПИР-3М "Урал", измеряемым параметром которых является потребляемый ток, а регулируемым параметром в целях стабилизации потребляемой мощности привода резания — скорость подачи.

Однако зависимость потребляемой мощности от скорости подачи является линейной (1), а зависимость измеряемого параметра — тока — нелинейной (2) и (3). Поэтому названные выше схемы достаточно усложнены, и если измеряемым параметром является потребляемый ток, то он и должен быть управляемым.

В основу схемы автоматического управления комбайнов должны быть заложены зависимости  $I = f(v_{II})$ .

В общем виде уравнение среднепотребляемого тока в функции скорости подачи имеет вид (2) и (3). Если эти уравнения продифференцировать в приращениях, то можно записать  $\frac{\Delta I}{\Delta v_{II}} = 2Dv_{II}$  или

$$\Delta v_{II} = \frac{\Delta I}{2\Delta v_{II}}. \quad (13)$$

Значение  $D$  из уравнений (2) и (3) составит  $D = \frac{I-C}{v_{II}^2}$ . Подставим это значение в выражение (13):

$$\Delta v_{II} = \frac{\Delta I v_{II}}{2(I-C)}, \quad (14)$$

где  $\Delta I$  — отклонение тока от тока уставки, А;  $v_{II}$  — скорость подачи, м/мин;  $C$  — ток холостого хода комбайна, А;  $\Delta v_{II}$  — поправка к скорости подачи,

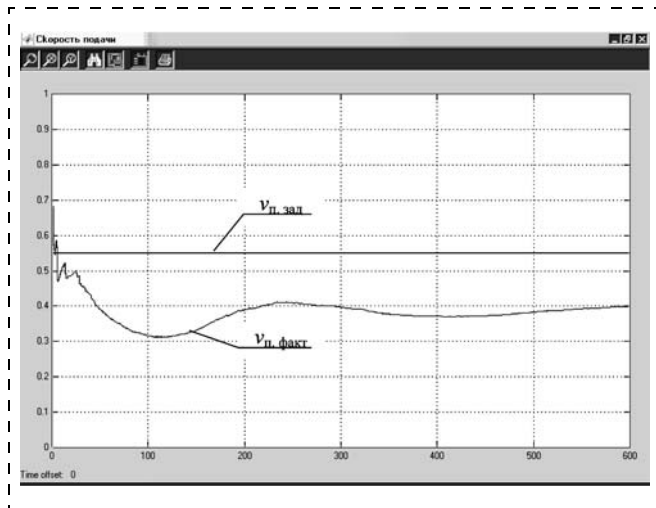


Рис. 3. Результаты моделирования автоматизированной системы регулирования скорости подачи комбайна: значения  $v_{п. зад.}$ ,  $v_{п. факт.}$  комбайна

пропорциональная  $\Delta I$ ;  $I$  — действующее значение тока двигателя, А.

Выражение (14) представляет собой закон автоматического регулирования скорости подачи комбайна и применимо для регулирования скорости подачи комбайна как по среднему, среднеквадратичному, так и по максимально допустимому току, так как графики всех этих токов описываются квадратичными (в функции  $v_{п.}$ ) параболлами.

На рис. 3 и 4 приведены результаты моделирования автоматизированной системы регулирования скорости подачи комбайна с ограничением выбросов максимального тока. Для большей наглядности пуск осуществлялся под нагрузкой с включенной скоростью подачи.

Влияние пускового тока привело к резкому снижению скорости подачи с дальнейшей ее стабилизацией и стабилизацией токовой нагрузки в пределах уставки максимально допустимого тока [4, 5].

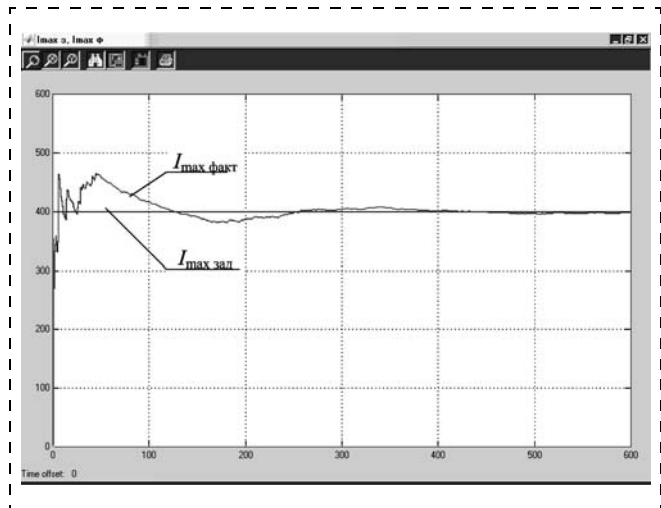


Рис. 4. Результаты моделирования автоматизированной системы регулирования скорости подачи комбайна: значения  $I_{max зад.}$ ,  $I_{max факт.}$  двигателя комбайна

Проведенные исследования показали, что выбор режимов работы, разработка систем автоматизации должны проводиться по зависимостям  $I_{ср} = f(v_{п.})$ ,  $I_{ср. кв} = f(v_{п.})$ ,  $I_{max} = f(v_{п.})$ .

#### Список литературы

1. Стариков Б. Я., Азарх В. Л., Рабинович З. М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М.: Недра, 1981.
2. Гринберг Я. П., Соловьев В. С. Оптимизация параметров механической характеристики электродвигателей угольных комбайнов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 25—27.
3. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С. Теория автоматизированного электропривода. М.: Энергия, 1979.
4. Пат. № 2170820. Способ автоматического регулирования нагрузки привода резания угольных комбайнов / Я. П. Гринберг, В. С. Соловьев, В. В. Рудаков. 2001.
5. Пат. № 2228440. Способ автоматического управления скоростью подачи угольных комбайнов / Я. П. Гринберг, В. С. Соловьев. 2004.

**А. И. Сапожников**, канд. техн. наук, гл. конструктор,  
НТФ "Специальное оборудование судов и глубоководная техника",  
**В. В. Габов**, д-р техн. наук, проф., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург,  
**С. А. Червяков**, канд. техн. наук, директор,  
Дивизион "Горное оборудование" ООО "Уралмаш—Инжиниринг", г. Екатеринбург,  
**А. В. Голованов**, асп., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург  
E-mail: aisapojnikov@yandex.ru, gvv40@mail.ru, cher@uralmash.ru, golovanov\_a@list.ru

## Повышение энергоэффективности измельчения строительных материалов и горных пород при использовании вибрационной дробилки-мельницы

*Рассмотрена существующая технологическая схема рудоподготовки горных предприятий. Выявлены существенные различия в энергозатратах на дробление и измельчение. Проанализирована зависимость степени измельчения от относительной деформации, на основе чего предложена новая конструкция вибродробилки-мельницы с повышенной степенью дробления продукта.*

**Ключевые слова:** дробление, измельчение, вибродробилка-мельница, энергозатраты, степень дробления.

A. I. Sapozhnikov, V. V. Gabov, S. A. Chervyakov, A. V. Golovanov

## Increase of Power Efficiency of Crushing of Construction Materials and Rocks when Using a Vibrating Crusher Mill

*It was considered current ore-preparation technological scheme of mining plants. There were revealed essential distinctions in power inputs of crushing and grinding. It was analyzed grinding size dependence on the size of relative deformation, on basis of which it was proposed a new design of the vibrating crusher-mill with advanced reduction ratio of the product.*

**Keywords:** crushing, grinding, vibrating crusher-mill, power inputs, reduction ratio.

Технологией горных предприятий, как правило, предусмотрено три стадии дробления (крупная, средняя и мелкая) и две стадии измельчения (грубый и тонкий помол) полезного ископаемого. Суммарная степень сокращения материала на стадии дробления не превышает 72, а на стадии измельчения достигает 338 [1]. Средние удельные энергозатраты по стадиям дробления составляют  $0,25...0,90 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$  при суммарных энергозатратах  $1,85 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$  (табл. 1), а на стадиях измельчения руд —  $28,0...47,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$  по ГОКах (табл. 2) при средних энергозатратах  $38,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ .

Удельные энергозатраты на дезинтеграцию руды с учетом степени сокращения (отношение удельных энергозатрат к степени сокращения) для стадий дробления составляют  $1,85/72 = 0,026 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ , а для стадий измельчения —  $38,2/338 = 0,113 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$  [1].

Таблица 1  
Удельные энергозатраты на дробление,  $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$

Дробление	Мягкие руды	Крепкие руды	Среднее значение
Крупное	0,15...0,20	0,25...0,40	0,25
Среднее	0,30...0,70	0,50...1,20	0,70
Мелкое	0,40...1,00	0,65...1,50	0,90
Всего			1,85

Таблица 2  
Удельные энергозатраты на измельчение,  $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$

ГОК	Руда	По ГОКу	Среднее значение
Южный	Крепкая	43,4	38,2
Михайловский	Крепкая	47,6	
Стойленский	Крепкая	40,8	
Ингулецкий	Средняя	38,0	
Северный	Средняя	31,2	
Центральный	Средняя	28,0	



Удельное энергопотребление дробилками в 4,35 (0,113/0,026) раза меньше, чем энергопотребление мельниц. Поэтому увеличение степени сокращения, реализуемой дробилками, позволит высвободить барабанные мельницы или сократить их долю в процессе дезинтеграции материала, что приведет к снижению удельного расхода энергии на измельчения [1].

При разрушении образцов клинкера на пресс-машине INSTRON (рис. 1, см. 3-ю стр. обложки) со скоростью перемещения плунжера 200 мм/мин отмечены две стадии разрушения образцов клинкера.

При перемещении плунжера от 0 до 7 мм происходит первое разрушение образца, затем наблюдаются снижение усилий до нуля и отставание плунжера от продуктов разрушения. После повторного силового воздействия и второго разрушения (перемещение плунжера 30...34 мм) начинается этап прессования материала (рис. 2).

Первое разрушение клинкера размером  $D$  дало три куска размером  $0,4D$ , пять кусков размером  $0,14D$  и 10 кусков размером  $0,05D$ . Второе разрушение дало 95 % кусков мельче  $0,025D$ . Таким образом, в течение одного цикла двухстадийного силового воздействия достигнута степень дробления  $D/0,025D = 40$ .

Чтобы достичь в конусной дробилке степень дробления 40, необходимо смоделировать в ее дробящей камере алгоритм двухстадийного разрушения материала, а именно:

в верхней зоне (зоне дробления) камеры дробления обеспечить первое разрушение образца со степенью дробления 2...2,5;

в нижней зоне (зона помола) камеры дробления обеспечить второе разрушение осколков образца со степенью дробления 16...20.

Возможность реализации подобного режима измельчения подтверждается анализом зависимостей влияния величины относительной деформации слоя на степень дробления материала, опубликованных Ю. А. Девяткиным в статье [2].

На рис. 3 представлены зависимости относительного выхода продукта от относительной крупности (отношения размера исходного куска к размеру продукта дробления) при различной относительной деформации. Следует отметить, что при относительной деформации 0,06 максимальный выход продукта соответствует относительной крупности 0,8, т. е. степени измельчения  $1/0,8 = 1,25$ . При относительной деформации 0,32 максимальное содержание продукта соответствует относительной крупности 0,4, т. е. степени из-

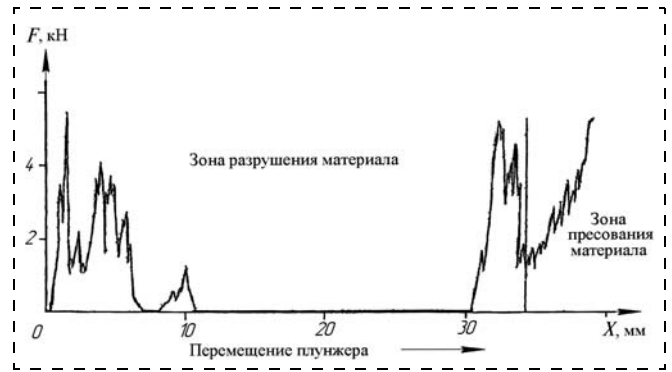


Рис. 2. Зависимость усилия  $E$  разрушения клинкера от перемещения плунжера пресса

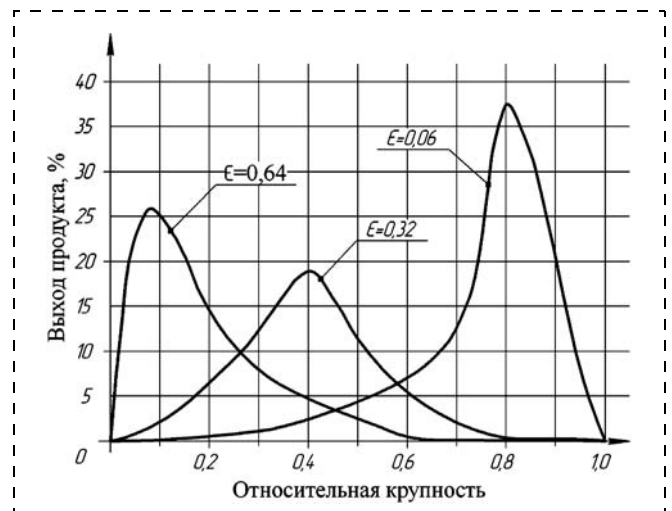


Рис. 3. Зависимости выхода продукта от крупности при различной относительной деформации

мельчения  $1/0,4 = 2,5$ . А при относительной деформации 0,64 максимальное содержание продукта соответствует относительной крупности 0,08, т. е. степени измельчения  $1/0,08 = 12,5$ . На основании этого можно сделать вывод, что при однократном сжатии с увеличением относительной деформации от 0,06 до 0,64 степень измельчения увеличилась с 1,25 до 12,5.

Представив кривые (см. рис. 3) в виде зависимостей относительной крупности продукта от величины относительной деформации (рис. 4), можно определить необходимую относительную деформацию для достижения заданной крупности продукта. Анализ зависимости позволяет определить распределение величины относительной деформации по высоте дробящей камеры.

Условно камеру дробления (рис. 5) следует поделить по высоте на три зоны: приемную, зоны дробления и помола. Для достижения степени измельчения 40 при однократном проходе матери-

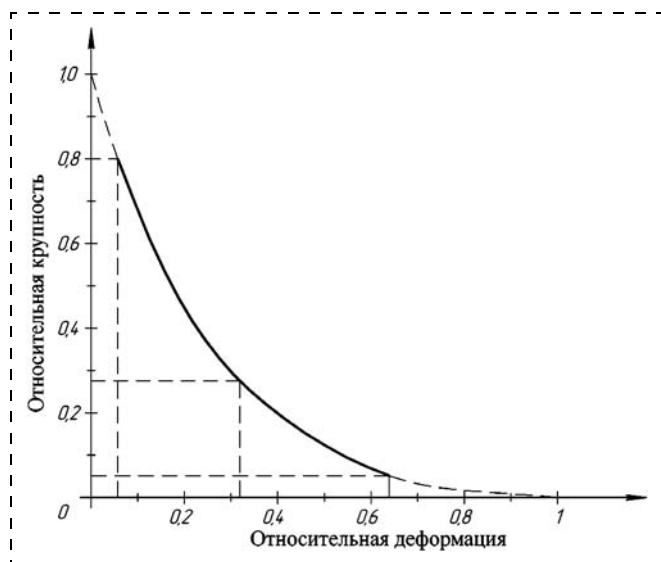


Рис. 4. Зависимость относительной крупности продукта от величины относительной деформации

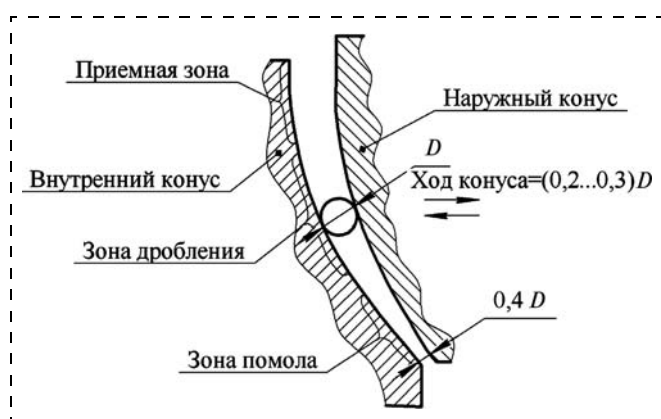


Рис. 5. Сечение камеры дробления конусной дробилки

ала через дробящую камеру необходимо в зоне дробления получить относительную деформацию  $0,2...0,3$ , обеспечивающую степень дробления  $2...3$ , а в зоне помола —  $0,5...0,6$ , обеспечивающую степень дробления 20. Так как первое разрушение приводит к возникновению осколков размером  $0,4D$ , размер разгрузочной щели должен быть не более  $0,4D$ .

Высота камеры дробления взаимосвязана с частотой колебаний. Частота колебаний должна быть достаточной для удержания породы в камере с одной стороны и для достижения высокой скорости (1 м/с) силового воздействия на дробимый материал с другой, что достигается высокочастотным силовым воздействием.

На основании приведенного выше анализа была сконструирована и изготовлена вибрационная ко-

нусная дробилка-мельница (рис. 6, см. 3-ю стр. обложки). Экспериментальное дробление гранитного щебня крепостью 14 по шкале проф. М. М. Протодяконова, размером 20...30 мм проводилось на вибрационной дробилке-мельнице при следующих параметрах: диаметр внутреннего конуса 700 мм, ширина зоны дробления 30 мм, ширина разгрузочного зазора 10 мм, амплитуда колебаний наружного конуса 3,5 мм, абсолютная деформация (размах колебаний наружного конуса) 7 мм, относительная деформация в зоне дробления 0,21, относительная деформация в зоне помола 0,52, частота колебания 1400 кол/мин (23 Гц). За один проход продукта дробления через камеру были получены следующие результаты по гранулометрическому составу:

Размер ячеек, мм. . . . .	5	2	1	0,5	0,25	0,071	Проход через сито 0,071 мм
Остаток на сите, % . . . . .	4	22	12	8	8	10	36

Прочие показатели экспериментального дробления: производительность по питанию  $9 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; производительность по классу  $-0,071 \text{ мм}$   $3,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; средневзвешенная степень дробления 32; потребляемая мощность 30 кВт, энергопотребление (по классу  $-0,071 \text{ мм}$ ), не более  $30/3,24/352 = 0,026 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ .

При выполнении той же работы высокочастотная вибрационная дробилка потребляет в 4 раз меньшую энергию ( $0,026 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ ) по сравнению с шаровой мельницей ( $0,113 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ ).

Таким образом, высокочастотные вибродробилки-мельницы могут стать основой для создания энергосберегающих технологий измельчения строительных материалов и горных пород. Результаты расчета дробилки-мельницы подтверждают, что при массе 60 т, диаметре конуса 1500 мм, мощности 600 кВт производительность по питанию на руде крепостью по шкале проф. М. М. Протодяконова 14...18 может достичь 300 т/ч, а производительность по продукту ( $-0,071 \text{ мм}$ ) — 100...120 т/ч.

#### Список литературы

1. **Бойко Г. Х.** Горное оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург, 2003.
2. **Девяткин Ю. А., Гневанова Л. Е.** Исследование процессов разрушения горных пород методами математического моделирования как основа проектирования конусных дробилок и прогнозирования их технологических показателей // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 7. С. 44—49.

УДК 62-427.4

**Г. Д. Трифанов**, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, президент Международной ассоциации исследователей стальных канатов, ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: kanat@pstu.ru

### **XI Международная научно-техническая конференция "Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения"**

---

*Приведена информация о XI Международной научно-технической конференции "Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения" (29 мая — 01 июня 2012 г., г. Одесса, Украина).*

**Ключевые слова:** стальные канаты, конструирование, изготовление и эксплуатация канатов, исследование динамики и долговечности канатов, шахтный подъем, динамика канатных подъемных установок.

**G. D. Trifanov**

### **11<sup>th</sup> International Scientific Research Conference "Manufacture and Use of Steel Ropes — Problems and Solutions"**

---

*Information about the 11<sup>th</sup> International scientific research conference "Manufacture and use of steel ropes — problems and solutions" (29 May — 01 June 2012, Odessa, Ukraine).*

**Keywords:** steel ropes, design, manufacture and maintenance of ropes, study of the dynamics and durability of the rope, mining hoist, dynamic of ropes hoisting equipments.

С 29 мая по 01 июня 2012 г. в г. Одесса (Украина) традиционно прошла XI Международная научно-техническая конференция "Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения" (см. также 4-ю стр. обложки). Организатор конференции — Международная ассоциация исследователей стальных канатов (МАИСК). Тематика конференции:

прогрессивные конструкции и технологии изготовления стальных канатов;

вопросы эксплуатации шахтных канатов;

проблемы надежности и долговечности стальных канатов;

теория расчета и проектирования стальных канатов;

динамика стальных канатов и канатных систем.

Международная общественная организация МАИСК учреждена Международной научно-технической конференцией исследователей стальных канатов в августе 1999 г. и зарегистрирована Минюстом Украины в апреле 2000 г. Целью создания

МАИСК явилось удовлетворение и защита общих творческих интересов ее членов, способствующих исследованию прочности и долговечности стальных канатов, технологии их изготовления, а также теоретических и практических аспектов эксплуатации. Одновременно ставилась задача продолжения лучших традиций школы исследователей-канатчиков, сложившейся в СССР в 1950—1980-е гг. Начиная с 1963 г. в Одессе постоянно проводились семинары-симпозиумы, которые собирали ведущих ученых и специалистов в области проектирования, изготовления, эксплуатации и исследований стальных канатов. Доклады симпозиумов публиковались в известных всем канатчикам сборниках научных трудов — "Стальные канаты". Издательством "Техніка" было выпущено десять сборников. Сейчас эти книги стали библиографической редкостью. Вместе с тем, изложенные в них идеи реализуются при разработке, изготовлении и эксплуатации стальных канатов.

В работе XI Международной научно-технической конференции приняли участие 75 представителей различных организаций Украины, России, Грузии, Польши и Великобритании. 13 участников представляли заводы-изготовители канатов: ОАО "Белорецкий металлургический комбинат" ("БМК"); ОАО "Магнитогорский металлургический комбинат" ("ММК"); ОАО "Северсталь—метиз" (Россия); Частное Акционерное Общество "Производственное Объединение "Стальканат—Силур" (ЧАО "ПО "Стальканат—Силур") (Украина); фирма "Брайдон" (Великобритания). Заводы-изготовители канатных смазок представляли ООО "РУ НПП Агринол" (г. Бердянск) и ООО "Политех" (г. Уфа). Наиболее многочисленной была группа потребителей стальных канатов — 29 механиков с шахт и рудников Украины и России. 14 участников представляли академические и научно-исследовательские институты, высшие учебные заведения. Это ОАО "НИИГМ им. М. М. Федорова" (г. Донецк), Национальный горный университет, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины (г. Днепропетровск), Одесский национальный политехнический университет, Пермский национальный исследовательский политехнический университет.

На конференции заслушано 30 докладов. Под руководством начальника отдела горно-шахтного оборудования Департамента угольной промышленности Минэнергоугля Украины *А. В. Рубеля* проведен круглый стол на тему "Пути повышения технической эффективности стальных канатов в горно-добывающей промышленности".

Особенностью этой конференции были доклады о применении стальных канатов в строительстве. Арматурные канаты являются наиболее эффективным видом арматуры для большепролетных предварительно напряженных железобетонных конструкций. Были сделаны доклады об особенностях применения арматурных канатов при строительстве защитных оболочек АЭС и стабилизированных арматурных канатов при ремонте и реконструкции мостовых сооружений. В докладе исполнительного директора МАИСК, директора НПП "ВИРА-СЕРВИС Плюс" д-ра техн. наук, проф. *В. А. Малиновского* были показаны особенности силового взаимодействия арматурных канатов с опорной поверхностью защитной оболочки АЭС.

Генеральный директор ООО "НПП "СК Мост" *В. Ю. Казарян* доложил о совместном проекте с

ОАО "Северсталь-метиз" по применению стабилизированных арматурных стальных канатов при ремонте и реконструкции мостовых сооружений.

Начальник канатной лаборатории ОАО "БМК" *Д. Р. Валеев* в своем докладе сообщил, что их завод освоил технологию изготовления канатов из пластически обжатых прядей. В настоящее время завод выпускает следующие канаты с пластическим обжатием прядей:

талевые канаты с металлическим сердечником конструкции  $6 \cdot 31 + 7 \cdot 7$  и  $6 \cdot 26 + 7 \cdot 7$  диаметром от 25 до 35 мм;

экскаваторные канаты конструкции  $6 \cdot 36 + 7 \cdot 7$  диаметром от 39,0 до 64 мм;

крановые канаты конструкции  $12 \cdot 7 + 6 \cdot 19$  диаметром от 8,0 до 24 мм;

ваерные канаты конструкции  $6 \cdot 26 + 1$  о. с.

Пластическое обжатие прядей осуществляется расположенными в клетки роликами.

Из доклада инженера ЧАО "ПО "Стальканат—Силур" *Л. Д. Соломкина* участники конференции узнали, что специалисты Одесского канатного завода освоили технологию изготовления канатов из пластически обжатых прядей диаметром от 6 до 45,5 мм. Пластическую деформацию прядей они осуществляют в монолитных волокнах.

Заместитель начальника технического отдела ЧАО "ПО "Стальканат—Силур" *Г. А. Горбасенко* выступила с докладом "Освоение технологии изготовления прямолинейных нераскручивающихся канатов — путь к повышению качества каната". Она проинформировала, что потребители предъявляют жесткие требования по уравновешенности к тонким канатам диаметром 5,2 мм и менее. Для изготовления идеального, абсолютно нерасплетающегося, прямолинейного и некрутящегося (равновесного) каната необходимо либо полностью нейтрализовать внутренние остаточные усилия, либо абсолютно точно обеспечить некоторую комбинацию значений продольных сил и крутящего и изгибающего моментов. Для решения этой проблемы они исключили дополнительные перемотки проволоки, проводят постоянную ревизию элементов канатовьющей машины с целью исключения недопустимых люфтов и биений элементов оснастки, обеспечения равномерного натяжения прядей.

В своем докладе "Эксплуатационное удлинение головных канатов, работающих на шахтных подъемных установках" инженер ООО "Центр испытаний и надзора за подземными горными рабо-

тами" (Польша) *Михал Новак* сообщил, что в Польше для каждого шахтного подъемного каната вычерчивается график его удлинения за весь период его эксплуатации. Это требование нормативных документов. Исследования показали, что существует взаимосвязь между эксплуатационным удлинением подъемных канатов и их кручением. Фактор кручения канатов может как способствовать, так и препятствовать удлинению, т. е. канаты могут не только удлиняться, но и укорачиваться. Со временем закручивание каната возрастает.

Член-корреспондент Академии горных наук Украины, канд. техн. наук, заведующий лабораторией проблем диагностики ШПУ ИГТМ НАН Украины *С. Р. Ильин* рассказал о результатах исследований днепропетровской научной школы по механике шахтных канатных подъемных установок. Он, в частности, подчеркнул, что современный подход к обеспечению эксплуатационной безопасности шахтных подъемов, срок работы которых достигает 30—40 лет и более, является наукоемкой технологией высокого уровня и базируется на комплексном применении современной мобильной цифровой измерительной техники в сочетании с расчетными методами математического анализа.

Лаборатория ШПУ ИГТМ проводит систематические обследования стволов в рамках государственной системы Госпромнадзора Украины. Более точный и систематический контроль состояния оборудования по известным нормативным параметрам и позволил выявить ряд ранее не описанных в научной литературе и технической документации динамических явлений в системах "подъемная машина—канаты—подъемный сосуд—армировка шахтного ствола". Эти явления существенным образом влияют на уровень динамических нагрузок на проводники и, в конечном итоге, на уровень эксплуатационной безопасности шахтных подъемных комплексов.

Представленные результаты экспериментальных и теоретических исследований показали, что динамическое взаимодействие системы управления подъемной машиной через упругие головные канаты большой длины может создавать в системах "сосуд—армировка" на участках локальных искривлений стволов в зонах сдвижения горных пород специфический непроектный динамический режим горизонтальных колебаний, для которого характерны высокие ударно-контактные нагрузки с поличастотным хаотическим распределени-

ем амплитудно-частотных характеристик по участкам ствола.

В докладе были представлены рекомендации, обеспечивающие сохранение эксплуатационных характеристик канатных подъемных установок на требуемом уровне безопасности. Частью этих рекомендаций является согласование параметров оборудования подъемных сосудов с параметрами геометрических нарушений стволов. Автор выступил с предложением активного внедрения цифровых систем сбора информации и управления работой шахтных подъемных машин.

Профессор *Д. Патарая* выступил с докладом "Моделирование и расчет параболических антенн, гантельных систем и других космических структур на основе дискретного представления стержня и метода выравнивания усилий". Работа представляет продолжение цикла исследований, основанных на оригинальном подходе, разработанном автором для расчета сложных канатно-стержневых структур.

Доклад доктора *Г. Нозадзе* "Примеры моделирования и расчета сложных канатно-стержневых структур" (соавторы *Д. Патарая, Э. Цоцерия, Г. Джавахишвили, Т. Джавахишвили*) был в основном посвящен исследованию разработанной им компьютерной модели каната.

Один день в работе конференции был посвящен эксплуатации стальных канатов на шахтных подъемных установках. Профессор *В. А. Малиновский* выступил с докладом о результатах промышленных испытаний адаптированных подъемных канатов на глубоких шахтах Кузбасса. Адаптированные к условиям конкретной шахты канаты имеют переменный шаг свивки, что обеспечивает снижение кручения в шахтном стволе и увеличивает его срок службы. Канаты с переменным шагом в настоящее время производятся по заказам предприятий на заводе "Стальканат" ЧАО "ПО "Стальканат-Силур" (г. Одесса). Их применение на глубоких барабанных шахтных подъемных установках позволяет увеличить срок службы канатов.

Доклад автора настоящей статьи был посвящен оценке влияния предохранительных торможений на долговечность стального каната шахтной подъемной установки. Выполненными совместно с канд. техн. наук *М. А. Стрелковым* расчетами результатов компьютерного мониторинга работы шахтной подъемной установки и измерений динамики шахтного подъемного сосуда при наложе-

нии предохранительного тормоза установлено, что подъемный канат при предохранительном торможении испытывает динамические нагрузки, соответствующие 160 циклам подъема груза. В среднем для рассмотренной подъемной установки динамические нагрузки при срабатывании предохранительного тормоза приводят к снижению срока службы подъемного каната на 30 %.

В настоящее время авторами разработана математическая модель подъемной установки, позволяющая на основе непрерывного измерения и регистрации фактических параметров работы установки осуществлять оценку долговечности подъемного каната.

На круглом столе выступили главные механики шахт и рудников с информацией об условиях эксплуатации стальных канатов и основных причинах их снятия с эксплуатации. Было отмечено, что представители заводов-изготовителей оперативно реагируют на возникающие сложности при эксплуатации канатов, совместно с представителями шахт определяют причины выхода канатов из строя, участвуют в разработке мероприятий, направленных на улучшение условий эксплуатации канатов. *А. В. Рубель* выступил с предложением установить гарантии на поставляемые для шахтных подъемных установок канаты. Представители канатных заводов согласились с этим предложением, отметив со своей стороны, что они могут дать гарантии при правильной организации транспортирования и хранения, выполнения их навески, своевременного контроля и ухода в процессе эксплуатации, рационального режима нагружения.

После обмена мнениями и дискуссии участники конференции приняли следующие решения.

1. Учитывая положительные результаты промышленных испытаний опытной партии адаптированных (с переменным шагом свивки) подъемных канатов на глубоких шахтах Криворожского железорудного комбината, рекомендовать широкое применение таких канатов в горной промышленности, в том числе на угольных шахтах с глубиной ствола более 800 м.

2. Учитывая существенное увеличение технического ресурса канатов типа ПК (из пластически обжатых прядей) на грузовых подъемах, рекомендовать применение таких канатов на грузоподъемных подъемах.

3. В связи с переходом к применению на территории Украины и России стандартов EN на сталь-

ные канаты конференция просит органы стандартизации организовать ускоренный ввод в действие стандарта EN 10264-4 на проволоку стальную канатную.

4. Для ликвидации отставания стран СНГ в использовании несущих канатных элементов в строительных сооружениях конференция считает целесообразным создание специального предприятия по изготовлению канатных вант и других несущих канатных конструкций.

5. Конференция рекомендует производителям стальных канатов всемерно расширять применение прогрессивных технологических приемов, эффективность которых доказана отечественной и мировой практикой, а именно: пластическое обжатие прядей; опрессовка металлических сердечников; введение неметаллических трензелей; применение канатной проволоки с временным сопротивлением 1860 Н/мм<sup>2</sup> и более; использование канатных смазок, соответствующих конкретному назначению и условиям эксплуатации канатов.

6. Рекомендовать производителям стальных канатов установить гарантийные показатели по сроку службы или абсолютной наработке для основных отраслей промышленности и механизмов со стабильными показателями рабочих циклов (горнодобывающая и нефтегазодобывающие промышленности, лифты, порталные краны и перегружатели и др.).

7. Рекомендовать широкое применение регистраторов режимов работы шахтных подъемных установок и цифровых систем управления их приводом.

8. Рекомендовать широкое использование неразрушающих методов контроля технического состояния стальных канатов в эксплуатации на базе дефектоскопов ИНТРОС (г. Москва).

9. Просить руководство Департамента угольной промышленности Минэнергоугля Украины на очередной конференции представить обобщенный анализ работоспособности, случаев отказа и выявленных недостатков шахтных канатов.

На следующей конференции в июне 2013 г. будет отмечаться 50 лет со времени проведения Первой Всесоюзной научно-технической конференции по стальным канатам. От имени правления МАИСК приглашаю всех заинтересованных специалистов принять участие в юбилейной конференции.

**БРАТЧЕНКО**  
**БОРИС ФЕДОРОВИЧ**  
**(09.10.1912—02.10.2004)**



9 октября 2012 г. исполнилось бы 100 лет крупному организатору угольной промышленности, лауреату Государственной премии СССР, Герою Социалистического Труда, министру угольной промышленности СССР (1965—1985 гг.) Борису Федоровичу Братченко.

Вся трудовая деятельность Бориса Федоровича связана с угольной промышленностью. После окончания Московского горного института в 1935 г. он работал на различных горных предприятиях Пермской и Ростовской областей. В 1940 г. Б. Ф. Братченко был назначен главным инженером шахты имени М. В. Фрунзе в Ростовской области.

В 1942 г., уже будучи начальником шахты "Комсомольская правда", руководил демонтажем и отправкой оборудования, эвакуацией специалистов на Урал, в Кузбасс, Караганду. В этом же году был переведен в Наркомат угольной промышленности

СССР, а затем в Управление делами Совнаркома СССР. В начале сентября 1943 г., после освобождения Донбасса от фашистских захватчиков, по личному заявлению, поехал восстанавливать шахту "Комсомольская правда".

С 1945 по 1949 г. Борис Федорович работал в тресте "Шахтантрацит" сначала главным инженером, а затем исполняющим обязанности управляющего трестом. В ноябре 1949 г. Б. Ф. Братченко был переведен главным инженером в комбинат "Карагандауголь".

Огромный организаторский талант и опыт в решении сложных проблем, стоявших в то время перед угольной промышленностью, заслуженно выдвинули Б. Ф. Братченко в число руководителей отрасли. В 1953 г. он был назначен заместителем министра угольной промышленности СССР, в 1957—1958 гг. Борис Федорович возглавлял Каменский совнархоз, будучи первым заместителем председателя Ростовского совнархоза, он руководил отделом угольной, торфяной и сланцевой промышленности Госплана СССР. С 1959 г. работал председателем Карагандинского совнархоза, с 1961 по 1965 г. — председателем Госплана — заместителем Председателя Совмина Казахской ССР.

С 1965 по 1985 г. Б. Ф. Братченко занимал пост министра угольной промышленности СССР. За годы его руководства отраслью добыча угля в стране возросла более чем в 1,3 раза и в 1985 г. составила 718 млн т.

Под руководством Б. Ф. Братченко создавались и реконструировались крупные высокомеханизированные угольные и сланцевые предприятия. В это время была создана мощная научно-техническая база для разработок современных технологий в горно-добывающей отрасли.

С начала 1990-х гг. Б. Ф. Братченко стоял у истоков создания Академии горных наук и был избран ее почетным президентом, принимал активное

участие в разработке "Закона об угле" и в работе компании "Росуголь" по реструктуризации отрасли.

Заслуги и огромный вклад Бориса Федоровича Братченко в развитие угольной промышленности отмечены многими высокими государственными и ведомственными наградами. Он удостоен звания Героя Социалистического Труда (1982), награжден

четырьмя орденами Ленина (1948, 1966, 1971, 1981), орденами Октябрьской Революции (1976), Трудового Красного Знамени (1956), медалями "За трудовую доблесть", "За трудовое отличие", "За восстановление угольных шахт Донбасса" (1948), "За труд" (Чехословакия), другими медалями, знаком "Шахтерская слава" I, II и III степеней.

## *Поздравляем юбиляра*

**Исполнилось 80 лет**

### **Роману Юрьевичу Подэрни —**



профессору кафедры горных машин и оборудования Московского государственного горного университета, доктору технических наук, почетному работнику высшей школы, лауреату Премии имени А. М. Терпигорева, действительному члену Российской академии естественных наук, академику-секретарю РАЕН, члену редакционной коллегии журнала "Горное оборудование и электромеханика".

Научная и педагогическая деятельность профессора Р. Ю. Подэрни многогранна и плодотворна. Он является автором одиннадцати монографий, включая семь учебников для ВУЗов, более двухсот научных публикаций и 56 авторских свидетельств и патентов. Им лично подготовлено: более двухсот горных инженеров по специальности "Горные машины и оборудование", 70 кандидатов и 5 докторов технических наук. Он член двух специализированных советов по защитах кандидатских и докторских диссертаций.

Являясь одним из ярчайших учеников профессора Алексея Васильевича Топчиева, сегодня Р. Ю. Подэрни возглавляет научную школу создания и исследований карьерного оборудования в РФ.

**Горно-техническая общественность поздравляет Романа Юрьевича с юбилеем и желает ему крепкого здоровья и новых достижений в профессиональной деятельности.**

*Московский государственный горный университет,  
Российская академия естественных наук,  
Редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика".*

---

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *Т.В. Пчелкина*.

Сдано в набор 15.08.2012. Подписано в печать 26.09.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO1012. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Оригинал-макет ООО "Авансед солишнз". Отпечатано в ООО "Авансед солишнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.