

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

**Главный редактор**

КАНТОВИЧ Л.И., д.т.н., проф.

**Зам. гл. редактора:**

ИВАНОВ С.Л., д.т.н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д.т.н., проф.

**Редакционный совет:**

КОЗОВОЙ Г.И., д.т.н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

**Редакционная коллегия:**

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЕТРОВ В.Л., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

**Редакция:**

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

**Телефон редакции:**

(499) 269-53-97

**Факс:** (499) 269-55-10

**Email:** gma@novtex.ru

**http://novtex.ru/gormash**

## СОДЕРЖАНИЕ

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

**Плютов Ю. А., Харьков А. Г.** Повышение эффективности эксплуатации крупногабаритных шин автосамосвалов на карьерах Олимпиадинского ГОКа ЗАО ЗК "ПОЛЮС" . . . . . 3

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

**Козярук А. Е., Жуковский Ю. Л.** Система обслуживания электромеханического оборудования машин и механизмов по фактическому состоянию . . . . . 8

### СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

**Ильин С. Р., Василькевич В. И.** Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть II . . . . . 15

### ПОДВОДНАЯ РАЗРАБОТКА ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

**Сержан С. Л., Медведков В. И.** Особенности энергообеспечения грунтозаборного устройства добычного комплекса для подводной добычи . . . . . 23

### НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

**Демченко И. И., Плотников И. С.** Расчет параметров грохота с канатным движущимся полем . . . . . 30

**Жабин А. Б., Поляков А. В.** Математическая модель процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления . . . . . 36

**Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Прокопович Г. В., Шестаков В. С.** Обоснование рациональных значений динамических параметров породоразрушающего инструмента и горной породы при ударном бурении . . . . . 40

### ИНФОРМАЦИЯ

**Никитин В. Н., Маслюк В. М., Кураш В. С.** Разработка и освоение производства в РФ экономнолегированных высокопрочных сталей для карьерных самосвалов БелАЗ . . . . . 45

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.

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

**Editor-in-Chief**

KANTOVICH L.I., Dr. Sci. (Tech.)

**Deputy Editor-in-Chief:**

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)

LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

**Editorial Council:**

KOZOVOY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)

TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),

Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS

ANTONOV B.I.

GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)

KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)

KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)

MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)

NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)

CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

**Editorial Board Members:**

ABRAMOVICH B.N., Dr. Sci. (Tech.)

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)

GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)

GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)

EGOROV A.N. (Belarus)

ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)

ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)

MUKHORTIKOV S.G., Dr. Sci. (Tech.)

MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)

PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)

PETROV V.L., Dr. Sci. (Tech.)

PLYUTOV Yu.A., Cand. Sci. (Tech.)

PODERNI R.Yu., Dr. Sci. (Tech.)

SAMOLAZOV A.V.

SEMENOV V.V., Cand. Sci. (Tech.)

STADNIK N.I. (Ukraine), Dr. Sci. (Tech.)

TRIFANOV G.D., Dr. Sci. (Tech.)

KHAZANOVICH G.Sh., Dr. Sci. (Tech.)

KHORESHOK A.A., Dr. Sci. (Tech.)

YUNGMEYSTER D.A., Dr. Sci. (Tech.)

**Editorial Staff:**

BELYANKINA O.V.

DANILINA I.S.

CONTENTS

MINING TRANSPORT

**Plyutov Yu. A., Kharkov A. G.** Boosting Efficiency of Large-Size Tires on Quarry Dump Trucks of Olympiadinskaya Mining Company "POLYSGOLD" . . . . . 3

ELECTROMECHANICS. AUTOMATION

**Kozyaruk A. E., Zhukovsky Yu. L.** Service System of Electric Vehicles and Machinery Equipment on the Actual State . . . . . 8

STATIONARY INSTALLATIONS

**Ijlin S. R., Vasilkevich V. I.** Analysis of the Influence of Box Guides Geometrical Parameters on the Dynamic Deformation-Strength Characteristics of Reinforcement in Conditions of Wear. Part II . . . . . 15

UNDERWATER MINING OF MINERALS

**Serjan S. L., Medvedkov V. I.** Energy Supply Features of Suction Cutter of Mining Complex for Underwater Mining . . . . . 23

RESEARCH AND DEVELOPMENT

**Demchenko I. I., Plotnikov I. S.** Characteristic's Estimation of Griddle with the Moving Rope Field . . . . . 30

**Zhabin A. B., Polyakov A. V.** Mathematical Model of Process of Cutting Rocks by Interrupted High Pressure Water Jet . . . . . 36

**Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Prokopovich G. V., Shestakov V. S.** Justification Rational Values Dynamic Parameters Rock Cutting Tool and Rock Drilling at Shock . . . . . 40

INFORMATION

**Nikitin V. N., Maslyuk V. M., Kurash V. S.** Development and Production in Russia Economically Alloyed High Strength Steels for Mining Trucks BelAZ . . . . . 45

Information about the journal is available online at:  
<http://novtex.ru/gormash>, e-mail: [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)

УДК 622.6

**Ю. А. Плютов**, канд. техн. наук, доц., СФУ, **А. Г. Харьков**, горн. инж., ЗАО ЗК "Полюс", г. Красноярск

E-mail: plu\_2002@mail.ru, HarkovAG@polyusgold.ru

## **Повышение эффективности эксплуатации крупногабаритных шин автосамосвалов на карьерах Олимпиадинского ГОКа ЗАО ЗК "ПОЛЮС"**

---

*Даны рекомендации по эффективной эксплуатации крупногабаритных шин карьерных автосамосвалов.*

**Ключевые слова:** крупногабаритная шина, восстановление протектора, утилизация

**В** мировой практике эксплуатации большегрузных автосамосвалов накопилось достаточно много проблем, связанных с крупногабаритными шинами (КГШ). Расходы на ремонт и замену шин за весь срок службы карьерного самосвала обычно обходятся горному предприятию в сумму, равную изначальной стоимости этого транспортного средства. "Карьерам необходимо приложить усилия, чтобы продлить срок эксплуатации уже используемых шин, — утверждает Пит Холман, старший консультант компании Caterpillar Global Mining. — И единственный способ это сделать — пересмотреть организацию и способы работы на площадке" [1]. Ремонт шин стал более востребован; все чаще ставятся задачи по восстановлению их протектора. Наиболее активно восстановленные КГШ используются в Северной и Южной Америке. Достаточно активно развивается этот процесс в Европе. Производители специализированного оборудования утверждают, что стоимость восстановления и ремонта составляет 5 % от стоимости покрышки. Никакого дополнительного специального оборудования это не требует. Единственное отличие в том, что КГШ восстанавливать значительно сложнее, чем любые другие. В России же шины для карьерной техники изнашиваются буквально до "дыр", ввиду этого восстановлению они, как правило, не подлежат. При эффективной эксплуатации КГШ, поставляемые различными компаниями на российский рынок, могут быть восстановлены так же, как любые другие. В ряде случаев эти компании целенаправленно участвуют в проектах по модер-

низации и совершенствованию ремонтной базы КГШ у тех клиентов, которые проявляют в этом соответствующую заинтересованность. Нельзя не отметить еще одну проблему — использование отслуживших свой срок шин. Выброшенные на свалки либо закопанные шины разлагаются в естественных условиях не менее 100 лет. Между тем, известно, что амортизированная шина представляет собой ценное вторичное сырье, содержащее 45...55 % резины (каучук), 25...35 % технического углерода, 10...15 % высококачественного металла. Экономически эффективная переработка автошин позволит не только решить экологические проблемы, но и обеспечить высокую рентабельность перерабатывающих производств [2]. С учетом указанных проблем проведем оценку эффективности эксплуатации КГШ большегрузных автосамосвалов на карьерах Олимпиадинского ГОКа, расположенного в Северо-Енисейском районе Красноярского края.

В настоящее время на карьерах "Восточный", "Благодатный" и "Титимухта" Олимпиадинского месторождения эксплуатируются автосамосвалы: Terex MT 3300AC (грузоподъемность 136 т, начало эксплуатации 2006 г., 10 шт.); Caterpillar CAT 785C (грузоподъемность 136 т, начало эксплуатации 2009 г., 50 шт.); Caterpillar CAT 777F (грузоподъемность 91 т, начало эксплуатации 2009 г., 27 шт.); Komatsu HD 785-5 (грузоподъемность 91 т, начало эксплуатации 2003 г., 39 шт.). Значения гарантированного, нормативного и фактического пробегов шин этих машин приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Пробег шин карьерных автосамосвалов Олимпиадинского ГОКа в 2012 г.**

Авто-самосвал	Размер шин и фирма-изготовитель	Пробег, км		
		гарантированный	нормативный	фактический
Terex MT 3300AC	33.00-51 "Белшина"	25 000	53 000	71 483
Caterpillar: CAT 785C  CAT 777F	33.00R-51 "Michelin"	90 000	100 000	164 322
	33.00-51 "Белшина"	25 000	53 000	85 970
	33.00R-51 "Goodyear"	90 000	100 000	127 169
	27.00R-49 "Bridgestone"	90 000	100 000	130 579
	27.00-49 "Белшина"	25 000	53 000	88 153
Komatsu HD 785-5	27.00R-49 "Bridgestone"	90 000	100 000	109 407
	27.00-429 "Белшина"	25 000	53 000	76 671

Гарантированный пробег устанавливается заводом-изготовителем и составляет для радиальных шин 90 тыс. км (производство "Michelin", "Bridgestone", "Goodyear") и для диагональных 25 тыс. км (производство "Белшина"). Нормативный пробег устанавливает производственно-технический отдел исходя из анализа эксплуатации шин в условиях карьеров. Фактический пробег определяется по статистическим данным списания КГШ.

Основными причинами списания шин являются: *естественный износ рисунка протектора — 63 %, отслоение и вздутие — 26 %, механические повреждения — 11 %* (сквозной пробой, различные порезы и т. п.).

В период эксплуатации автотранспорта на предприятии ведется учет пробега различных по позициям шин (передние правые и левые — ПП, ПЛ; задние правые и левые внутренние — ЗПВ, ЗЛВ; задние правые и левые наружные — ЗПН, ЗЛН) и при достижении 60...70 % нормативного пробега осуществляется их перестановка по следующей схеме. Передние шины снимаются и направляются на склад хранения, откуда изымаются при замене поврежденных; вместо снятых передних шин устанавливаются новые. При достижении максимального износа протектора задних шин они снимаются и списываются. Взамен них устанавливаются шины, бывшие в употреблении, соответствующие передним по рисунку и высоте протектора со склада изношенной шины (рис. 1). Применение такой схемы перестановки позволило нам провести

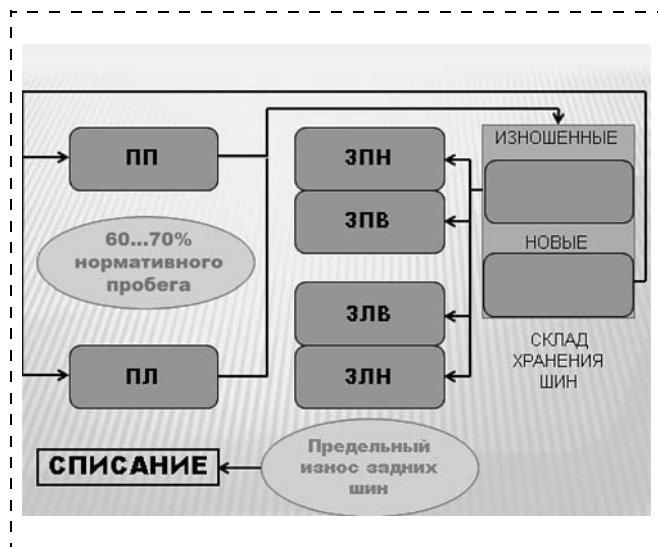


Рис. 1. Существующая схема перестановки шин автосамосвалов

анализ полного износа протектора только лишь для шин задней оси автосамосвала. Анализ выполнен с 2008 по 2012 г. (табл. 2).

Как видно из представленных данных, задняя правая наружная шина всех автосамосвалов подвержена наибольшему износу. Это объясняется тем, что водитель, находясь в расположенной слева кабине, хуже видит состояние дороги справа и выбирает хорошую дорогу в основном для левых шин. Очевидно, что передняя правая шина, рабо-

Таблица 2

**Математическое ожидание пробега различных по производителям и позициям шин карьерных автосамосвалов, км**

Авто-самосвал	Размер шин и фирма-изготовитель	ЗПН	ЗПВ	ЗЛН	ЗЛВ
Terex MT 3300AC	33.00-51 "Белшина"	68 839	71 256	72 365	73 473
Caterpillar: CAT 785C  CAT 777F	33.00R-51 "Michelin"	160 001	163 439	167 671	166 179
	33.00-51 "Белшина"	82 785	86 224	84 298	90 571
	33.00R-51 "Goodyear"	122 121	134 737	122 268	129 550
	27.00R-49 "Bridgestone"	123 030	140 249	129 185	129 851
	27.00-49 "Белшина"	91 301	89 089	88 429	83 792
Komatsu HD 785-5	27.00R-49 "Bridgestone"	104 147	112 212	109 675	111 593
	27.00-49 "Белшина"	69 467	71 087	72 546	73 585

тающая в режиме рулевого управления, будет иметь еще больший износ, чем задняя правая наружная. Задние внутренние шины изнашиваются меньше задних наружных, хотя они движутся по своей колее, а наружные шины практически — по колее передних. Это можно объяснить особенностями дорожного покрытия трасс рассматриваемых карьеров (лучше укатана середина проезжей части). Применяемая на предприятии схема перестановки шин не позволяет обеспечить равномерный износ протектора различных по позициям шин. Оптимальным вариантом является установка и списание шин полным комплектом.

Предлагается следующая схема перестановки шин (рис. 2). При достижении гарантированного пробега для диагональных шин "Белшина" или половины гарантированного для радиальных шин других производителей переставлять передние шины ПП и ПЛ соответственно на позиции задних ЗЛВ и ЗПВ; задние наружные ЗПН и ЗЛН — на позиции передних ПЛ и ПП; задние внутренние ЗПВ и ЗЛВ — на позиции ЗЛН и ЗПН. При достижении нормативного пробега применяется еще раз подобная схема перестановки. Таким образом, каждая шина эксплуатируется в трех позициях — от тяжелых условий до легких, и наоборот. При достижении максимально допустимого износа протектора (определяется при ежесменном осмотре) шины снимаются полным комплектом и отправляются на пункт списания, где решается вопрос об их дальнейшем применении (либо восстановление протектора, либо утилизация), а на автосамосвал устанавливается новый комплект.

В настоящее время на Олимпиадинском ГОКе действует шиноремонтный участок, который выполняет восстановительный ремонт КГШ 27.00R-49, 33.00-51 и 36/90-51 с повреждениями размером до 250 мм с использованием оборудования и инструмента производства Австралии, Германии, Беларуси и России. Вопрос восстановления протектора шин никогда не поднимался и не обсуждался. Внедрение предлагаемой схемы перестановки шин исключает истирание шины до "дыр" и, следовательно, позволит осуществлять восстановление протектора по технологии, включающей в себя: первичный осмотр шины с проверкой внутреннего слоя, бортов, боковин, протекторной части; шероховку и ремонт шины; наложение протекторной ленты; упаковку в конверт и монтаж обода-диска; вулканизацию в автоклаве; демонтаж



Рис. 2. Предлагаемая схема перестановки шин автосамосвалов

камеры, конверта и обода; окончательную визуальную проверку. Для практической реализации этого процесса необходимо приобретение комплекта оборудования, который предлагают производители Европы и США.

Шины, не подлежащие восстановлению, рекомендуется утилизировать, используя способ переработки резиносодержащих и полимерных отходов, конечным результатом которого является не только уничтожение вредных и практически не разлагающихся отходов, но и получение на конечной стадии процесса переработки высоколиквидных продуктов, жизненно важных для деятельности человека (рис. 3). В результате утилизации шин получают:

- бензиновая фракция с октановым числом — 100 (температура кипения 180 °С), не содержащая свинец и серу (Pb, S). Используется в производстве высокооктанового экологически чистого бензина. При смешивании 50 × 50 % бензиновой фракции и бензина А-76 получается А-93 —



Рис. 3. Утилизация не подлежащей восстановлению шины

АИ-98, не содержащий Pb, S, что имеет огромный спрос во всех развитых странах;

- мазут, по своим показателям соответствующий ГОСТ 1058—99 (М-40), массовая доля содержания серы — 0,6 %;
- технический углерод, содержащий 92...99 % чистого углерода. Диапазон потребления: изготовление искусственных алмазов, канцтоваров, щеток для электродвигателей; применение в качестве наполнителя для изготовления резиносодержащих изделий и т. д.;
- металлолом (металлокорд очищенный) — высоколегированная сталь.

Предлагаемый процесс гарантирует защиту окружающей среды от выделения летучих токсичных (как впрочем, и нетоксичных) соединений [2]. Точно также решается проблема 100 %-ного использования всего отработанного материала. Товарную ценность и возможность дальнейшего использования получаемой продукции подтверждают исследования Всероссийского научно-исследовательского института нефтепереработки (ОАО "ВНИИНП") и Конструкторско-технологического института технического углерода СО РАН.

С учетом изложенного выше для повышения эффективности эксплуатации КГШ большегрузных автосамосвалов в условиях Олимпиадинского ГОКа предлагается модернизировать имеющийся шиноремонтный участок, разделив его на *отделение эксплуатации* (учет пробега и контроль состояния шин; снятие поврежденных шин, установка оборотных, перестановка по позициям в соответствии со схемой; текущий ремонт повреждений шин; восстановление протектора) и *отделение утилизации*.

Таблица 3

Численность персонала отделения эксплуатации	
Ориентировочный штат рабочих и работников	Число рабочих или работников, чел.
Вулканизаторщики	8
Слесари по ремонту	4
Водители погрузчика	4
Вспомогательные и подсобные рабочие	1
Инженерно-технические работники	2
Счетно-нормировочный состав	1
Младший обслуживающий персонал	1
Итого по отделению эксплуатации	24

Таблица 4

Оборудование и площади отделения эксплуатации				
Оборудование	Число, шт.	$S_{уст}$ , м <sup>2</sup>	$S_{всп}$ , м <sup>2</sup>	$S_{сум}$ , м <sup>2</sup>
Шинно-монтажный пресс	1	36	79	115
Ремонтный штатив	2	4	14	36
Термопресс	2	6,7	11,6	36,6
Компрессор	1	2	4	6
Станок для шероховки шин	1	19,2	9,8	29
Станок для нанесения протекторной ленты	1	28,7	13	41,7
Станок для монтажа/демонтажа конверта	1	13	7,3	20,3
Станок для монтажа/демонтажа обода	1	6	14,5	20,5
Транспортер	1	40	20,5	60,5
Автоклав	1	38	34	72
ИТОГО:				437,6

Таблица 5

Численность персонала отделения утилизации	
Ориентировочный штат рабочих и работников	Число рабочих или работников, чел.
Оператор реактора	8
Машинист мельницы	4
Оператор ГСМ	4
Вспомогательные и подсобные рабочие	1
Инженерно-технические работники	2
Счетно-нормировочный состав	1
Младший обслуживающий персонал	1
Итого по отделению утилизации	24

Таблица 6

Оборудование и площади отделения эксплуатации				
Оборудование	Число, шт.	$S_{уст}$ , м <sup>2</sup>	$S_{всп}$ , м <sup>2</sup>	$S_{сум}$ , м <sup>2</sup>
Реактор высокого давления	2	36	13	98
Высокотемпературный насос	2	4	5	18
Печь для нагрева	2	6	6	24
Азотная установка	1	6	6	12
Сушильная печь	1	4	5	9
Центрифуга	1	13	7,3	20,3
Теплообменник	1	40	20,5	60,5
Коллоидная мельница	1	38	34	72
ИТОГО:				313,8

Были проведены расчеты плановой численности персонала, необходимого оборудования и размеров производственных площадей обоих отделений шиноремонтного участка (табл. 3—6).

Суммарные капитальные затраты на приобретение оборудования и строительство здания участка составили 87,6 млн руб. Расчетная прибыль (сумма экономических эффектов) от реализации рекомендаций составляет 106,7 млн руб. Срок окупаемости 0,82 года.

1. **Шины** для строительной и карьерной техники. Каким образом поддержание хорошего состояния подъездных дорог сказывается на сроке эксплуатации шин? URL: <http://www.probelaz.ru/ru/help/usefull/37.html> (дата обращения: 20.03.2014).

2. **Технологии** переработки изношенных шин. URL: <http://www.explotex.com/ru/?a=news&idnew=48> (дата обращения: 20.03.2014).

**Yu. A. Plyutov**, Associate Professor, e-mail: [plu\\_2002@mail.ru](mailto:plu_2002@mail.ru), Siberian Federal University,  
**A. G. Kharkov**, Mine Foreman, e-mail: [HarkovAG@polyusgold.com](mailto:HarkovAG@polyusgold.com),  
Mining Company "POLYUSGOLD", Krasnoyarsk

## Boosting Efficiency of Large-Size Tires on Quarry Dump Trucks of Olympiadinskaya Mining Company "POLYSGOLD"

*The purpose of the research is to develop recommendations for increasing mileage of tire for dump trucks in the conditions of Olympiada GOK. There are a solve for 3 tasks. The first task connected with maintenance of equal conditions of various positions of tires at achievement of normalized mileage. The best option is to install and cancellation of a full set of tires. It will be possible with the implementation of the proposed scheme tire rotation, which excludes abrasion tires to "holes", and therefore will produce retreading. The company used the scheme of a permutation not allow for this. The second task provides for the introduction of technology re-treading tires, which would increase its range by 80 %. For practical realization of this process is necessary to purchase a set of equipment which offer European and U.S. markets. Tires are not subject to recovery, are to be disposed of. This is the third task. Its solution becomes feasible using of modern technological equipment to, allowing to receive after tire recycling of high-octane fuel. technical carbon containing 92...99 % pure carbon, high alloyed steel. Based on the above, it is proposed to modernize the existing tire repair section. The calculated profit (the sum of the economic effects) from the implementation of the recommendations is 106,7 million rubles. Payback Period — 0,82 year.*

**Keywords:** exploitation, quarry dump truck, the large tire, permutation scheme, retreading, recycling

### References

1. **Shiny** dlja stroitel'noj i kar'ernoj tehniki. Kakim obrazom podderzhanie horoshego sostojanija pod#ezdnyh dorog skazyvaetsja na sroke jekspluatacii shin? URL: [http://](http://www.probelaz.ru/ru/help/usefull/37.html)

[www.probelaz.ru/ru/help/usefull/37.html](http://www.probelaz.ru/ru/help/usefull/37.html) (data obrashhenija: 20.03.2014).

2. **Tehnologii** pererabotki iznoshennyh shin. URL: <http://www.explotex.com/ru/?a=news&idnew=48> (data obrashhenija: 20.03.2014).

## ИНФОРМАЦИЯ

Декабрьский номер по традиции (это уже четвертый выпуск) подготовлен учеными и преподавателями Пермского национального исследовательского политехнического университета.

Наиболее полно на этот раз представлена рудничная вентиляция:

**Каменских А. А., Алыменко Н. И., Николаев А. В.** Выбор расположения осевых вентиляторов главной вентиляторной установки, обеспечивающих наименьшее аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети

**Петров А. И., Алыменко Н. И.** Перспективы применения вентиляторов низкого давления в горной промышленности

**Алыменко Н. И., Петров А. И., Каменских А. А.** Корректировка системы вентиляции центральной части рудника ДЗКУ в связи с окончанием эксплуатационных работ в опытной панели

**Алыменко Н. И., Николаев А. В., Каменских А. А., Петров А. И.** Результаты математического моделирования смешивания холодного и теплого потоков воздуха в воздухоподающем стволе рудника

**Николаев А. В.** Система кондиционирования шахтного воздуха

**Васильев Е. М., Королев Н. А., Николаев А. В.** Система управления электроприводом нагнетательных вентиляторов и сетевого насоса

УДК 681.518.3

**А. Е. Козярук**, д-р техн. наук, проф., **Ю. Л. Жуковский**, канд. техн. наук, доц.,  
НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: kozjaruk@mail.ru

## Система обслуживания электромеханического оборудования машин и механизмов по фактическому состоянию

---

*Рассмотрены вопросы обоснованности и целесообразности создания систем диагностики и оценки остаточного ресурса электромеханического оборудования как основа перехода на стратегию обслуживания по фактическому состоянию. Целью исследования являлось создание методологии диагностики и оценки остаточного ресурса без останова и вывода из эксплуатации электромеханического оборудования на основе многофакторного анализа и применения аппарата нечеткой логики. Задачами исследования являлись проведение сравнительного анализа существующего уровня и предлагаемых технических решений в области оперативной диагностики, выявление факторов, снижающих ресурс работы электромеханического оборудования в горной промышленности. В процессе исследований выработаны рекомендации по созданию единой интерактивной удаленной диагностической базы данных, ориентированной на исследования процессов, связанных с износом электромеханического оборудования и прогнозом его старения. Полученные результаты позволяют разработать рекомендации по созданию устройств диагностики и оценки остаточного ресурса электромеханического оборудования с учетом различий технологических процессов и производств, разработать методику проведения диагностических обследований без останова и вывода из работы диагностируемого оборудования, а также планировать рациональные сроки проведения ремонтов электромеханического оборудования.*

**Ключевые слова:** диагностика, остаточный ресурс, электромеханическое оборудование, износ, эксплуатация, фактическое состояние

На предприятиях горной отрасли более трех четвертей отказов оборудования составляют отказы машинных агрегатов, и, соответственно, уровень надежности и безопасности технологических процессов во многом определяется их техническим состоянием. Использование оборудования, работающего с взрывопожароопасными и токсичными средами, срок эксплуатации которого значительно превышает нормативный, потенциально опасно и увеличивает вероятность возникновения аварийных ситуаций [6].

Значительный износ парка электрических машин переменного тока на предприятиях России приводит к необоснованно высоким затратам на организацию технического обслуживания и ремонта (ТОиР). В условиях роста тарифов на электроэнергию, при значительном объеме оборудования, это ощутимо сказывается на энергоемкости конечной продукции.

При этом практика эксплуатации и опыт проведения ремонтов показывают, что плановые ремонты выполняются чаще, чем это требуется по техническому состоянию оборудования, при

этом не исключается возможность пропуска дефектов [4].

Перспективным является переход от технического обслуживания по регламенту или по выходу из строя оборудования к обслуживанию по фактическому состоянию, однако для этого необходим метод, который бы позволил выявлять дефекты и с заданной вероятностью давать прогноз о продолжительности работоспособного состояния без вывода оборудования в ремонт. Во многих отраслях промышленности, в том числе в горной, электрические машины работают в тяжелых условиях и располагаются в труднодоступных местах, поэтому к ним нельзя применить только традиционные методы функциональной диагностики, которые базируются на анализе вибраций отдельных элементов, акустических колебаний, термографическом анализе. Использование этих методов требует непосредственного доступа к оборудованию, а также в ряде случаев вывод его из работы, что приводит к остановке технологического процесса [7].

Результаты проведенных экспериментальных и теоретических исследований [2, 3, 6, 7] показы-



вают, что электродвигатели, при определенных режимах работы и возникновении и развитии повреждений отдельных элементов электрической и механической части оборудования, "генерируют" определенный спектр высших гармонических составляющих токов и напряжений. Выявление корреляционной связи между режимами работы, характерными повреждениями элементов электрической и механической частей оборудования и параметрами "генерируемых" электродвигателем высших гармонических составляющих токов и напряжений позволяет решить задачу мониторинга технического состояния и прогнозирования ресурса этого оборудования. Преимуществом данного метода является возможность проводить диагностику без непосредственного доступа к оборудованию. Еще одним преимуществом данного способа является возможность мобильного исполнения аппаратно-программной части, что позволяет проводить анализ диагностических данных непосредственно на месте.

Спектральный анализ обладает рядом существенных недостатков. Во-первых, магнитные и электрические цепи машины обладают инерционностью, т. е. работают как своего рода фильтры низкой частоты, а также нелинейностью, что приводит к возникновению различных нелинейных искажений. Во-вторых, на спектральный состав токов и напряжений в значительной степени влияют спектральный состав и несимметрия напряжений питающей сети, а также переходные процессы, обусловленные случайным характером нагрузки привода и изменением управляющего воздействия. Поэтому непосредственная оценка состояния электромеханического оборудования (ЭМО) только на основе контроля достижения

фиксированных уровней отдельными составляющими спектров тока и напряжения в фиксированном диапазоне частот невозможна [3, 7].

Амплитуда гармоник зависит от степени проявления дефекта, а также от напряжения питания. Если качество сетевого напряжения невысокое, что может быть вызвано, например, подключением к сети импульсных блоков питания большой мощности или другого энергоемкого оборудования, то спектральный состав фазных напряжений сильно отличается от идеального, в нем появляются высокочастотные гармоники.

Основными параметрами, измеряемыми при диагностировании электрических машин, являются: вибрация, акустический шум, нагрев отдельных элементов машины, электрические параметры, включающие в себя отклонения токов и напряжений от номинальных значений (по амплитуде, частоте, фазе), появление высоких гармоник в спектре токов и напряжений. Каждый из измеряемых параметров может быть связан с одним или несколькими диагностируемыми элементами (узлами) объекта. Поэтому в любом из существующих методов функциональной диагностики есть слабые места (табл. 1), которые не позволяют выявить определенные дефекты в двигателе на ранней стадии развития, но выявляют косвенную причину этих дефектов или их следствие. Также в ряде способов диагностики для определенных повреждений есть возможность обнаружить дефект, но нельзя оценить уровень его развития и, как следствие, сделать прогноз о возможной безотказной продолжительности работы двигателя. Это обусловлено влиянием дефектных узлов диагностируемого агрегата на другие, не поврежденные части, так как существуют не только

Таблица 1

Применение методов диагностики для обнаружения повреждений в асинхронном двигателе

Метод функциональной диагностики	Изоляция обмотки относительно корпуса	Межфазная изоляция	Межвитковая изоляция	Обмотка статора	Обмотка ротора	Подшипники	Ротор	Активная сталь статора
Анализ вибрации	0	0	0	К	К	Х	Х	К
Акустический анализ	0	0	Х	К	К	Х	Х	К
Спектральный анализ токов	0	0	Х	Х	Х	К	К	В
Измерение внешнего электромагнитного поля	0	0	0	Х	В	К	К	0
Температурный, тепловизионный анализ	0	К	В	В	0	В	0	0
Токи утечки	Х	Х	0	0	0	0	0	0
Уровень электрической прочности изоляции	Х	Х	Х	0	0	0	0	0
Многофакторный анализ электрических параметров (ваттметрография)	В	В	Х	Х	Х	К	К	В

Примечание: Х — возможность прямого обнаружения вида и уровня дефекта; К — возможность косвенного обнаружения вида и уровня дефекта; В — возможность обнаружения только вида дефекта; 0 — отсутствие возможности обнаружения дефекта.

тесные электромагнитные и механические связи, но имеется взаимозависимость между техническими состояниями этих узлов. При возникновении физического повреждения в каком-либо одном узле в других диагностически связанных узлах проявляются условные неисправности. Они проявляются как результат изменения вибрационных, акустических, тепловых, химических и электромагнитных процессов функционирования связанных узлов.

При наличии нескольких источников, вызывающих похожие изменения диагностических параметров, дать однозначную оценку технического состояния объекта с указанием конкретного дефектного узла практически очень сложно. Необходимы комплексные измерения максимально полной совокупности диагностических параметров. При этом измерения большинства из них должны проводиться одновременно, что предполагает полную синхронизацию работы всех измерительных устройств.

Разработка комплексной системы диагностики базировалась на нескольких взаимодополняющих методах, которые дают возможность определить наибольшее количество самых опасных для дан-

ного оборудования дефектов [3, 7]. Оценка технического состояния проводится на основе многофакторного анализа: зависимостей напряжения и тока от времени, потребляемых электродвигателем; мгновенных мощностей каждой фазы; спектрального анализа полученных сигналов напряжения, тока и мощности; коэффициентов несимметрии (тока, напряжений, мощности); коэффициентов гармоник (тока и мощности); отдаваемой мощности электропривода; задания выходной координаты; величины потерь электрической энергии (табл. 2). Наличие нескольких диагностических параметров разной физической природы, позволяющих определить вид повреждения, дает возможность провести более точный анализ возникшего дефекта и максимально исключить ошибку ложного определения, а также отбросить возникающие помехи.

Первичная обработка диагностических параметров может проводиться разными методами. Например, вместо зарекомендовавшего себя спектрального анализа потребляемого тока может быть использована обработка с помощью вейвлетов.

Вейвлет-анализ позволяет получить значительно больше информации об исходном сигнале,

Таблица 2

Связь диагностируемых параметров с видами дефектов асинхронного двигателя

Диагностируемый параметр	Повреждение изоляции обмотки относительно корпуса	Повреждение межфазной изоляции	Межвитковые замыкания	Дефект обмотки статора	Короткие замыкания в обмотке статора	Дефекты обмотки ротора	Повреждения подшипников	Повреждения ротора	Повреждение магнитопровода ротора	Повреждение магнитопровода статора	Динамический эксцентриситет	Статический эксцентриситет	Несимметрия питающего напряжения	Несинусоидальность питающего напряжения	Дефект контактных соединений
Вибрация	-	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-
Акустические колебания	-	-	+	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	-	-
Действующие значения тока	+	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	+	-	-	-
Действующие значения напряжения	+	-	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-	+	-	-
Спектр тока	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-
Спектр напряжения	-	-	-	-	+	-	+	+	-	-	-	+	+	+	-
Мгновенные значения мощности	-	+	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-
Спектр мощности	-	+	+	+	-	-	-	-	+	-	+	-	+	+	-
Коэффициент мощности	-	+	+	+	-	-	+	+	+	-	+	-	-	-	-
Величина потерь мощности	-	+	+	+	-	-	+	+	+	-	+	-	+	+	+
Коэффициент несимметрии (тока, напряжений, мощности)	-	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	-
Коэффициент гармоник (тока и мощности)	-	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	-
Температурный, тепловизионный анализ	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+
Токи утечки	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Уровень электрической прочности изоляции	+	-	+	-	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-

Примечание: "+" — наличие связи; "-" — отсутствие связи.

чем традиционные методы спектрального анализа [2, 7]. Особенно вейвлет-анализ полезен при нестационарных сигналах, что характерно для диагностических параметров электрооборудования, снимаемых в динамических режимах, например при меняющейся нагрузке или при изменении управляющих воздействий. Также в настоящее время вейвлет-анализ находит широкое применение в цифровой обработке сигналов, позволяя выделить полезную информацию при высоком уровне шума, что также полезно с точки зрения решения задач технической диагностики объектов, испытывающих действие множества внешних факторов, влияющих как на объект, так и на средства измерения.

По результатам анализа в режиме реального времени диагностических параметров определяется техническое состояние электромеханического оборудования (ЭМО) и оценивается остаточный ресурс. Под анализом в режиме реального времени подразумевается, что анализ данных осуществляется сразу же после их сбора в том же приложении. Так как при диагностике программа должна выполнять определенные действия в зависимости от изменения параметров измеряемого сигнала, необходимо проводить анализ данных сразу после получения. Анализируя изменения сигнала, поведение программы должно меняться в соответствии с ними, например, сохранять определенные данные на диск или менять частоту оцифровки, а также выполнять функции автоматического управления или сигнализации. В приложениях, необходимых для разработки систем диагностики и оценки остаточного ресурса, требуются "интеллектуальность" и способность принимать решения в зависимости от различных условий — адаптируемость. Все это можно реализовать только путем встраивания алгоритмов анализа в программу.

Ядром комплексного метода диагностики является диагностическая база данных. Создание базы данных (БД) необходимо для информационного обеспечения работ по продлению срока безопасной эксплуатации электромеханического оборудования. Основными задачами, для решения которых создается БД электромеханического оборудования, являются:

- централизованный сбор, хранение, обработка и анализ информации о техническом состоянии электромеханического оборудования;
- подготовка справочных и информационно-аналитических отчетов о техническом состоянии оборудования отрасли;

- обеспечение работ по паспортизации электромеханического оборудования, сбор, хранение и обработка соответствующей информации.

В связи с этим архитектура удаленной интерактивной системы диагностики и оценки остаточного ресурса электромеханического оборудования, представленная на рис. 1 (см. 2-ю стр. обложки), содержит два уровня БД. Первый уровень — БД предприятия, в которой осуществляются предварительный сбор и обработка массивов диагностических параметров, поступающих от программируемых логических контроллеров. Второй уровень — это удаленная БД диагностики и оценки остаточного ресурса, которая обладает мощным вычислительным блоком, способным обрабатывать значительные данные и хранить их в большом объеме.

В общем виде сеть диагностики предприятия включает в себя измерительную часть, состоящую из датчиков, модулей сбора сигналов, необходимых в случае большого количества диагностируемого оборудования, логических контроллеров и сервера, который осуществляет связь посредством виртуальной частной сети (VPN IPSec) с удаленной базой данных. Система сбора и обработки на предприятии объединяется в "диагностический кластер", которому присваиваются порядковый номер и отраслевой признак для более быстрой фильтрации и обработки данных по однотипному оборудованию. Архитектура системы предусматривает ввод диагностических данных от удаленных пользователей через web-приложения с переносных носителей информации.

Внутри "диагностического кластера" связь измерительной части с сервером может быть выполнена в нескольких видах в зависимости от распределенности, удаленности, количества и вида электромеханического оборудования.

Создание удаленной интерактивной системы диагностики и оценки остаточного ресурса электромеханического оборудования позволит: объединить отраслевые предприятия в единую диагностическую сеть, организовать сбор и обработку статистики для более точной работы системы, удаленным пользователям оценивать находящееся в эксплуатации электромеханическое оборудование по фактическому состоянию, что приведет к снижению затрат на техническое обслуживание и ремонт, а также позволит выявить электромеханическое оборудование с повышенным энергопотреблением.

Точность комплексного метода диагностики повышается с ростом набора статистических данных по однотипному оборудованию. Более точный прогноз может быть достигнут путем сравнения диагностируемых параметров с эталонными и предельными сигналами, полученными на заведомо исправном и неисправном агрегате, например при вводе в эксплуатацию или при ремонтных работах в случае поломки. Решением этой проблемы может стать применение адаптивных систем на основе искусственных нейронных сетей, которые позволят эффективно определять причину и виды повреждения, работать с зашумленными данными, избавляя от необходимости применения промежуточных электронных фильтров от помех или фильтрации математическими методами, а также адаптироваться к конкретному типу оборудования. Нейронные сети также в некоторой степени позволят проводить оценку ресурса без наличия эталонных сигналов. В основе построения системы безэталонной диагностики ЭМО лежит нейросетевой классификатор, который

обеспечивает гибкую и стабильную базу знаний о классах возможных дефектов, эффективно оперирует с векторами данных большой размерности, обладает способностью адаптировать архитектуру сформированной сети к решению новых задач и дает возможность получить высокую достоверность.

Важным элементом системы обслуживания по фактическому состоянию является реализация постоянного или периодического контроля технического состояния оборудования, а также определение остаточного ресурса оборудования. В таком случае принятие решений о ремонте и планирование ремонта проводятся на основе информации о техническом состоянии контролируемых объектов, формируемой при помощи системы диагностирования, включающей интеллектуальную систему обработки диагностических параметров.

Стратегия обслуживания по фактическому состоянию основана на том, что при помощи систем диагностирования проводится контроль парамет-

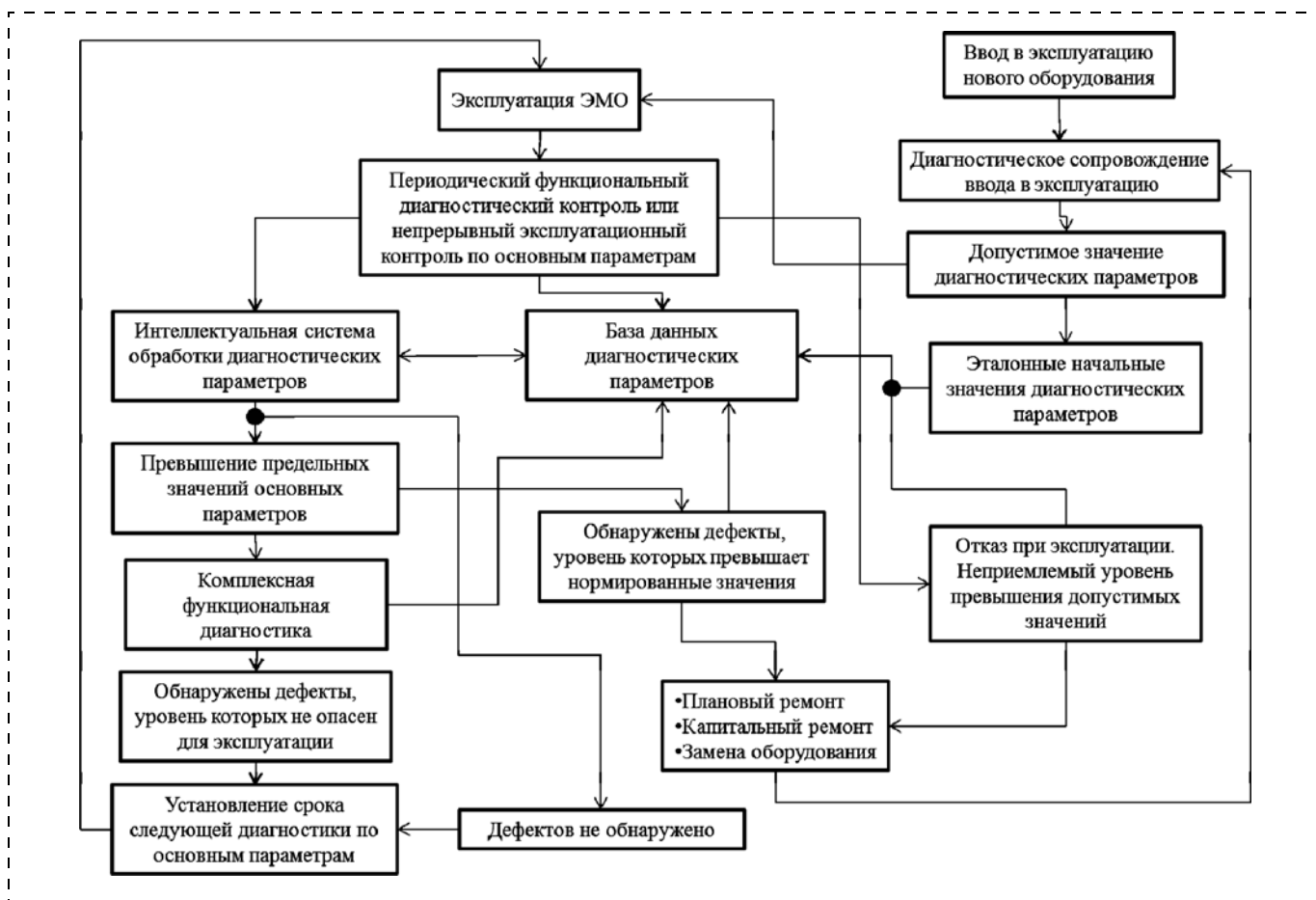


Рис. 2. Система обслуживания по фактическому состоянию электромеханического оборудования



Рис. 3. Структура ERP-системы, включающей систему диагностики и обслуживание по фактическому состоянию электромеханического оборудования

ров оборудования с определенной периодичностью [2, 7]. Ограниченный ряд параметров контролируется в автоматическом режиме, а остальные параметры — в ручном, чем достигается целостность информации и повышается скорость обработки данных.

Если система диагностики обнаружит признаки дефектов, но параметры находятся в рамках норм и определенный остаточный ресурс соответствует требуемому, принимается решение о сроке следующей периодической диагностики по основным параметрам. В противном случае принимается решение о выводе оборудования в ремонт и его дальнейшей работе или замене (рис. 2).

На современном предприятии, использующем ERP-системы (Enterprise Resource Planning System — система планирования ресурсов предприятия), система удаленной диагностики может быть встроена в единый процесс управления предприятием, при этом существующие составляющие ERP-системы, основанные на плановом ремонте, также должны быть пересмотрены в сторону обслуживания по фактическому состоянию (рис. 3).

Рассмотренные подходы в полной мере справедливы для всех типов составляющего оборудования электропривода и для электропривода в целом, как комплексной единицы оборудования предприятия или технологического комплекса.

#### Список литературы

1. Биргер И. А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. 240 с.
2. Козярук А. Е., Жуковский Ю. А., Коржев А. А., Кривенко А. В. Диагностика и оценка остаточного ресурса электромеханического оборудования, работающего в тяжелых условиях, по электрическим параметрам. СПб.: Записки Горного института. Т. 192. 2011. С. 161—166.
3. Козярук А. Е., Жуковский Ю. А., Коржев А. А., Кривенко А. В. Способ диагностики и оценки остаточного ресурса электроприводов переменного тока: пат. РФ на изобретение 2425390, 2011.
4. Таджикибаев А. И. Автоматизированные системы распознавания состояний электроустановок. СПб.: Энергоатомиздат, СПб. отделение 5, 2001. 176 с.
5. Шухгальтер М. Л. Проблемы экономики ремонта оборудования на российских промышленных предприятиях // Экономика и жизнь. 2009. № 26.
6. Миронова И. С., Баширов М. Г. Система мониторинга технического состояния электрооборудования нефтепереработки и нефтехимии / Сб. тр. Всеросс. науч. конф. "Экологические проблемы нефтедобычи" (22—25 ноября 2010 г.). Уфа: Нефтегазовое дело, 2010. 506 с.
7. Козярук А. Е., Кривенко А. В., Жуковский Ю. Л., Коржев А. А., Бабуринов С. В., Черемушкина М. С. Диагностика и оценка остаточного ресурса электромеханического оборудования машин и механизмов. СПб.: НМСУ "Горный", 2013. 90 с.

## Service System of Electric Vehicles and Machinery Equipment on the Actual State

*In the present article questions the validity and feasibility of establishing a system of diagnosis and assess the residual life of the electromechanical equipment as the basis of transition to service strategy on the actual state. Aim of this study was to develop a methodology of diagnosis and residual life assessment without stopping and decommissioning of electromechanical equipment based on multivariate analysis and application of fuzzy logic. The objectives of the study were to conduct a comparative analysis of the current level and the proposed technical solutions in the field of on-line diagnostics, identifying factors that reduce the life of electromechanical equipment in the mining industry. During the study, the recommendations on the creation of a single interactive remote diagnostic database-oriented research processes associated with deterioration of the electromechanical equipment and outlook of its aging. The results will develop recommendations for the design of devices and diagnostics assess the residual life of the electromechanical equipment, taking into account differences in production processes and develop methodology for diagnostic surveys without stopping and disabling diagnosed equipment and plan rational timing of repair of electromechanical equipment.*

**Keywords:** diagnostics, residual life, electromechanical equipment, depreciation, maintenance and the actual state

### References

1. Birger I. A. *Tekhnicheskaja diagnostika*. M.: Mashinostroenie, 1978, 240 p.
2. Kozjaruk A. E., Zhukovskiy Y. L., Korzhev A. A., Krivenko A. V. *Diagnostika i ocenka ostatochnogo resursa elektromehaničeskogo oborudovanija, rabotajushhego v tjazhelyh uslovijah, po jelektricheskim parametram*. SPb.: Zapiski Gornogo instituta, V. 192. 2011. P. 161—166.
3. Kozjaruk A. E., Zhukovskiy Y. L., Korzhev A. A., Krivenko A. V. Sposob diagnostiki i ocenki ostatochnogo resursa elektroprivodov peremennogo toka: pat. RF na izobretenie 2425390, 2011.
4. Tadžibaev A. I. *Avtomatizirovannye sistemy raspoznavanija sostojanij jelektroustanovok*. SPb.: Jenergoatomizdat, SPb. otделение 5, 2001. 176 p.

5. Shuhgal'ter M. L. Problemy jekonomiki remonta oborudovanija na rossijskikh promyshlennyh predpriyatijah. *Jekonomika i zhizn'*. 2009. N. 26.
6. Mironova I. S., Bashirov M. G. *Sistema monitoringa tekhnicheskogo sostojanija elektrooborudovanija neftepererabotki i neftehimii*. Sb. tr. Vseross. nauch. konf. "Jekologičeskije problemy neftedobychi" (22—25 nojabrja 2010 g.). Ufa: Neftegazovoe delo, 2010. 506 p.
7. Kozjaruk A. E., Krivenko A. V., Zhukovskiy Y. L., Korzhev A. A., Baburin S. V., Cheremushkina M. S. *Diagnostika i ocenka ostatochnogo resursa elektromehaničeskogo oborudovanija mashin i mehanizmov*. SPb.: NMSU "Gornyj", 2013. 90 p.



Урал

С 19 по 21 ноября 2014 года в Екатеринбурге состоится

X Юбилейная международная специализированная выставка

"Передовые Технологии Автоматизации. ПТА-Урал 2014"

Тематические разделы выставки:

- Автоматизация промышленного предприятия
- Автоматизация технологических процессов
- Измерительные технологии и метрологическое обеспечение
- Бортовые и встраиваемые системы
- Системы пневмо- и гидроавтоматики
- Системная интеграция и консалтинг
- Автоматизация зданий (оборудование, технологии, программное обеспечение)
- Электротехника. Электроэнергетика

Место проведения: Центр Международной Торговли Екатеринбург, "Д"

Организатор: ЗАО "ЭКСПОТРОНИКА"

www.pta-expo.ru/Ural

По вопросам участия в выставке обращаться:

г. Москва

тел. +7 (495) 234-2210

e-mail: piskunova@pta-expo.ru

Контактное лицо: Пискунова Наталья

г. Екатеринбург

тел./факс +7 (343) 376-2476

e-mail: molchanova@pta-expo.ru

Контактное лицо: Молчанова Елена

УДК 622.674

С. Р. Ильин, канд. техн. наук, зав. лаб., ИГТМ им. Н. С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск, Украина,  
В. И. Василькевич, асп., НИИГМ им. М. М. Федорова, г. Донецк, Украина

E-mail: iljin\_sr@mail.ru

## Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть II\*

Впервые рассмотрена задача об изменении плеча боковой силы динамического взаимодействия подъемного сосуда с проводниками в процессе износа армировки в зависимости от величины фактических кинематических зазоров. Определены зависимость допустимой скорости подъема и границы допустимого изменения глубины зева башмаков в процессе износа по критериям динамической устойчивости, прочности и кинематического зацепления.

**Ключевые слова:** боковая сила, подъемный сосуд, проводник, армировка, зазор, скорость подъема

### Анализ изменения плеча боковой силы при износе проводников и расстрелов

Выполним исследование изменения плеча динамического усилия, действующего на проводник со стороны предохранительного башмака в боковой плоскости, в зависимости от лобового зазора для рассмотренного ранее скипового отделения ствола.

На рис. 10 приведена расчетная кинематическая схема системы "сосуд—армировка", на рис. 11 — схемы взаимодействия башмаков с проводниками при полном контакте и полном раскрытии лобового кинематического зазора.

Найдем зависимость плеча боковой силы от глубины зева башмака и суммарного лобового зазора. Будем считать, что боковые стеки башмака равномерно прилегают к проводнику. Поэтому равнодействующая боковых сил  $P$  будет приложена в середине области захода.

Видно, что суммарный лобовой зазор  $Z = c_1 + c_2$ , глубина захода  $H_2 = b_2 - c_2$ . Рассмотрим два предельно возможных случая. Правый башмак полностью исчерпав лобовой зазор, прижался к своему проводнику, в это время левый башмак отошел от своего проводника на величину суммарного лобового зазора  $Z$ .

\* Часть I см. в журнале "Горное оборудование и электромеханика" № 9 за 2014 г.

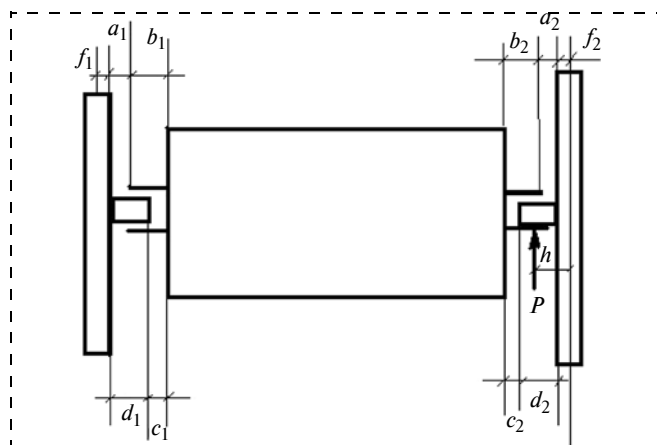


Рис. 10. Расчетная кинематическая схема системы "сосуд—армировка"

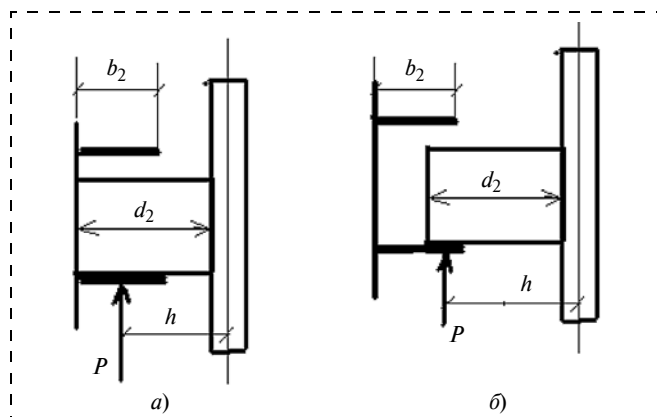


Рис. 11. Кинематические схемы взаимодействия башмаков с проводниками:

$a$  — состояние полного контакта лобовых поверхностей проводника с башмаком;  $b$  — состояние полного раскрытия лобового кинематического зазора

Плечо боковой силы в этом положении будет иметь минимальное значение

$$h_{\min} = d_2 - \frac{b_2}{2} + \delta, \quad (5)$$

где  $\delta$  — полуширина расстрела.

Максимальное значение плеча боковой силы будет в случае полного прижатия левого башмака к своему проводнику в лобовом направлении:

$$h_{\max} = d_2 - \frac{b_2}{2} + \frac{Z}{2} + \delta. \quad (6)$$

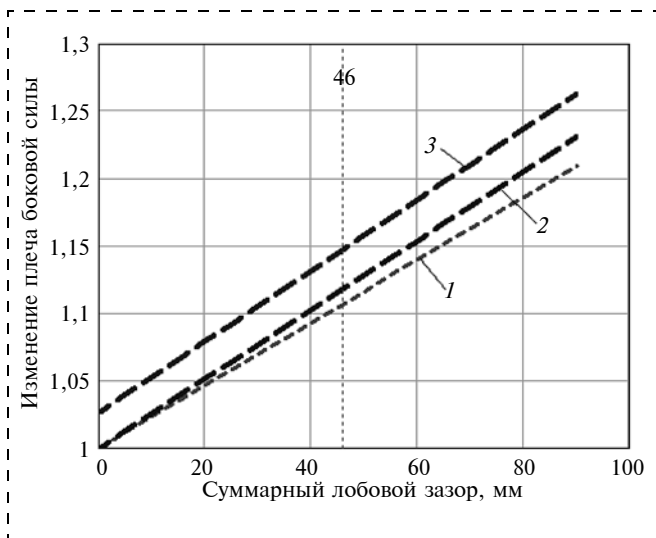


Рис. 12. Зависимости отношения максимального значения плеча боковой силы к минимальному и к нормативному:

1 — изменение плеча боковой силы для глубины зева 70 мм по отношению к минимальному значению; 2 — изменение плеча боковой силы для глубины зева 110 мм по отношению к минимальному значению; 3 — отношение плеча боковой силы к нормативному значению

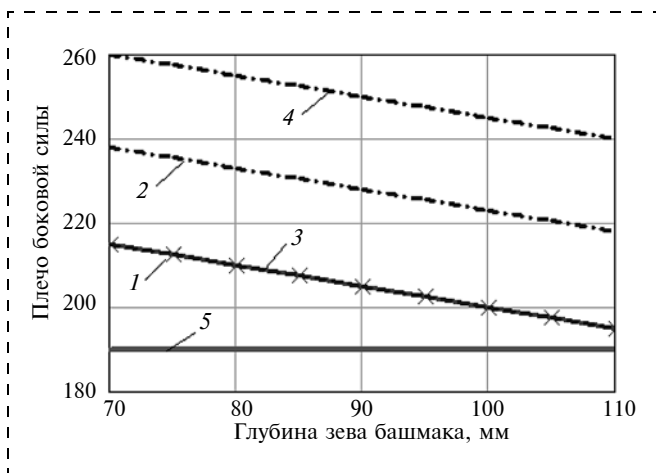


Рис. 13. Зависимости плеча боковой силы от глубины зева башмака:

1 — зазор 46 мм, минимальное плечо боковой силы, мм; 2 — зазор 46 мм, максимальное плечо боковой силы, мм; 3 — зазор 90 мм, минимальное плечо боковой силы, мм; 4 — зазор 90 мм, максимальное плечо боковой силы, мм; 5 — номинальное значение плеча боковой силы, мм

В то же время согласно [4], плечо боковой силы при динамическом расчете считается постоянным и равно

$$h = \delta + \frac{2}{3} d_2. \quad (7)$$

В качестве примера возьмем армировку с расстрелом 36С и проводник сечением  $180 \times 180 \times 12$  мм. Для глубины зева башмака примем два значения: 70 и 110 мм.

Согласно [1, 2], суммарный зазор  $Z$  должен изменяться в пределах 30...46 мм. Многочисленные обследования систем "сосуд—армировка" показывают, что на практике в условиях значительных нарушений вертикальности проводников и истирания вкладышей башмаков суммарный зазор может достигать 70...90 мм. Рассчитаем минимальное и максимальное значения плеча боковой силы при этих исходных параметрах и построим зависимости отношения максимального к минимальному значениям, а также максимального к нормативному значениям плеча боковой силы для рабочих и предохранительных башмаков (рис. 12).

На рис. 12 видно, что при изменении лобового зазора от минимально допустимого значения 30 мм до практически встречающегося при эксплуатации значения 90 мм плечо боковой силы возрастает до 30 %. Этот параметр имеет существенное влияние на получаемое при динамическом расчете значение допустимой скорости подъема.

На рис. 13 видно, что при росте зева башмака от 70 до 110 мм (на 57 %) плечо боковой силы уменьшается на 8...10 %. То есть чувствительность изменения плеча боковой силы от изменения глубины зева башмака в 6—7 раз меньше, чем изменение исходного параметра. Значит при росте глубины зева должна увеличиваться приведенная боковая жесткость расстрела. Так как минимальное плечо боковой силы не зависит от размера зазора, то кривые 1 и 3 совпадают.

Кроме того, видно, что номинальное значение плеча боковой силы (кривая 5), рассчитанное по формуле (7) и не учитывающее изменение лобового зазора, имеет наименьшее из всех приведенных значений и должно давать при расчете самое большое значение жесткости расстрела.

Так как при росте лобового зазора увеличивается плечо боковой силы, то (при неизменной глубине зева башмака) приведенная жесткость расстрела должна уменьшаться.



## Исследование изменения приведенной боковой жесткости расстрела от глубины зева башмака, износа проводника и суммарного лобового зазора

Приведенная к точке контакта башмака с проводником боковая жесткость расстрела является основным динамическим параметром системы "сосуд—армировка", который определяет диапазон допустимых скоростей безопасной эксплуатации подъема по критерию устойчивости.

На рис. 14 приведены зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от глубины зева проводника.

Как видно, для обоих проводников (проводник 1 — одиночный на боковом расстреле; проводник 2 — спаренный на центральном расстреле) увеличение зева башмака приводит к росту приведенной жесткости опорного расстрела. Это вызвано тем, что увеличение зева башмака приводит к уменьшению плеча боковой силы.

На рис. 15 приведены зависимости боковой жесткости расстрелов от износа проводника.

На рис. 15 видно, что с увеличением степени износа происходит рост расчетной приведенной боковой жесткости опорного расстрела. Объясняется это тем, что при износе уменьшается лобовой габарит проводника, и, как следствие, уменьшается плечо боковой силы. Однако такое рассуждение справедливо только для момента полного прижатия лобовой грани башмака к своему проводнику или же для номинального расчетного значения (7) в модели [3].

Если зазоры находятся в нормативных пределах 23...46 мм, то изменение плеча боковой силы при отходе башмака к противоположному проводнику является незначительным (при неизменном зеве башмака) и его можно считать равным номинальному. В случаях реальных лобовых зазоров, значительно превышающих нормативные в силу эксплуатационных условий в искривленных проводниках, необходимо исследовать их влияние на допустимые скорости подъема при переменной величине параметра "плечо боковой силы".

На рис. 16 приведены зависимости боковой приведенной жесткости расстрела от лобового зазора для зева башмака 70 и 110 мм. Видно, что с увеличением зазора приведенная к точке крепления проводника боковая жесткость расстрела уменьшается за счет увеличения плеча боковой силы. При этом уменьшение зева башмака приводит к пропорциональному уменьшению приведенной жесткости расстрела.

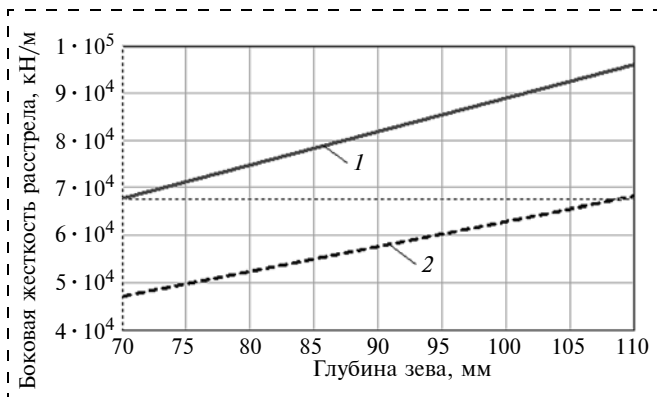


Рис. 14. Зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от глубины зева проводника: 1 — жесткость расстрела под проводником № 1; 2 — жесткость расстрела под проводником № 2

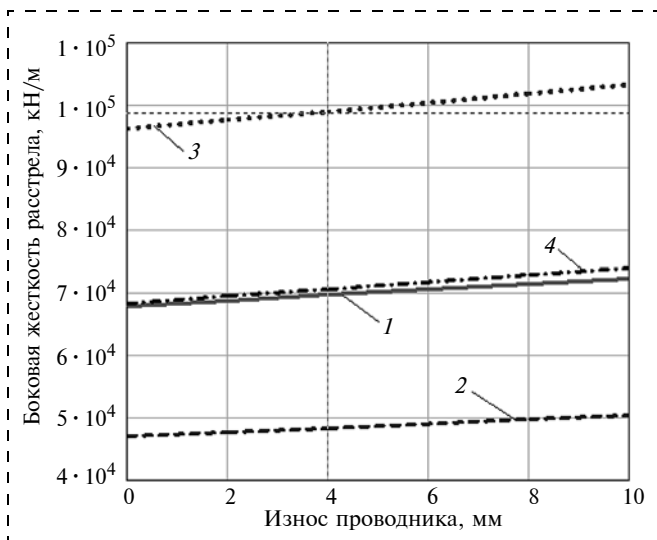


Рис. 15. Зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от износа проводника: 1 — проводник № 1, глубина зева 70 мм; 2 — проводник № 2, глубина зева 70 мм; 3 — проводник № 1, глубина зева 110 мм; 4 — проводник № 2, глубина зева 110 мм

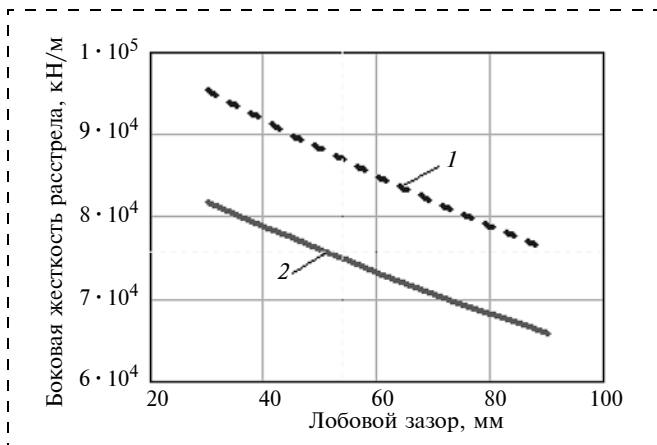


Рис. 16. Зависимости приведенной боковой жесткости расстрела от лобового зазора: 1 — глубина зева 70 мм; 2 — глубина зева 110 мм

## Исследование допустимой скорости подъема

Исследуем, как будет меняться допустимая скорость подъема по критериям прочности, устойчивости и кинематического зацепления, считая, что сечения расстрелов (двугавр 36С) остаются неизношенными, а проводники теряют свою толщину стенок от первоначальных значений: а) 12 мм, б) 16 мм. Расчет выполним по Методике НИИГМ им. М. М. Федорова для глубины зева башмака 70 и 110 мм при номинальном значении плеча боковой силы, равном сумме половины ширины расстрельной балки и 2/3 высоты нового проводника [3]. В качестве критериев допустимой скорости подъема заложено: по прочности — предельно допустимое напряжение для коробчатых проводников 230 МПа; по критерию кинематического зацепления — предельно допустимый прогиб в пролете между ярусами 45 мм; по критерию устойчивости от демультипликационного резонанса — запас по устойчивости не менее 3,6.

На рис. 17 приведены графики допустимой скорости подъема грузеных скипов для двух типоразмеров проводников по критерию прочности.

На рис. 18 показаны аналогичные графики допустимой скорости подъема по критерию устойчивости.

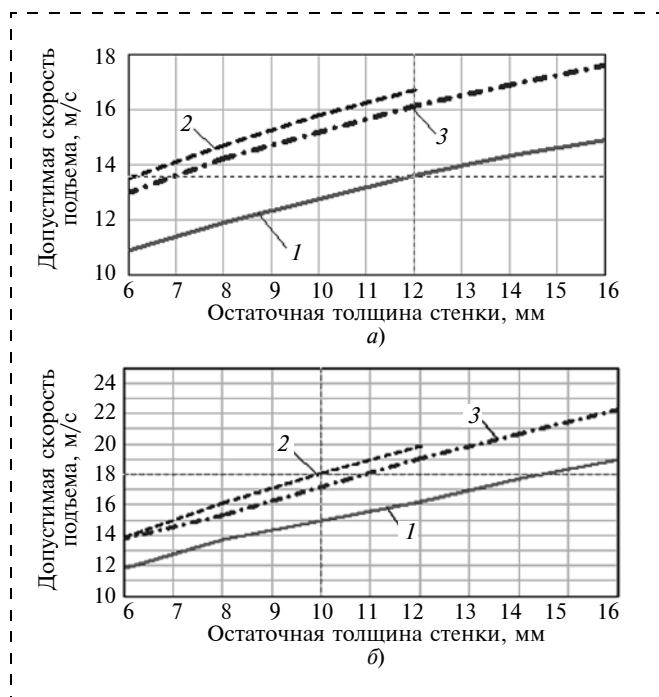


Рис. 17. Допустимая скорость подъема в лобовой (а) и боковой (б) плоскостях по критерию прочности: 1 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм; 2 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 12$  мм; 3 — зев 110 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм

Графики показывают, что в начальный момент эксплуатации система "сосуд—армировка" с первоначально более толстыми проводниками имеет допустимую скорость подъема большую на 11,5...12,5 %, чем система с тонкими проводниками только при зеве башмака 110 мм. При зеве башмака 70 мм допустимые скорости по всем критериям меньше, чем с зевом башмака 70 мм и проводником  $180 \times 180 \times 12$  мм. Однако по мере утонения стенок, когда толщина стенки первоначально более толстого проводника сравнивается с толщиной нового тонкого проводника, из-за уменьшения внешних габаритов сечения допустимые скорости по всем критериям становятся на 5...10 % меньше, чем для нового тонкого проводника (при учете в расчете геометрических параметров сечения дополнительного механического износа разница будет еще больше).

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

На рис. 19 показан график допустимой скорости подъема по критерию обеспечения кинемати-

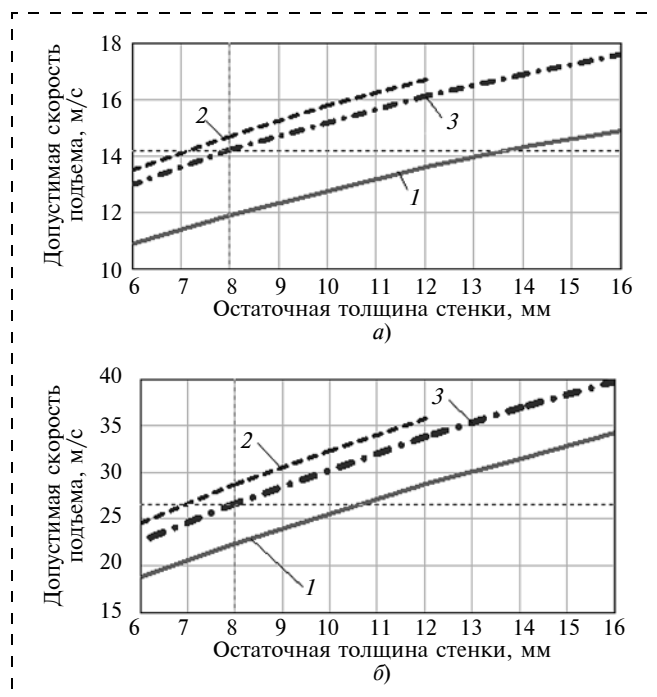


Рис. 18. Допустимая скорость подъема в лобовой (а) и боковой (б) плоскостях по критерию устойчивости: 1 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм; 2 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 12$  мм; 3 — зев 110 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм

ческого зацепления между предохранительными башмаками и проводниками.

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

Таким образом, расчет допустимой скорости подъема без учета этого явления даст завышенные до 12 % результаты (для параметров выбранной подъемной установки), что снижает реальный запас по устойчивости и прочности по сравнению с заданным.

Естественно, что для обеспечения безопасной работы подъема в качестве максимально допустимого выбирается наименьшее из значений скорости по всем трем критериям. В данном случае это 10,8 м/с для проводника  $180 \times 180 \times 12$  мм при зеве башмака 110 мм или 10,1 м/с для проводника  $180 \times 180 \times 16$  мм при зеве башмака 70 мм. Видно, что эксплуатировать систему с проводником  $180 \times 180 \times 16$  при зеве башмака 70 мм до остаточной толщины проводника 6 мм не рационально, так как минимальная допустимая скорость подъема снижается до 8,8 м/с за счет уменьшения внешних габаритов проводника.

В том случае, когда полученные значения допустимых скоростей подъема лежат близко к тем, которые требуются по экономическим критериям предприятия и находятся в пределах проектного диапазона для новой подъемной установки, для уточнения фактических динамических параметров взаимодействия сосудов с арматуркой необходимо проведение специальных аппаратных испытаний, которые позволят получить качественную (есть или нет резонанса) и количественную (уровень максимальных нагрузок по ярусам) картину динамического взаимодействия и сделать вывод о допустимости того или иного динамического режима работы подъема.

Исследуем зависимость допустимой скорости подъема от шага арматурки. В качестве примера рассмотрим ствол для скипового угольного подъема с двумя противостоящими рельсовыми проводниками Р43.

На рис. 20 приведены зависимости допустимых скоростей подъема от бокового износа головки рельсового проводника на сторону по указанным критериям, рабочими башмаками скольжения открытого типа и двутавровыми расстрелами № 18 при изменении шага арматурки от 3,125 до

6,25 м. На графиках видно, что с увеличением бокового износа на сторону проводника Р43 допустимые скорости по всем критериям уменьшаются от 7 до 13 % при любом шаге арматурки. При этом абсолютные значения допустимой скорости подъема для шага арматурки 6,25 м на 12 % больше, чем для шага 3,125 м. Причем допустимая скорость по прочности в боковом направлении для

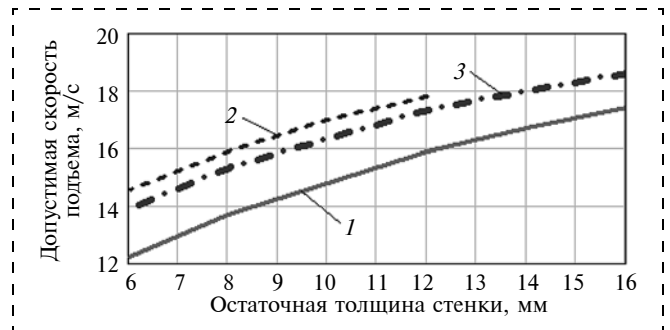


Рис. 19. Допустимая скорость подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками: 1 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм; 2 — зев 70 мм, проводник  $180 \times 180 \times 12$  мм; 3 — зев 110 мм, проводник  $180 \times 180 \times 16$  мм

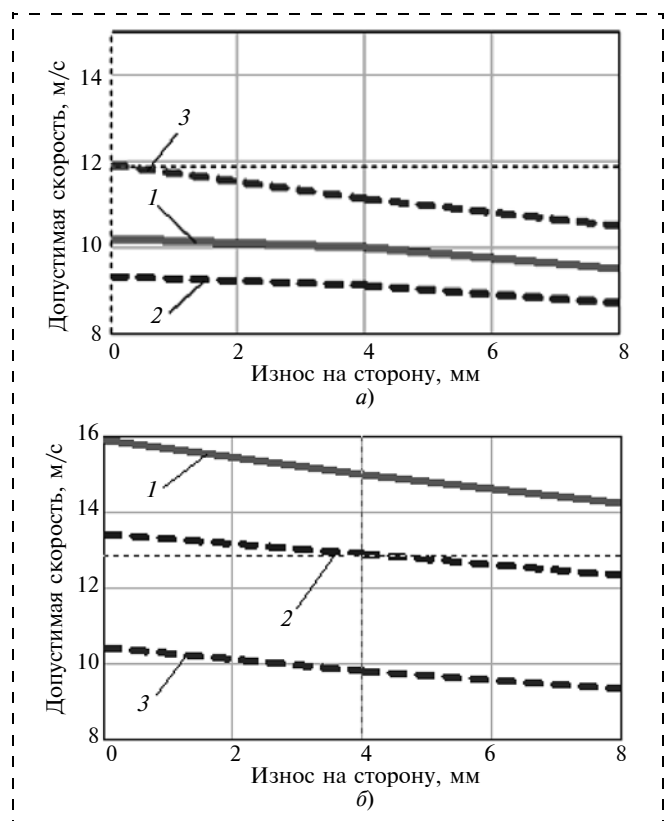


Рис. 20. Допустимые скорости подъема: а — для шага арматурки 3,125 м; б — для шага арматурки 6,25 м; 1 — по критерию прочности в боковом направлении; 2 — по критерию устойчивости в лобовом направлении; 3 — по критерию устойчивости в боковом направлении

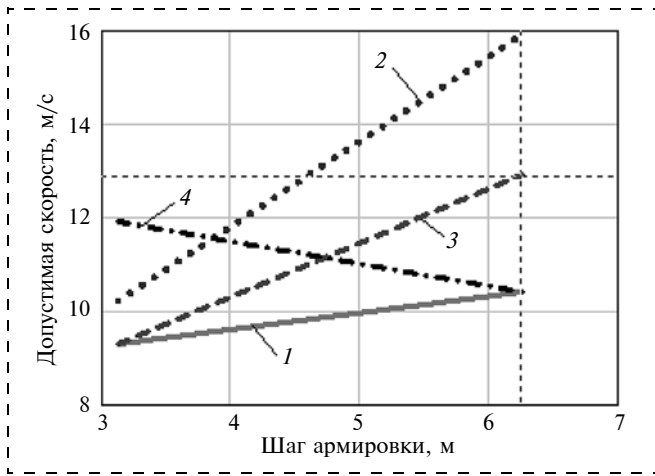


Рис. 21. Зависимости допустимых скоростей подъема от шага армировки:

1 — минимально допустимая скорость по всем критериям; 2 — минимально допустимая скорость по критерию прочности от боковых нагрузок; 3 — минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в лобовой плоскости проводников; 4 — минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в боковой плоскости проводников

шага 6,25 м выше, чем для шага 3,125 м на 57 %, по устойчивости в лобовом направлении на 44 %, а по устойчивости в боковом направлении меньше на 13 %.

На рис. 21 приведены зависимости допустимых скоростей подъема по всем критериям от шага армировки.

На рис. 21 видно, что допустимые скорости по критериям боковой прочности, лобовой устойчивости и минимально допустимая скорость из всех критериев увеличиваются с увеличением шага армировки. Только по критерию боковой устойчивости допустимая скорость уменьшается на 15 % при удвоении шага армировки. Так как по критерию безопасности для системы "подъемный сосуд—армировка" выбирается минимальное из всех критериев значение допустимой скорости, то оказывается, что при шаге 3,125 м минимизирующим критерием оказывается критерий лобовой устойчивости, а для шага 6,25 м (т. е. более податливой армировки) критерий боковой устойчивости (кривая 1 начинается от минимума кривой 3, а заканчивается на минимуме кривой 4).

Приведенные результаты были получены согласно положениям методики [4] при условии, что кинематические зазоры в парах "башмак—проводник" и величина захода боковых граней предохранительных башмаков лежит в нормативных пределах и при расчетах может считаться постоянной, равной максимальному нормированному значе-

нию. При длительной эксплуатации происходит неизбежное искривление осей грузоподъемных отделений стволов. Это приводит к появлению участков уширения и сужения колеи, изменяет кинематические зазоры в парах "башмак—проводник".

Как показывают многочисленные специализированные обследования армировок вертикальных стволов [4—9], несмотря на то что зазоры можно регулировать за счет толщины сменных вкладышей и поддерживать их на уровне, нормированном [1, 2] (15...23 мм на сторону или 30...46 мм суммарного зазора), значительные искривления проводников приводят к тому, что в целях предотвращения затирания сосуда на участках сужения служба эксплуатации допускает работу с лобовыми зазорами, в 1,5—2 раза превышающими нормированные значения. В этом случае значительно (причем по гармоническому закону с частотой лобовых колебаний) изменяется величина захода боковых граней башмаков скольжения на рабочие поверхности проводников, меняется площадь бокового контакта и мгновенная координата точки приложения распределенной контактной нагрузки. Это приводит к синхронному циклическому изменению динамических напряжений в проводниках и расстрелах армировки, условий обеспечения динамической устойчивости движения подъемных сосудов.

## Выводы

1. Использование в качестве шахтных проводников квадратного проката с толщинами стенок, превышающими проектные, в процессе эксплуатации вносит существенные изменения в динамические деформационно-прочностные характеристики армировки и требует проведения специальной динамической оценки работоспособности систем "сосуд—армировка".

2. При равных остаточных толщинах проводники, имевшие при установке большую толщину и установленные раньше первоначально более тонких, в силу большего износа внешних рабочих поверхностей имеют меньшие прочностные характеристики, чем те, которые имеют первоначально меньший размер при установке.

3. При проведении специализированных обследований технического состояния коробчатых проводников кроме нормированного в ЕПБ и ПБ измерения остаточной толщины стенки проводника согласно Методике НИИГМ им. М. М. Федорова [4] необходимо проводить синхронные

измерения их остаточных внешних габаритных размеров, которые должны использоваться в виде исходных данных при динамических расчетах и оценке безопасности систем "сосуд—армировка".

4. При выполнении динамического расчета в процессе обследования ствола на стадии длительной эксплуатации необходимо в исходных данных учитывать фактическую переменность плеча приложений боковой силы от предохранительного башмака к рабочей поверхности проводника, вызванную увеличением суммарного лобового кинематического зазора в процессе износа, искривлением осей проводников, уширением колеи.

#### Список литературы

1. **Федеральные** нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых" (утв. приказ Ростехнадзора от 11.12.2013 г.).
2. **Федеральные** нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности в угольных шахтах" (утв. приказ Ростехнадзора от 19.11.2013 г. № 550, зарег. Минюстом РФ 31.12.2013 г., рег. № 30961).
3. **Методика** расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. Донецк: НИИГМ им. М. М. Федорова, 1994. 145 с.
4. **Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В.** Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов пу-

тем динамического мониторинга систем "сосуд—армировка" портативными измерительными станциями // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 1. С. 2—8.

5. **Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В.** Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 30—35.

6. **Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В.** Динамический контроль состояния армировки / Рудник будущего: проекты, технологии, оборудование / Сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф.: Под ред. д. т. н. А. Н. Земскова. Пермь: Проектное бюро "Рейкьявик", 2009. Вып. 5. С. 130—132.

7. **Воробель С. В., Трифанов Г. Д., Князев А. А.** Динамическое обследование жесткой армировки шахтных стволов / Проблемы комплексного освоения месторождений полезных ископаемых в Пермском крае: Материалы краевой науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. Пермь: Изд-во ПГТУ, 2007. С. 195—201.

8. **Ильин С. Р., Трифанов Г. Д.** Динамическая диагностика систем "сосуд—армировка" вертикальных шахтных стволов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 8. С. 29—34.

9. **Воробель С. В., Трифанов Г. Д.** Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе "подъемный сосуд—жесткая армировка" и деформацию рамы подъемного сосуда // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 12. С. 16—19.

**S. R. Iljin**, Head of Laboratory, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. S. Polyakov NAS of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: iljin\_sr@mail.ru,

**V. I. Vasilkevich**, Postgraduate Student, Scientific Research Institute of Mining Mechanics named by M. M. Fedorova, Donetsk, Ukraine

## Analysis of the Influence of Box Guides Geometrical Parameters on the Dynamic Deformation-Strength Characteristics of Reinforcement in Conditions of Wear. Part II

*The problem of changing of lateral forces shoulder of the dynamic interaction of lifting vessel with guides during reinforcement wear depending on the size of the actual kinematic clearance is firstly considered. Dependence of lifting speed and limits of acceptable depth change of the shoes opening in the process of wear on the criteria dynamic stability, strength and kinematic engagement is determined.*

**Keywords:** lateral force, lifting vessel, guide, reinforcement, backlash, lifting speed

#### References

1. *Federalnyie normyi i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti pri vedenii gornyih rabot i pererabotke tverdyyih poleznyih iskopaemyih"* [Federal standards and rules in the field of industrial safety "Safety rules at

performing the mining works and processing of solid minerals"] (2013). Russian Federation.

2. *Federalnyie normyi i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti v ugolnyih shahtah"* [Federal standards and rules in the field of industrial safety "Rules of safety in coal mines"] (2013). Russian Federation.

3. *Metodika rascheta zhestkih armirovok vertikalnyh stvolov shaht* [The method of calculation of vertical shafts hard reinforcement] (1994). Scientific Research Institute named by M. M. Fedorova, Donetsk, Ukraine.

4. **Ijlin S. R., Trifanov G. D., Vorobel S. V.** (2013). *Povyshenie bezopasnosti jekspluatacii shahtnyh stvolov putem dinamicheskogo monitoringa sistem "sosud — armirovka" portativnymi izmeritel'nymi stancijami* [Higher safety of mine shafts exploitation by using the dynamic monitoring of systems "vessel — reinforcement" with portable measuring stations]. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika*. N. 1. P. 2 — 8.

5. **Ijlin S. R., Trifanov G. D., Vorobel S. V.** (2011). *Kompleksnye jeksperimental'nye issledovanija dinamiki skipov rudopodzemnogo stvola* [Complex experimental researches of ore shafts skips dynamics]. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika*. N. 5. P. 30—35.

6. **Ijlin S. R., Trifanov G. D., Vorobel S. V.** (2009). *Dinamicheskij kontrol' sostojanija armirovki* [The dynamic con-

trol of reinforcement statement]. *Rudnik budushhego*, Perm', V. 5. P. 130—132.

7. **Vorobel S. V., Trifanov G. D., Knjazev A. A.** (2007). *Dinamicheskoe obsledovanie zhjostkoj armirovki shahtnyh stvolov* [Dynamic inspection of mine shafts straight reinforcement]. *Problems of complex development of mineral deposits in the Perm region*. Perm': Izd-vo PGU, 2007. P. 195—201.

8. **Ijlin S. R., Trifanov G. D.** (2009). *Dinamicheskaja diagnostika sistem "sosud — armirovka" vertikalnyh shahtnyh stvolov* [Dynamic diagnostics of the systems "vessel—reinforcement" of vertical mine shafts]. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika*. N. 8. P. 29—34.

9. **Vorobel S. V., Trifanov G. D.** (2011). *Vlijanie diagrammy skorosti na dinamicheskie nagruzki v sisteme "podjomnyj sosud — zhestkaja armirovka" i deformaciju ramy podjomnogo sosuda* [The impact of the speed diagram on the dynamic loadings in system of "lifting vessel — hard reinforcement" and deformation of the lifting vessel frame]. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika*. N. 12. P. 16—19.



## Памяти Д. К. Тургеля (27.11.1939—22.09.2011)

27 ноября этого года исполнилось бы 75 лет профессору *Дмитрию Климентьевичу Тургелю*.

После успешного окончания в 1962 г. Московского горного института Дмитрий Климентьевич был направлен по распределению на Скопинский машзавод, где прошел путь от мастера в цехе до ведущего конструктора.

С 1966 г. начинается новый этап в жизни Дмитрия Климентьевича. Он уезжает в Свердловск. С этого момента и до конца жизни Свердловск стал по сути его новой родиной. В этом же году Дмитрий Климентьевич начинает работать преподавателем кафедры "Горные машины и комплексы" Свердловского горного института. На этой кафедре он прошел путь от ассистента до профессора. В 1975 г. под руководством профессора В. Р. Кубачека

защитил кандидатскую диссертацию на тему "Исследования влияния качества подготовки забоя на нагруженность копающих механизмов".

Все свои силы и душу Дмитрий Климентьевич отдавал служению любимому делу. Активно занимался общественной работой, был принципиальным и требовательным, в первую очередь, по отношению к себе. Длительное время Дмитрий Климентьевич был секретарем парткома горно-механического факультета, затем, с 1989 г. — заместителем декана этого факультета.

Талантливый педагог и ученый, он подготовил несколько тысяч квалифицированных горных инженеров. Автор 70 научных и методических работ, им получено четыре авторских свидетельства на изобретения. За долголетний добросовестный труд в 1987 г. был награжден медалью "Ветеран труда". За заслуги в области образования ему было присвоено звание "Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации". В 2007 г. вышел его учебник — "Горные машины и оборудование подземных разработок", который стал ведущей книгой для подготовки горных инженеров в России.

*Коллектив кафедры "Горные машины и комплексы" Уральского государственного горного университета сохранит память о Дмитрии Климентьевиче Тургеле на долгие годы.*

# ПОДВОДНАЯ РАЗРАБОТКА ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ UNDERWATER MINING OF MINERALS

УДК 622.23.037.008

С. Л. Сержан, асп., В. И. Медведков, д-р техн. наук, проф., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: sergei.serzhan@inbox.ru, vimedvedkov@yandex.ru

## Особенности энергообеспечения грунтозаборного устройства добычного комплекса для подводной добычи

Описан комплекс для подводной добычи железомарганцевых конкреций, включающий: придонное оборудование с грунтозаборным устройством, погруженную под уровень капсулу с атмосферным давлением и установленным в ней пульпоперекачным оборудованием, надводное плавсредство с энергетической установкой и пульповоды положительной плавучести. Энергозатраты комплекса зависят от величины погружения капсулы, производительности и мощности придонного оборудования, от пропускной способности пульповодов.

Рассмотрено энергообеспечение придонного оборудования, функционирование которого обеспечивает объемный водяной шиберный гидродвигатель. Данный двигатель приводит в действие маслонасос, энергия которого расходуется на вращение масляного гидромотора, установленного в полости ловителя пульповода, и на неполноповоротный гидродвигатель, с помощью которого осуществляется движение рабочего органа в горизонтальной плоскости. Передача энергии к водяному гидродвигателю осуществляется по трубопроводу положительной плавучести от водяного лопастного (или объемного) насоса на плавсредстве.

Проанализированы особенности этой передачи, включая конструкцию гидродвигателя и условия эвакуации отработавшей воды из его рабочих камер. У данного гидродвигателя отсутствует канал отвода отработавшей воды к источнику питания. Установлено новое его качество — силовое вытеснение отработавшей воды в принимающую среду той же плотности (под уровень). Получена зависимость для определения напора насоса на плавсредстве, т. е. установлен уровень энергозатрат на функционирование придонного оборудования. Рассмотрен процесс эвакуации энергоносителя под уровень с использованием теории истечения свободной затопленной струи. Для учета этого влияния введен коэффициент, который определен в работе экспериментальным путем. Найдена зависимость для определения напора питающего насоса с учетом подпора для эвакуации рабочей жидкости из двигателя "под уровень".

**Ключевые слова:** комплекс, гидродвигатель, напор, энергообеспечение

Существуют различные комплексы для подводной добычи твердых полезных ископаемых (ТПИ), в частности, железомарганцевых конкреций. Так, известна разработка добычного комплекса, имеющего промежуточную капсулу с атмосферным давлением [1], и придонное оборудование, представленное в виде грунтозаборного устройства (ГЗУ) [2, 3]. Рабочий орган (РО) такого ГЗУ представлен в виде объемного шиберного гидродвигателя, особенности которого и методика расчета были представлены ранее [7]. Важным вопросом при проектировании подводного добычного комплекса является энергообеспечение двигателя рабочего органа типа ДМ.

Энергообеспечение комплекса (рис. 1) осуществляется следующим образом: на борту плавсредства установлен дизель-генератор Д-Г, который вырабатывает энергию для питания электродвигателей Э1 и Э2.

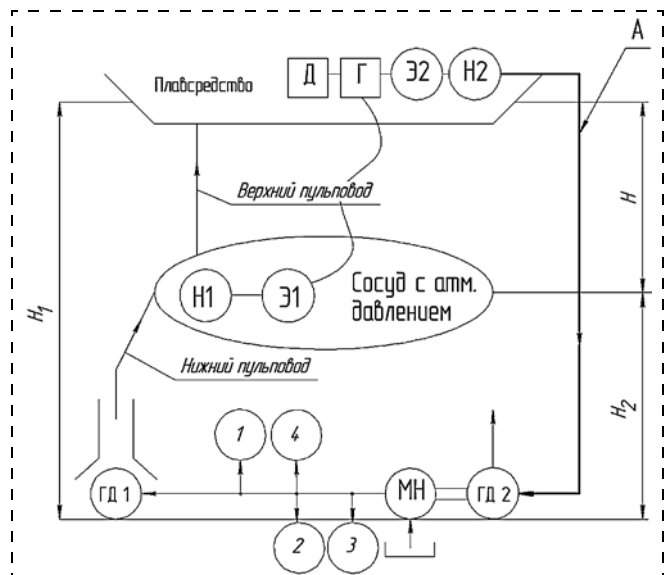


Рис. 1. Схема энергообеспечения комплекса для подводной добычи ТПИ: 1 — неполноповоротный гидродвигатель; 2 — гидродвигатель правой гусеницы; 3 — гидродвигатель левой гусеницы; 4 — гидроцилиндр вертикального движения; ГД 1 — двигатель рабочего органа; ГД 2 — двигатель маслостанции; Н1 — насос; МН — насос маслостанции; Н2 — лопастной насос

Электродвигатель Э1 приводит лопастной насос Н1, с помощью которого пульпа доставляется из капсулы на плавсредство по верхнему пульповоду. Электродвигатель Э2 приводит насос Н2, который подает по трубопроводу А под давлением  $H_H$  забортную воду к гидродвигателю ГД 2, установленному на самоходной тележке. Трубопровод А может быть выполнен по типу пульповода, т. е. иметь шарнирно-сочлененную конструкцию с полостями, содержащими воздух, обеспечивающих положительную плавучесть последнего. Двигатель ГД 2 приводит насос МН, питающий основные агрегаты придонного оборудования: неполноповоротный гидродвигатель (НПГ) 1 горизонтального качания РО; ходовые гидродвигатели 2 и 3 гусениц; гидроцилиндр 4 вертикального движения РО и гидродвигатель ГД 1.

Процесс доставки отбитого полезного ископаемого со дна моря в капсулу осуществляется забором взрыхленных конкреций ловителем нижнего пульповода и гидротранспортом его за счет гидростатического давления  $H$ , обусловленного величиной ординаты погружения капсулы. При этом отбитое ископаемое втягивается потоком в ловитель, проходит кольцевой канал, образованный гидродвигателем и кожухом ловителя, и далее транспортируется по пульповоду. Скорость потока в кольцевом канале и в пульповоде зависит от глубины  $H$  погружения капсулы, площади указанного сечения этих каналов и должна превышать критическую скорость, при которой твердое выпадает в осадок [3 и 4, с. 142]. Энергозатраты на гидротранспорт пульпы по нижнему пульповоду также зависят от глубины  $H$ . Заметим, что чем больше  $H$ , тем (при прочих равных условиях) эффективнее работает система гидроподъема от дна до капсулы и тем больше энергозатраты на доставку ТПИ от капсулы до плавсредства.

Из сделанного описания следует, что энергозатраты исследуемого комплекса в основном определяются:

- глубиной  $H$  погружения капсулы;
- потребностями и производительностью придонного оборудования;
- пропускной способностью пульповодов.

Настоящая работа посвящена определению напора насоса Н2, от которого зависит производительность ГЗУ. Напор  $H_H$  идет на преодоление гидросопротивлений трубопровода А по длине  $\Delta h_L$  и местных  $\Delta h_M$ , на создание движущего момента и преодоление внутренних гидромеханических сопротивлений двигателя ГД 2 — напор  $H_D$ ;

на преодоление сопротивлений на выходе из двигателя  $\Delta h_{\text{вых.д}}$ , т. е.:

$$H_H = \Delta h_L + \Delta h_M + H_D + \Delta h_{\text{вых.д}} \quad (1)$$

Потери напора в трубопроводе определяются по известным формулам.

*Потери по длине:*

$$\Delta h_L = \lambda \frac{L}{D_T} \frac{v^2}{2g},$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $L$  — длина трубопровода, м;  $D_T$  — внутренний диаметр трубопровода, м;  $v$  — скорость потока в трубе, м/с;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

*Потери в местных сопротивлениях:*

$$\Delta h_M = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где  $\xi$  — коэффициент местных сопротивлений.

$H_D$  — сработанный напор. Его величина зависит от мощности придонных потребителей энергии, к которым относятся: гидродвигатели привода самоходной тележки, гидроцилиндр подъема рабочего органа, неполноповоротный гидродвигатель горизонтального качания рабочего органа, а так же гидродвигатель рабочего органа.

Потери напора на входе и выходе двигателя обусловлены его конструктивными особенностями (рис. 2). Стоит отметить, что влияние сопротивлений на входе/выходе из гидродвигателя является достаточно важным, так как игнорирование этого параметра может привести к недостаточной передаче энергии в подводный комплекс, в частности к рабочему органу ГЗУ, что, в свою очередь, повлечет сбой в работе комплекса.

Подвод и эвакуация жидкости осуществляются через подобные отверстия, которые выполнены в корпусе двигателя цилиндрическими радиальными. Количество этих отверстий и их тип определяются конструктивно с учетом достижения минимального гидравлического сопротивления и максимальной прочности оболочки двигателя.

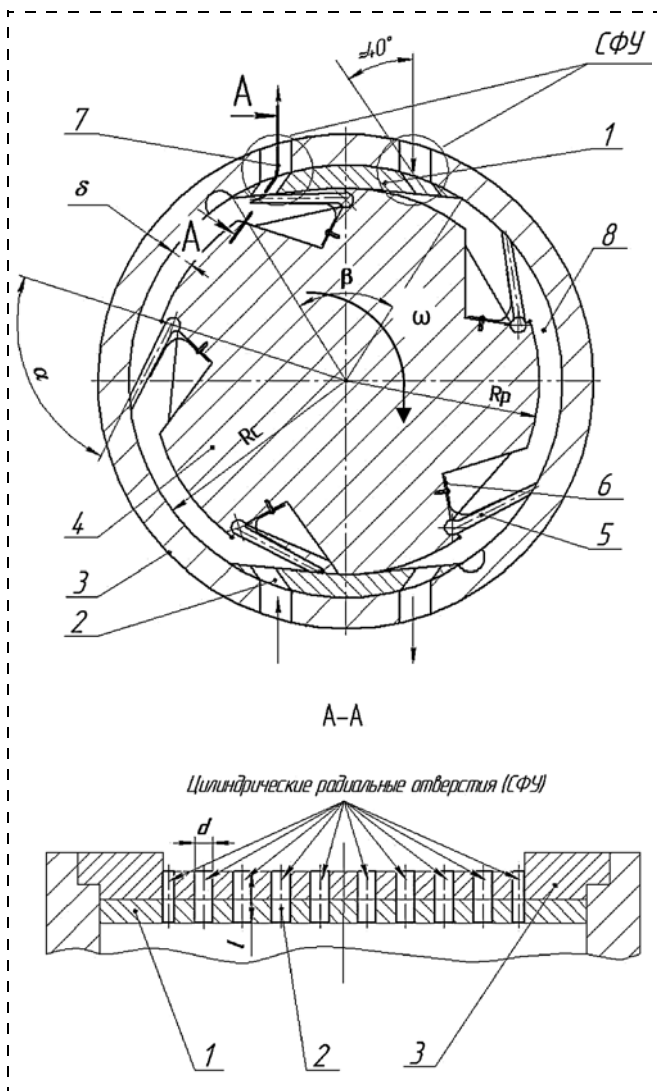
Расход вытесняемой из единичного отверстия жидкости определяется формулой

$$Q^1 = vs,$$

где  $s$  — площадь сечения единичного отверстия, м<sup>2</sup>. Для  $n$  — одинаковых отверстий желательно использовать понятие об эквивалентном диаметре  $d_3 = d\sqrt{n}$ . Скорость истечения:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (2)$$





**Рис. 2. Поперечное сечение гидродвигателя:**  
 1 — отклонитель; 2 — напорный канал; 3 — корпус (статор); 4 — ротор; 5 — шибер; 6 — плоская пружина; 7 — сливной канал; 8 — рабочая камера;  $\delta$  — радиальная высота рабочей камеры;  $\alpha$  — угол наклона шибера к радиусу ротора;  $\beta$  — угол охвата ротора отклонителем;  $R_p$  — радиус ротора;  $R_c$  — радиус статора

где  $\varphi$  — коэффициент скорости. При коэффициенте сжатия струи  $\varepsilon = 1$  коэффициент скорости  $\varphi$  равен коэффициенту расхода  $\mu$ .

Расход  $Q$  воды плотностью  $\rho$ , потребляемый двигателем ГД 2, равный подаче насоса Н2, вытесняется в среду той же плотности через два отверстия (для двухкамерного двигателя) с эквивалентными диаметрами  $d_{\text{э}}$

$$Q = 2\mu S \sqrt{2gH}, \quad (3)$$

где  $H$  — напор, обусловленный сопротивлениями на выходе из двигателя, м;  $S$  — площадь сечения условного эквивалентного отверстия, м<sup>2</sup>. Коэффициент расхода  $\mu$  (или коэффициент скорости  $\varphi$  при

коэффициенте сжатия струи условно принятом нами за единицу) зависит от типа струеформирующего устройства (СФУ). Реальное выходное СФУ (см. рис. 2) имеет канал сложной формы: внезапное сужение примерно  $3/8$  и поворот потока примерно на  $40^\circ$ , вход — выход, если длина выходного канала будет больше  $4d$ , то рассматриваемый коэффициент расхода следует определять с учетом длины этого канала по формуле

$$\mu_{0\text{расч}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi}}. \quad (4)$$

Значения коэффициентов  $\mu$  и  $\varphi$  известны для случаев истечения жидкости в воздух для любого стандартного СФУ. Однако в варианте комплекса по рис. 1 отработавшая в двигателе вода вытесняется шиберами из рабочих камер двигателя в среду той же плотности. И в этом случае можно предположить, что рассматриваемые коэффициенты будут иметь значения меньше справочных. Это связано с тем, что рабочей жидкости необходимо преодолеть сопротивление среды той же плотности, которое превышает сопротивление воздуха. Таким образом, величина подпора при истечении в воду будет больше чем при истечении в воздух на величину введенного нами коэффициента.

С учетом (3) и (4) перед выходным СФУ двигателя должен существовать расчетный подпор (напор), обеспечивающий выталкивание воды за пределы оболочки двигателя в воздух

$$H_{\text{под}} = \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{2\mu_{0\text{расч}} S} \right)^2. \quad (5)$$

Откуда следует, что при снижении коэффициента расхода  $\mu$  напор на вытеснение воды в воду должен возрастать в квадрате от отношения коэффициента расхода при истечении в воздух  $\mu_0$  к коэффициенту расхода при истечении в воду  $\mu_B$ .

Обозначим это соотношение через  $K$ :

$$K = \frac{\mu_0}{\mu_B} \quad (6)$$

и назовем его "коэффициент влияния сопротивления принимающей среды на величину напора, выталкивающего воду".

Тогда:

$$H_{\text{под}} = \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{2\mu_{0\text{расч}} S} \right)^2 K^2. \quad (7)$$

Велика ли величина коэффициента  $K$ ? Если сравнить структуру гидромониторной струи, истекающей в воздух [5, гл. 4], со структурой свободной затопленной струи, истекающей в среду с большей плотностью [6, гл. 2], то при одинаковом напоре перед СФУ во втором случае имеет место резкое снижение энергетики струи — торможение ее принимающей средой, а следовательно, для вытеснения воды из рабочих камер гидродвигателя требуется (по сравнению с истечением в воздух) увеличение энергии — напора перед двигателем.

Расчетная схема для определения потерь энергии в струе показана на рис. 3, где ось  $O-O$  — ось СФУ (или отверстия);  $R_0$  — радиус СФУ (или отверстия);  $R$  — радиус расширения струи в жидкой среде. Как расходуется удельная кинетическая энергия (напор) струи в пределах начального участка  $X_0$ ? На этот вопрос можно ответить, если проанализировать, в том числе, численно уравнение:

$$h_v = \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha v^2}{2g}. \quad (8)$$

Здесь  $\alpha_0, \alpha$  — коэффициенты Кориолиса струи соответственно в выходном сечении СФУ ( $\alpha_0 = 1$ ) и в произвольном сечении затопленной струи, за которое принимаем конец начального участка  $X_0$  в сечении 1—2;  $v_0, v$  — средние скорости струи в указанных сечениях, м/с; скорость  $v_0$  определяется по формуле (2), а скорость  $v$  соответствует

$$\text{при } b = -\frac{1}{2(aX_0)^2} \quad v = \frac{v_0}{R^2} \frac{1}{2b} (e^{bR^2} - 1), \text{ м/с,} \quad (9)$$

где радиус  $R$  в сечении 1—2 (см. рис. 3):

$$R = \left(3,4 \frac{ax}{R_0} + 1\right) R_0, \text{ м}$$

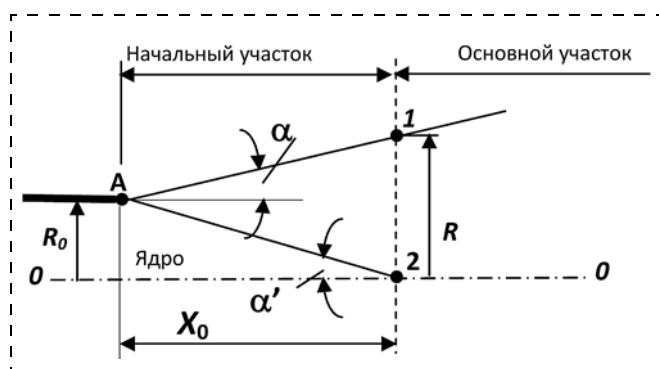


Рис. 3. Схема свободной затопленной струи

и длина начального участка затопленной струи  $X_0$ :

$$X_0 = \frac{0,67}{a} R_0, \text{ м,}$$

где  $a$  — коэффициент, характеризующий структуру струи (степень турбулентности); для осесимметричных СЗС  $a \approx 0,08$ .

Численный анализ параметров свободных струй затопленной (СЗС) и незатопленной (СНС) при одном и том же диаметре СФУ (20 мм), одном и том же напоре перед СФУ (400 м вод. ст.) и для СЗС  $a \approx 0,08$  (задается на выходе из СФУ), для СНС [5, с. 78]  $a \approx 0,005$  (вычисляется для ствола монитора) показал протяженность начальных участков струй  $(X_0)_{СЗС} \approx 0,084$  м и  $(X_0)_{СНС} \approx 1,37$  м, т. е. примерно в 16 раз дольше сохраняется начальный уровень кинетической энергии незатопленной струи по сравнению с затопленной.

Означает ли приведенный пример, что сопротивление принимающей среды той же плотности, что и струя, на порядок и более уменьшает справочное значение коэффициента расхода, соответствующее истечению в воздух? Полагаем, что так считать нельзя.

Вычисления для уравнения (8) по указанным выше данным для СЗС показали, что в конце начального участка  $X_0$  запас кинетической энергии не превышает 1 % от начального уровня. Тогда как для СНС наибольший уровень энергии приходится на удаление от СФУ  $X_{\text{opt}} \approx 150d = 3$  м [5, с. 83]. Следовательно, в нашем случае необходимо увеличить энергию потока перед СФУ, в противном случае система  $H2-ГД 2$  (см. рис. 1) не обеспечивает работоспособность придонного оборудования.

Значение коэффициента "влияния среды"  $K$  определено опытным путем. Проводились замеры времени истечения воды в воздух и под уровень. Варьируемым параметром был диаметр отверстия в СФУ. Для каждого диаметра было проведено не менее десяти измерений, что составляло одну серию опытов. Всего таких серий выполнено девять для диаметров отверстий в диапазоне 1,5...6 мм.

При эвакуации под уровень истекающая жидкость взаимодействует с принимающей жидкостью, находящейся в резервуаре под сосудом. Это взаимодействие вызывает торможение процесса истечения. Коэффициенты расхода  $\mu_0$  — при истечении в атмосферу и под уровень —  $\mu_B$  будут разные. В качестве измеряемого параметра при истечении жидкости в атмосферу и под уровень выбрано время истечения.

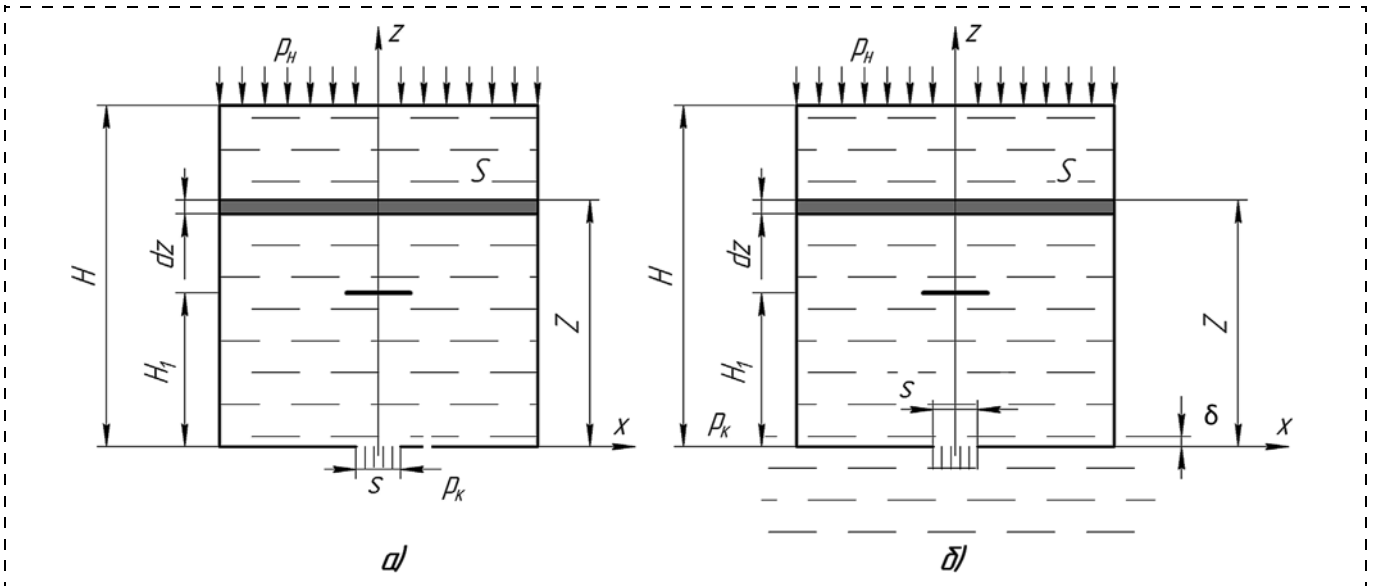


Рис. 4. Истечение жидкости через отверстие при переменном напоре в воздух (а) и под уровень (б)

Рассмотрим процесс истечения из сосуда некоторого объема жидкости, показанного на рис. 4. Поперечное сечение показанного сосуда  $S$  является константой по высоте. На дне сосуда имеется отверстие диаметром  $d$  и площадью  $s$ , через которое происходит истечение. На поверхность жидкости действует начальное давление  $p_H$ , а в месте эвакуации жидкости — конечное давление  $p_K$ ; при этом  $p_H = p_K$ . Определим время, за которое некоторый объем жидкости истечет от уровня  $H$  до уровня  $H_1$ . Предположим, что в определенный момент времени уровень жидкости находится на расстоянии  $Z$  от дна сосуда по оси ординат. За бесконечно малый промежуток времени  $dt$  уровень в указанном объеме жидкости снизится на  $dz$ , т. е. из резервуара истечет элементарный объем жидкости, равный  $dV_1 = -Sdz$ . Однако объем вытекающей жидкости можно найти и через уравнение расхода  $dV_2 = Qdt$ . При этом расход воды определим по формуле

$$Q = \mu s \sqrt{2gZ}. \quad (10)$$

Приравняв  $dV_1$  и  $dV_2$ , получим следующее уравнение с учетом формулы (10):

$$-Sdz = \mu s \sqrt{2gz} dt,$$

проинтегрировав которое в пределах от  $H$  до  $H_1$ , получим искомое время

$$t = - \int_{H_1}^H \frac{Sdz}{\mu s \sqrt{2gz}} = \frac{2S}{\mu s \sqrt{2g}} (\sqrt{H} - \sqrt{H_1}). \quad (11)$$

При истечении воды под уровень в нижний резервуар с небольшой свободной поверхностью могут возникать дополнительные силы сопротивления истечению, пропорциональные возрастающему слою  $\delta$  (величина подпора, образующаяся при истечении жидкости в среду той же плотности) (см. рис. 4, б). Появление этого слоя было сведено практически до нуля использованием при измерениях резервуара с большой свободной поверхностью.

Из формулы (11) находим коэффициент расхода  $\mu$ , выраженный через время истечения, которое измерялось секундомером:

$$\mu = \frac{2S}{ts\sqrt{2g}} (\sqrt{H} - \sqrt{H_1}). \quad (12)$$

Обозначив время истечения в воздух через  $t_0$ , а время истечения под уровень через  $t_B$ , получим соответственно значения коэффициентов расхода  $\mu_0$  и  $\mu_B$ , отношение которых соответствует коэффициенту влияния  $K$ .

Результаты измерений представлены на рис. 5.

С учетом погрешности измерений, вычисленной по критерию Стьюдента, получено значение искомого коэффициента в виде:

$$K = 1,057 \pm 0,016. \quad (13)$$

Согласно рисунку значение "коэффициента  $K$  влияния сопротивления принимающей среды на величину напора, выталкивающего воду", не зависит от диаметра отверстия и является постоянной ве-

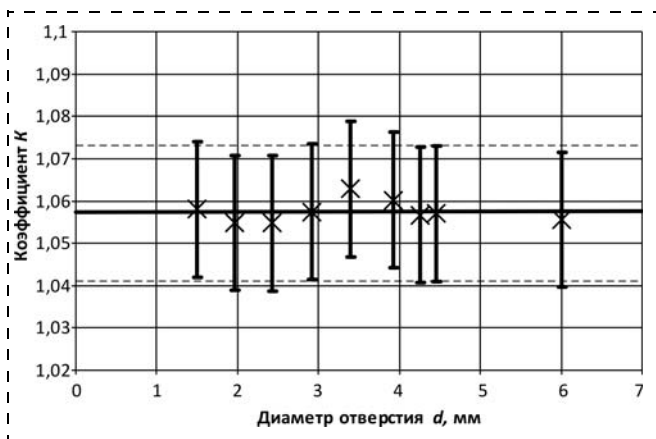


Рис. 5. Зависимость коэффициента  $K$  от диаметра отверстия  $d$

личной. Разброс полученных точек соответствует погрешности эксперимента не выше 1,6 %.

С учетом выполненного анализа и полученных опытных данных констатируем, что значение искомого напора насоса должно быть увеличено за счет обеспечения подпора перед СФУ по формуле (7) с учетом коэффициента  $K$ . Тогда, окончательно, уравнение (1) можно написать в следующем виде:

$$H_H = \left( \lambda \frac{L}{D_T} + \sum \zeta_{\text{ТР}} \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 D_T^4} + H_D + \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{2\mu_0 S} \right)^2 K^2, \quad (14)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $L$ ,  $D_T$ ,  $\zeta_{\text{ТР}}$  — для питающего трубопровода соответственно длина, диаметр и коэффициенты местных сопротивлений;  $Q$  — подача насоса  $H2$  (расход гидродвигателя  $ГД 2$ );  $H_D$  — напор, сработанный гидродвигателем на создание движущего момента и преодоление собственных гидромеханических сопротивлений;  $\mu_0$  — расчетный (4) коэффициент расхода с использованием справочных данных при истечении в воздух для эквивалентного выходного диаметра;  $S$  — площадь выходных отверстий, выраженная через эквивалентный диаметр на выходе;  $K$  — коэффициент влияния сопротивления принимающей среды на величину напора, выталкивающего воду.

Для затраченной мощности маслопотока перед РО 46 кВт ( $ГД 1$  и  $НПП$ ) имеем затраченную мощность водопотока перед  $ГД 2$  примерно 122 кВт с учетом КПД ( $\approx 38\%$ ) маслонасоса (0,7), мультипликатора (0,9) и  $ГД 2$  (0,6). Приняли в качестве насоса  $H2$  лопастной типа ЦНС с рабочим напором 330 м вод. ст. Приняты также диаметр трубопро-

вода  $A$  (см. рис. 1) 100 мм и длина 100 м. Тогда потери напора в трубе  $A$  будут примерно 50 м, перед  $ГД 2$  напор составит 280 м, подача насоса будет  $0,044 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $158 \text{ м}^3/\text{ч}$ ). Напор подпора определим по формуле (7), где расчетный коэффициент расхода составил 0,6, а площадь сечения эквивалентного отверстия —  $0,784 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  при фактическом диаметре 0,01 м. Без учета коэффициента  $K$  подпор в данном примере составил 111 м вод. ст., а с учетом — 125 м вод. ст., чем пренебрегать нельзя. При этом подпор возрос на 12,6 %, а напор насоса — до 455 м, что соответствует росту на 38 %.

Таким образом, уравнение (14) является основополагающим при проектировании придонного комплекса (ГЗУ) и отражает уровень энергопотребления ГЗУ. При этом мощность гидродвигателя  $ГД 2$  и его расход будут зависеть от параметров потребителей гидроэнергии, которые формируются исходя из конкретных условий добычи.

Мощность насоса, питающего основной водяной гидродвигатель, при проектировании необходимо увеличивать на величину подпора (7) с учетом поправки на истечение "под уровень". Пренебрежение указанного параметра может привести к неправильной работе придонного комплекса (недостаточным количеством энергии, необходимым для работы грунтозаборного устройства) и рабочего органа, в частности.

#### Список литературы

1. Маховиков Б. С. Комплексы оборудования для подводной разработки россыпей на шельфе // Горный журнал. 1997. № 11.
2. Пат. 2459083 Российская Федерация Е 21 С 50/00. Грунтозаборное устройство / Медведков В. И., Незаметдинов А. Б., Кондаков Д. Ю., Сержан С. Л., заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г. В. Плеханова (технический университет); опубл. 20.08.2012.
3. Сержан С. Л. Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 10. С. 39—42.
4. Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1991. 331 с.
5. Цяпко Н. Ф., Чапка А. М. Гидроотбойка угля на подземных работах. М.: Госгортехиздат, 1960, 312 с.
6. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. Репринтное воспроизведение издания 1960 г. М.: ЭКОЛИТ, 2011. 720 с.
7. Медведков В. И., Сержан С. Л. Рекомендации к расчету параметров приводного двигателя грунтозаборного устройства // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 9. С. 34—39.

## Energy Supply Features of Suction Cutter of Mining Complex for Underwater Mining

*A complex for underwater mining of ferromanganese nodules was described. It includes seafloor equipment with suction cutter, buffer with atmospheric pressure, which submerged under the level, where pump station is mounted, waterborne vehicle with power installation and slurry pipelines of positive buoyancy. Energy consumption of complex depends on the immersion of buffer, productivity and power of seafloor equipment, the throughput of pipelines.*

*A variant of energy supply production system was reviewed. Operation of the seafloor equipment is provided by volumetric water hydraulic motor. This motor drives the oil pump, the energy of which is used to the rotation of the oil motor, mounted in the catcher of slurry pipeline, and hydraulic motor by which the working body is moved in the horizontal plane. Energy transfer to the hydraulic water engine is carried by pipeline positive buoyancy from the water vane pump (or volumetric) which located on the waterborne vehicle.*

*The features of this transfer, including the design of the hydraulic engine and conditions of the evacuation of water from his working chambers were analyzed. There is no flow passage (drainage channel) to power supply in this hydraulic engine. A new quality — the force displacement of water into the receiving environment with the same density (under the level) was identified. The dependence to determine the head of the pump on the waterborne vehicle was received. The level of energy consumption for the operation of the seafloor equipment was set. The process of evacuation of energy carrier under the level using the theory expiration free submerged jet was examined. To account for this effect was introduced by a coefficient whose value is determined in this work experimentally. The dependence for finding necessary pressure of pump considering the booster pressure for the evacuation of working fluid from the engine "under the level" was determined.*

**Keywords:** complex, hydraulic engine, pressure, energy supply

### References

1. Mahovikov B. S. Kompleksi oborydovaniya dlia podvodnoi razrabotki rossipey na shelfe. *Gorniy zhurnal*. 1997. N. 11.
2. Pat. 2459083 Rossiysakaya Federaciya E21 C50/00. *Gryntozabornoe ystroystvo*. Medvedkov V. I., Nezametdinov A. B., Kondakov D. Y., Serzhan S. L.; opubl. 20.08.2012.
3. Serzhan S. L. Osnashenie gryntozabornogo ystoistva rabochim organom s ob'emnim gidrodvigatelem. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2013. N. 10. P. 39—42.

4. Geyer V. G., Dylin V. S., Zaria A. N. *Gidravlika i gidroprivod*. M.: Nedra, 1991. 331 p.
5. Ciapko N. F., Chapka A. M. *Gidrooboyka yglia na podzemnich rabotach*. M.: Gosgortehizdat, 1960. 312 p.
6. Abramovich G. N. *Teoriya tyrbylentnich stryi. Reprintnoe vosproizvedenie izdaniya 1960 g.* M.: ECOLIT, 2011. 720 p.
7. Medvedkov V. I., Serzhan S. L. Rekomendacii k rashety parametrov privodnogo dvigatelya gryntozabornogo ystroistva. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2014. N. 9. P. 34—39.

## ИНФОРМАЦИЯ

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ!

Продолжается подписка на журнал "Горное оборудование и электромеханика" на первое полугодие 2015 г. Оформить подписку можно через подписные агентства или непосредственно в редакции. Подписные индексы по каталогам: Роспечать — 20134; Пресса России — 39708.

Информация о журнале размещена на сайте <http://novtex.ru/gormash>

107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Тел. (499) 269-53-97. Тел./факс (499) 269-55-10.

E-mail: [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)

УДК 622.333.622.721

И. И. Демченко, д-р техн. наук, проф., И. С. Плотников, асп., асс., СФУ, г. Красноярск

E-mail: demtchenkoi@yandex.ru, bigiv89@yandex.ru

## Расчет параметров грохота с канатным движущимся полем

Для сортировки угля предлагается использовать грохот с канатным движущимся полем, разработанный в Сибирском федеральном университете. Проведен расчет его основных параметров и представлено сравнение расчетных технических характеристик предлагаемого грохота с наиболее распространенными инерционными и самобалансными грохотами, часто применяемыми для сортировки угля. Предлагаемый грохот конструктивно прост, практически не создает вибрации и из представленных расчетов видно, что при равной производительности требует меньшую мощность двигателя по сравнению с известными моделями, а также обладает меньшими габаритными размерами и массой, что дает возможность использовать его не только стационарно, но и устанавливать на мобильное шасси. Наличие кожуха, закрывающего грохот во время работы, удовлетворяет экологическим требованиям, предъявляемым к эксплуатации горного оборудования.

**Ключевые слова:** грохот, сортировка, модель, производительность, параметры, уголь

В Сибирском федеральном университете разработан грохот с канатным движущимся полем (ГКДП) для сортировки угля (рис. 1).

Грохот работает следующим образом: рядовой уголь через загрузочный бункер 2 попадает на верхнюю просеивающую секцию, которая образована приводным 8 и ведомым 5 барабанами и натянутым на них канатом 4 с определенным зазором. Куски угля размером меньше этого зазора под действием силы тяжести проваливаются на среднюю и далее на нижнюю просеивающую секцию. Задержанный уголь транспортируется канатами про-

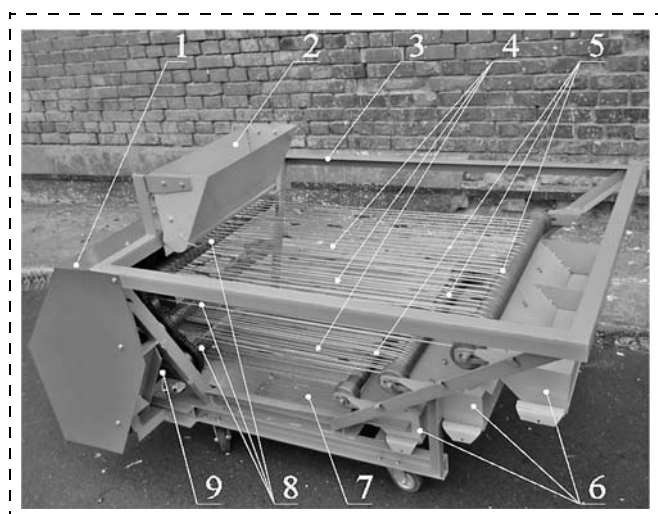


Рис. 1. Модель грохота с канатным движущимся полем: 1 — кожух; 2 — загрузочный бункер; 3 — рама; 4 — канат; 5 — ведомый барабан; 6 — приемный бункер; 7 — бункер подрешетного материала; 8 — приводной барабан; 9 — электродвигатель

сеивающей секции в приемный бункер 6, а подрешетный материал попадает в бункер 7 [1]. Сверху и по бокам грохот закрыт кожухом (на рисунке снят), предотвращающим запыление при сортировке.

Для оценки технических характеристик рассчитаем основные параметры предлагаемого ГКДП (рис. 2) на производительность  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$  и сравним полученные значения с характеристиками известных грохотов ГИЛ-43 и ГИСЛ-32, производительность которых также составляет  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В зависимости от свойств угля скорость  $v$  канатного полотна устанавливается в пределах  $0,25 \dots 3,15 \text{ м/с}$ . Чтобы получить заданную производительность, достаточно установить скорость  $0,25 \text{ м/с}$ .

При известном значении требуемой производительности минимальная ширина  $b$  просеивающей поверхности (длина барабана) определяется по формуле

$$b = \frac{2F}{0,35\varphi h}, \quad (1)$$

где  $F$  — площадь сечения потока насыпного груза,  $\text{м}^2$ ;  $\varphi$  — угол естественного откоса сортируемого материала в покое (для угля  $\varphi = 30^\circ$ );  $h$  — высота слоя груза, м.

Площадь сечения  $F$  будет равна [2]

$$F = \frac{Q}{3600v} = 0,11 \text{ м}^2. \quad (2)$$

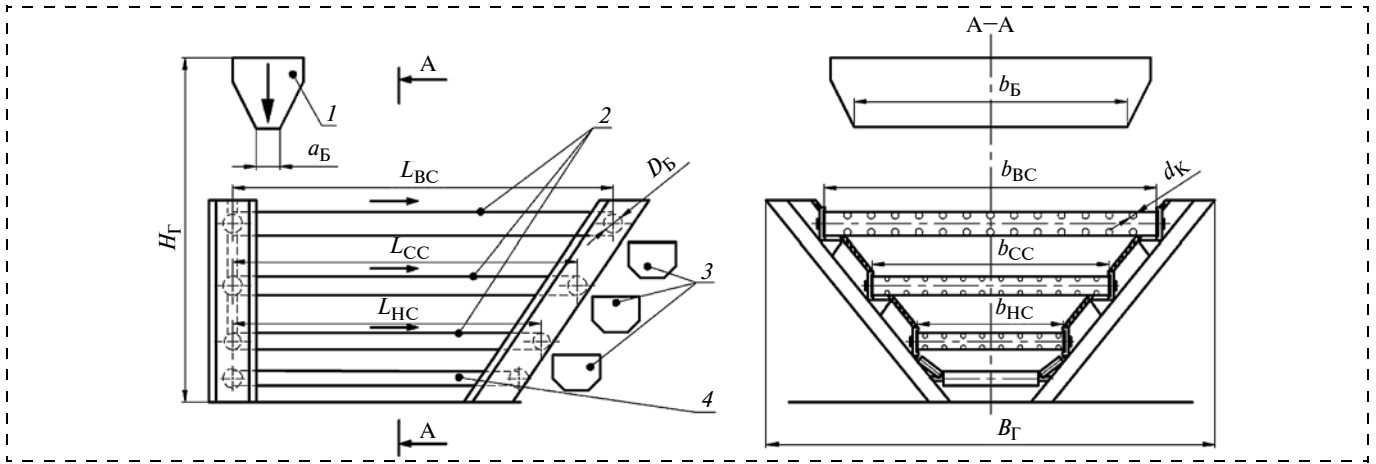


Рис. 2. Схема грохота с канатным движущимся полем:

1 — бункер-питатель; 2 — просеивающие секции; 3 — приемный бункер; 4 — бункер подрешетного материала

Тогда ширина  $b$  просеивающей поверхности (1):

$$b = \frac{0,11 \cdot 2}{0,35 \cdot 30h} = \frac{0,021}{h}.$$

Высоту слоя груза  $h$  находим по формуле

$$h = \frac{b}{4} \operatorname{tg} \varphi' = \frac{b}{4} \operatorname{tg}(30 \cdot 0,5) = b \cdot 0,06, \quad (3)$$

где  $\varphi'$  — угол насыпки материала ( $\varphi' = \varphi \cdot 0,5$ ) [2].

Решая совместно уравнения (2) и (3), получаем

$$b = \frac{0,021}{h} = \frac{0,021}{b \cdot 0,06},$$

$$b^2 = 0,35; \quad b = 0,59 \text{ м};$$

$$h = b \cdot 0,06 = 0,59 \cdot 0,06 = 0,035 \text{ м}.$$

Таким образом, получена минимальная ширина  $b = 0,59$  м для самой нижней просеивающей секции  $b_{HC}$  и ленточного конвейера  $b_{ЛК}$ , которую округляем до  $b = 0,6$  м. Каждая последующая просеивающая поверхность выполняется на 10...15 % больше предыдущей:

$$b_{HC} = b_{ЛК} = 0,6 \text{ м}; \quad b_{CC} = 0,6 \cdot 1,15 = 0,7 \text{ м};$$

$$b_{VC} = 0,7 \cdot 1,15 = 0,8 \text{ м},$$

где  $b_{HC}$ ,  $b_{ЛК}$ ,  $b_{CC}$ ,  $b_{VC}$  — ширина соответственно нижней секции, ленточного конвейера, средней и верхней секций (см. рис. 2).

Длина просеивающей поверхности (длина между барабанами) должна быть установлена таким образом, чтобы натянутый канат был под требуемым углом девиации. Длина каждой секции  $L_C$  определяется по формуле

$$L_C = \operatorname{tg} \delta l, \quad (4)$$

где  $\delta$  — острый угол при основании (угол между осью барабана и холостой ветвью каната, рис. 3), °.

Ширина между канатами  $l$  каждой просеивающей плоскости зависит от размера требуемого куска угля  $a'$  и определяется по формуле

$$l = 0,8a'. \quad (5)$$

Отсюда  $l_{HC} = 0,8 \cdot 0,025 = 0,02$  м;  $l_{CC} = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04$  м;  $l_{VC} = 0,8 \cdot 0,1 = 0,08$  м, где  $l_{HC}$ ,  $l_{CC}$ ,  $l_{VC}$  — ширина соответственно между канатами нижней, средней и верхней секций.

Зная значение  $l$ , определяем минимальную длину каждой просеивающей поверхности  $L_C$  (4)

$$L_{HC} = \operatorname{tg} 88 \cdot 0,02 = 0,57 \text{ м}; \quad L_{CC} = \operatorname{tg} 88 \cdot 0,04 = 1,1 \text{ м};$$

$$L_{VC} = \operatorname{tg} 88 \cdot 0,08 = 2,2 \text{ м},$$

где  $L_{HC}$ ,  $L_{CC}$ ,  $L_{VC}$  — минимальная длина соответственно нижней, средней и верхней секций (см. рис. 2).

Площадь каждой просеивающей поверхности  $S_C$  будет равна

$$S_{HC} = 0,6 \cdot 0,57 = 0,34 \text{ м}^2; \quad S_{CC} = 0,7 \cdot 1,1 = 0,77 \text{ м}^2;$$

$$S_{VC} = 0,8 \cdot 2,2 = 1,76 \text{ м}^2,$$

где  $S_{HC}$ ,  $S_{CC}$ ,  $S_{VC}$  — площадь соответственно нижней, средней и верхней просеивающих плоскостей.

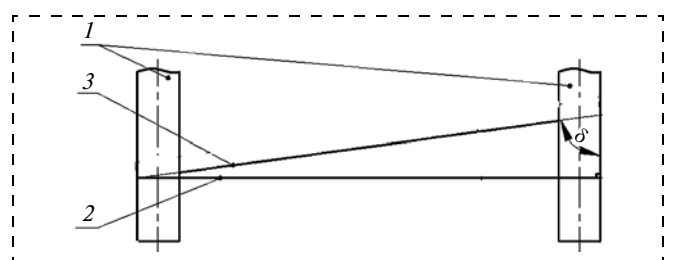


Рис. 3. Канатный блок с одним витком:

1 — барабан; 2 — рабочая ветвь; 3 — холостая ветвь

Необходимое значение площади выпускного окна бункера зависит от максимального размера поступающего угля  $a_{\max}$ , и определяется по формуле

$$S_{\min} = 2a_{\max} = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ м}^2. \quad (6)$$

При этом ширина окна  $b_B$  должна быть меньше ширины верхней секции грохота  $b_{BC}$ :

$$b_B \leq 0,75b_{BC} = 0,75 \cdot 0,8 = 0,6 \text{ м}. \quad (7)$$

Тогда длина выпускного окна бункера  $a_B$  будет равна

$$a_B = \frac{S_{\min}}{b_B} = \frac{0,3}{0,6} = 0,5 \text{ м}. \quad (8)$$

Диаметр каната зависит от силы давления насыпного груза. Сила давления  $G$  определяется по формуле [2]

$$G = \frac{2,8k_0\gamma a_B^2 b_B^2}{a_B + b_B} = 5154,5 \text{ Н}, \quad (9)$$

где  $k_0$  — коэффициент опорожнения ( $k_0 = 1,5$ );  $\gamma$  — максимальный объемный вес поступающего угля,  $\text{Н/м}^3$ ;  $\gamma = \gamma_M g$ ;  $\gamma_M$  — объемная масса угля,  $\text{кг/м}^3$ ;  $a_B$ ,  $b_B$  — размеры выпускного окна бункера, м (см. рис. 2).

По ГОСТ 3062—80 выбираем канат диаметром 2,4 мм, разрывное усилие которого равно 5720 Н и больше, чем создаваемое давление насыпного груза.

Выбрав канат, определяем минимальный диаметр барабанов  $D_B$

$$D_B = 30d_K = 30 \cdot 2,4 = 72 \text{ мм}, \quad (10)$$

где  $d_K$  — диаметр каната, мм (см. рис. 2).

Необходимую длину каната для каждой секции определяем по формуле

$$L_K = t(L_{PB} + L_{XB} + \pi D_B), \text{ м}, \quad (11)$$

где  $t$  — число витков каната;  $L_{PB}$  — длина рабочей ветви каната, м;  $L_{XB}$  — длина холостой ветви каната, м.

Длина каната для нижней секции будет равна (11):

$$L_{HC}^K = t(L_{PB} + L_{XB} + \pi D_B) = 35,6 \text{ м}.$$

Число витков определяется по формуле

$$t = \frac{L_B}{d_K + l} = 26. \quad (12)$$

Длина холостой ветви равна

$$L_{XB} = \sqrt{L_{PB}^2 + l^2} = 0,57 \text{ м}. \quad (13)$$

Масса каната для нижней секции диаметром 2,4 мм и длиной 35,6 м по ГОСТ 3062—80 будет равна

$$M_{HC}^K = \frac{35,6 \cdot 31,1}{1000} = 1,1 \text{ кг}. \quad (14)$$

Длина каната для средней секции будет равна (11)

$$L_{CC}^K = t(L_{PB} + L_{XB} + \pi D_B) = 38,8 \text{ м}.$$

Число витков:

$$t = \frac{L_B}{d_K + l} = 16. \quad (15)$$

Длина холостой ветви:

$$L_{XB} = \sqrt{L_{PB}^2 + l^2} = 1,1 \text{ м}. \quad (16)$$

Масса каната для средней секции диаметром 2,4 мм и длиной 38,8 м по ГОСТ 3062—80 будет равна

$$M_{CC}^K = \frac{38,8 \cdot 31,1}{1000} = 1,2 \text{ кг}. \quad (17)$$

Длина каната для верхней секции будет равна (11)

$$L_{BC}^K = t(L_{PB} + L_{XB} + \pi D_B) = 41,6 \text{ м}.$$

Число витков:

$$t = \frac{L_B}{d_K + l} = 9. \quad (18)$$

Длина холостой ветви:

$$L_{XB} = \sqrt{L_{PB}^2 + l^2} = 2,2 \text{ м}. \quad (19)$$

Масса каната для верхней секции диаметром 2,4 мм и длиной 41,6 м по ГОСТ 3062—80 будет равна

$$M_{BC}^K = \frac{41,6 \cdot 31,1}{1000} = 1,3 \text{ кг}. \quad (20)$$

Зная значение длины и массы каната, можно провести приближенный тяговый расчет, чтобы определить расчетную мощность привода для каждой секции.

Определяем окружное усилие нижней секции по формуле [2]

$$P = L_{HC} w g (q_{\Gamma} + q_K) + q_{\Gamma} g H = 624,6 \text{ Н}, \quad (21)$$



где  $w$  — обобщенный коэффициент сопротивления движению (определяется в зависимости от производительности [2], при  $Q = 100$  т/ч  $w = 0,67$ );  $q_{\Gamma}$  — нагрузка от массы груза на канате, Н/м;  $q_{\text{К}}$  — нагрузка от массы каната, Н/м;  $H$  — высота подъема канатного блока, м (канатные блоки расположены горизонтально,  $H = 0$ ).

Нагрузки  $q_{\Gamma}$  и  $q_{\text{К}}$  равны

$$q_{\Gamma} = \frac{Q\rho}{3600v} = 166,7 \text{ кг/м}; \quad (22)$$

$$q_{\text{К}} = \frac{M_{\text{НС}}^{\text{К}}}{L_{\text{НС}}^{\text{К}}} = 0,03 \text{ кг/м}, \quad (23)$$

где  $\rho$  — плотность угля ( $\rho = 1500$  кг/м<sup>3</sup>).

Необходимая мощность на валу приводного барабана  $N_{\text{Б}}$  равна [2]

$$N_{\text{Б}} = \frac{Pv}{1000} = 0,156 \text{ кВт}. \quad (24)$$

Расчетная мощность привода  $N_{\text{Э}}$  нижней секции грохота равна [2]:

$$N_{\text{Э}} = \frac{N_{\text{Б}}K}{\eta} = 0,68 \text{ кВт}, \quad (25)$$

где  $K$  — коэффициент запаса;  $\eta$  — КПД привода.

Частота вращения  $n_{\text{Б}}$  приводного барабана определяется по формуле [2]

$$n_{\text{Б}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{Б}}} = 67 \text{ мин}^{-1}. \quad (26)$$

По полученным значениям  $N_{\text{Э}}$  и  $n_{\text{Б}}$  из каталога для нижней секции выбираем электродвигатель АИР 56 А2.

Определяем окружное усилие средней секции:

$$P = L_{\text{СС}}wg(q_{\Gamma} + q_{\text{К}}) + q_{\Gamma}gH = 1205,4 \text{ Н}, \quad (27)$$

где

$$q_{\text{К}} = \frac{M_{\text{СС}}^{\text{К}}}{L_{\text{СС}}^{\text{К}}} = 0,03 \text{ кг/м}. \quad (28)$$

Необходимая мощность на валу приводного барабана  $N_{\text{Б}}$ :

$$N_{\text{Б}} = \frac{Pv}{1000} = 0,3 \text{ кВт}. \quad (29)$$

Расчетная мощность  $N_{\text{Э}}$  привода средней секции грохота:

$$N_{\text{Э}} = \frac{N_{\text{Б}}K}{\eta} = 1,3 \text{ кВт}. \quad (30)$$

Частота вращения  $n_{\text{Б}}$  приводного барабана определяется по формуле

$$n_{\text{Б}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{Б}}} = 67 \text{ мин}^{-1}. \quad (31)$$

По полученным значениям  $N_{\text{Э}}$  и  $n_{\text{Б}}$  из каталога для средней секции выбираем электродвигатель АИР 63 А2.

Определяем окружное усилие верхней секции:

$$P = L_{\text{ВС}}wg(q_{\Gamma} + q_{\text{К}}) + q_{\Gamma}gH = 2410,9 \text{ Н}, \quad (32)$$

где

$$q_{\text{К}} = \frac{M_{\text{ВС}}^{\text{К}}}{L_{\text{ВС}}^{\text{К}}} = 0,03 \text{ кг/м}. \quad (33)$$

Необходимая мощность на валу приводного барабана:

$$N_{\text{Б}} = \frac{Pv}{1000} = 0,6 \text{ кВт}. \quad (34)$$

Расчетная мощность  $N_{\text{Э}}$  привода верхней секции грохота:

$$N_{\text{Э}} = \frac{N_{\text{Б}}K}{\eta} = 2,6 \text{ кВт}. \quad (35)$$

Частота вращения  $n_{\text{Б}}$  приводного барабана определяется по формуле

$$n_{\text{Б}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{Б}}} = 67 \text{ мин}^{-1}. \quad (36)$$

По полученным значениям  $N_{\text{Э}}$  и  $n_{\text{Б}}$  из каталога для верхней секции выбираем электродвигатель АИР 63 В2.

Возможно использование одного электродвигателя вместо трех, при этом он должен обеспечивать требуемую мощность:

$$N_{\text{Э}} = 0,68 + 1,3 + 2,6 = 4,58 \text{ кВт}. \quad (37)$$

Из каталога выбираем двигатель АИР 71 В2.

Использование одного электродвигателя АИР 71 В2 на приводе вместо трех на каждой просеивающей секции позволяет снизить массу грохота.

Габаритные размеры грохота зависят от размера самой большой просеивающей плоскости.

Длина грохота  $L_{\Gamma}$  зависит от длины верхней просеивающей секции  $L_{BC}$  и длины сопряженного к ней приемного бункера  $L_{ПБ}$ :

$$L_{\Gamma} = L_{BC} + L_{ПБ} = 2,575 \text{ м.} \quad (38)$$

Длина приемного бункера  $L_{ПБ}$  зависит от максимального размера куска угля и  $L_{ПБ} = a_{\max} \cdot 2,5 = 0,15 \cdot 2,5 = 0,375 \text{ м.}$

Принимаем минимальную длину грохота  $L_{\Gamma} = 2,6 \text{ м.}$

Ширина грохота  $B_{\Gamma}$  (см. рис. 2) определяется в зависимости от размера самой широкой просеивающей плоскости  $b_{\max}$  и толщины стоек рамы  $b_C$ , размеры которых могут варьироваться:

$$B_{\Gamma} = b_{\max} + b_C = 0,8 + 0,01 = 0,81 \text{ м.} \quad (39)$$

Принимаем минимальную ширину грохота  $B_{\Gamma} = 0,81 \text{ м.}$

Высота грохота  $H_{\Gamma}$  (см. рис. 2) определяется по формуле

$$H_{\Gamma} = n_{KB} D_B + h' + H_{ЗБ} + D_{ТП} = 1,26 \text{ м,} \quad (40)$$

где  $n_{KB}$  — число канатных блоков;  $D_B$  — диаметр барабана, м;  $h'$  — суммарное расстояние между канатными блоками, м;  $H_{ЗБ}$  — высота загрузочного бункера, м;  $D_{ТП}$  — диаметр барабана подрешетного транспортера, м.

Суммарное расстояние между канатными блоками:

$$h' = h'_1 + h'_2 + h'_3 + h'_4. \quad (41)$$

Расстояние  $h'_i$  между двумя ближайшими канатными блоками определяется в зависимости от максимального размера падающего куска угля:

$$h'_i = (1,5...2)a_{\max}; \quad (42)$$

$$h'_1 = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ м; } h'_2 = 2 \cdot 0,05 = 0,1 \text{ м;}$$

$$h'_3 = 2 \cdot 0,025 = 0,05 \text{ м; } h'_4 = 2 \cdot 0,013 = 0,026 \text{ м.}$$

Подставляя в формулу (41) значения  $h'_i$ , рассчитанные по формуле (42), получим  $h' = 0,476 \text{ м.}$

Минимальная высота всех канатных блоков грохота  $H_{\Gamma} = 1,1 \text{ м.}$

Для определения минимальной массы ГКДП необходимо рассчитать массу его основных элементов: рамы  $M_P$ , каната  $M_K$ , барабанов  $M_B$ , электродвигателя  $M_{ЭЛ}$ :

$$M_{ГКДП} = M_P + M_K + M_B + M_{ЭЛ} = 72 + 3,6 + 7,42 + 31 = 114 \text{ кг.} \quad (43)$$

Рама грохота изготавливается из уголков по ГОСТ 19771—93 и определяется по формуле

$$M_P = (4H_{\Gamma}m_{\gamma}) + 2m_{\gamma}(L_{HC} + L_{CC} + L_{BC}) = (4 \cdot 1,1 \cdot 5,92) + 2 \cdot 5,92 \cdot (0,58 + 1,1 + 2,2) = 72 \text{ кг,}$$

где  $m_{\gamma}$  — масса 1 м уголка, принимаем уголок  $80 \times 80 \times 5$  ( $m_{\gamma} = 5,92 \text{ кг}$ ).

Масса канатов  $M_K$  определяется в зависимости от числа просеивающих поверхностей и длины установленных на них канатов

$$M_K = M_{HC}^K + M_{CC}^K + M_{BC}^K = 1,1 + 1,2 + 1,3 = 3,6 \text{ кг.} \quad (44)$$

Барабаны изготавливаются из стальных труб по ГОСТ 10704—91 (принимаем трубу  $30 \times 2,5$ ), общая масса  $M_B$  которых определяется:

$$M_B = 2(m_{HC} + m_{CC} + m_{BC}) = 2 \cdot (1,02 + 1,2 + 1,4) = 7,24 \text{ кг,} \quad (45)$$

где  $m_{HC}$  — масса 1 м барабана нижней секции ( $m_{HC} = 0,6 \cdot 1,7 = 1,02 \text{ кг}$ );  $m_{CC}$  — масса 1 м барабана средней секции ( $m_{CC} = 0,7 \cdot 1,7 = 1,2 \text{ кг}$ );  $m_{BC}$  — масса 1 м барабана верхней секции ( $m_{BC} = 0,8 \cdot 1,7 = 1,4 \text{ кг}$ ).

Из каталога выбран электродвигатель АИР 71 В2, масса которого 9,3 кг. Все рассчитанные параметры ГКДП для заданной производительности представлены ниже.

#### Техническая характеристика ГКДП

Производительность, м <sup>3</sup> /ч	100
Скорость движения канатного полотна, м/с	0,25
Размеры просеивающих поверхностей, м:	
нижняя секция:	
длина	0,57
ширина	0,6
средняя секция:	
длина	1,1
ширина	0,7
верхняя секция:	
длина	2,2
ширина	0,8
Площади просеивающих поверхностей, м <sup>2</sup> :	
нижней	0,34
средней	0,77
верхней	1,76
Диаметр каната, мм	2,4
Диаметр барабана, мм	72
Длина каната, м:	
нижней секции	35,6
средней секции	38,8
верхней секции	41,6
Мощность электродвигателя, кВт	5,5
Габаритные размеры, м:	
высота	1,26
длина	2,6
ширина	0,81
Масса, кг	114
Число просеивающих поверхностей	3

**Сравнение технической характеристики ГКДП с ГИЛ-43 и ГИСЛ-32 при  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$**

	ГКДП	ГИЛ-43	ГИСЛ-32
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$ . . . . .	100	100	100
Размер просеивающей поверхности, м:			
длина . . . . .	2,2	4	4,9
ширина . . . . .	0,8	1,5	1,2
Площадь просеивающей поверхности, $\text{м}^2$ . . . . .	1,76	6	5,8
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	5,5	11	$2 \times 15$
Габаритные размеры, м:			
высота . . . . .	1,26	1,58	2,46
длина . . . . .	2,6	4,58	5,7
ширина . . . . .	0,81	2,8	2,33
Масса, кг . . . . .	114	3420	6920
Число просеивающих поверхностей . . . . .	3	3	2
Наибольший допустимый размер куска исходного материала, мм . . . . .	150	150	150
Максимальный вес объемно-насыпной массы просеивающего материала, $\text{т}/\text{м}^3$ . . . . .	1,5	1,5	1,5

**Сравнение технической характеристики ГКДП с ГИЛ-63 и ГИСЛ-72 при  $Q = 450 \text{ м}^3/\text{ч}$**

	ГКДП-3	ГИЛ-63	ГИСЛ-72
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$ . . . . .	450	450	450
Размер просеивающей поверхности, м:			
длина . . . . .	2,3	5	6,9
ширина . . . . .	1,73	2	2,5
Площадь просеивающей поверхности, $\text{м}^2$ . . . . .	4	10	17,2
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	11	15	$2 \times 22$
Габаритные размеры, м:			
высота . . . . .	1,43	1,5	2,5
длина . . . . .	3,2	5,7	6,97
ширина . . . . .	2,1	3,4	3,76
Масса, кг . . . . .	176	7500	13 980
Число просеивающих поверхностей . . . . .	3	3	2
Наибольший допустимый размер куска исходного материала, мм . . . . .	150	150	150
Максимальный вес объемно-насыпной массы просеивающего материала, $\text{т}/\text{м}^3$ . . . . .	1,5	1,5	1,5

Для обоснования целесообразности использования ГКДП сравним его технические характеристики и характеристики распространенных моделей грохотов ГИЛ-43, ГИСЛ-32, используемых для сортировки угля.

По приведенной методике рассчитаем техническую характеристику ГКДП производительностью  $Q = 450 \text{ м}^3/\text{ч}$  и сравним ее с техническими характеристиками грохотов ГИЛ-63 и ГИСЛ-72, имеющих такую же производительность.

Как видно, ГКДП имеет значительные преимущества по сравнению с ГИЛ, ГИСЛ. При равной производительности ГКДП обладает меньшими габаритными размерами и массой, что дает возможность использовать его не только стационарно, но и устанавливать на мобильное шасси.

С повышением производительности расчетные характеристики ГКДП растут по сравнению с известными грохотами равной с ним производительности.

Требуемая мощность электродвигателя привода ниже, что обеспечит снижение расхода электроэнергии при сортировке.

**Список литературы**

1. Демченко И. И., Плотников И. С. Классификация горнодобывающих и перерабатывающих машин // Известия вузов. Горный журнал. 2013. № 5. С. 80—85.
2. Конвейеры: Справочник / Р. А. Волков, А. Н. Гнутов и др. Л.: Машиностроение, 1984. 367 с.

I. I. Demchenko, Professor, e-mail: demtchenkoi@yandex.ru,

I. S. Plotnikov, Assistant, e-mail: bigiv89@yandex.ru, Siberian Federal University, Krasnoyarsk

## Characteristic's Estimation of Griddle with the Moving Rope Field

*Existing griddles for coal sorting has a lot of weaknesses. The griddle with moving rope field are suggested for coal sorting, it has advantages over common vibrating griddles and its model was designed in Siberian Federal University. The estimation of its main characteristics was made and presented the comparison of technical characteristics, such as productivity, dimension, weight, power of the electric motor and others, of the new model with common vibrating griddles for coal sorting. Presented griddle has simple design, almost don't create the vibration, the required power of electric motor are lower and it has less weight and dimensions than common griddles with the same productivity. The griddle with moving rope field can be used not only stationary but with mobile chassis. The griddle is equipped with cover, which improve environment condition on the workplace.*

**Keywords:** griddle, sorting, model, productivity, dimensions, coal, vibrating, design

**References**

1. Demchenko I. I., Plotnikov I. S. Klassifikacija gornodobyvajushhih i pererabatyvajushhih mashin. *Izvestiya vuzov. Gornyi shurnal*. 2013. N. 5. P. 80—85.

2. Конвейеры: Справочник. R. A. Volkov, A. N. Gnutov i dr. L.: Mashinostroenie, 1984. 367 p.

## Математическая модель процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления

*Представлена разработанная на основании физически обоснованных гипотез математическая модель процесса разрушения горных пород под действием гидроимпульсной струи, соотношения которой содержат одну экспериментально определяемую константу. Приведены в безразмерных параметрах расчетные зависимости для определения глубины разрушения как при ударе отдельной струи, так и при многократном ударе отдельных струй в зависимости от физико-механических свойств горных пород и параметров гидроимпульсной струи.*

**Ключевые слова:** математическая модель, резание горных пород, импульсная струя воды высокого давления, глубина разрушения, условие прочности, интегральное уравнение движения массива

Исследования и конструктивные разработки, выполненные как в России, так и за рубежом, убедительно показывают, что импульсная струя воды является эффективным инструментом для разрушения горных пород [1, 2]. Однако на современном этапе становления и освоения гидроимпульсных технологий применительно к гидромеханическим исполнительным органам проходческих комбайнов имеются определенные методологические противоречия между динамично повышающимся техническим уровнем оборудования обеспечения данной технологии и отставанием в понимании физических закономерностей процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления. Отсутствие развитого аппарата математического моделирования и анализа сложной совокупности процессов гидроимпульсного резания горных пород не позволяет сделать необходимые научно-практические обобщения имеющих весьма обширных экспериментальных данных [2]. Такое положение сдерживает целенаправленный поиск новых эффективных инженерно-технических и технологических решений в сфере дальнейшего развития гидроимпульсных технологий в горной промышленности.

В связи с этим предпринята попытка разработки программно-математического аппарата для численного моделирования процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления.

При ударе по поверхности горной породы движущейся с большой скоростью импульсной струей воды, состоящей из последовательности отдельных струй, возникают силы, способные вызвать деформацию и разрушение породы. Характер и масштабы разрушения при ударе зависят глав-

ным образом от размеров, плотности и скорости отдельных струй и от прочностных характеристик горной породы. Отметим, что одиночный удар (удар отдельной струи) может и не вызывать никаких видимых изменений поверхности породы, но многократные удары приведут к ее разрушению.

В качестве основного критерия оценки эффективности процесса резания горных пород при помощи гидроимпульсной струи принимается глубина разрушения  $h$ . При этом она определяется суммированием глубин разрушения при отдельных ударах  $h_0$ . Таким образом, задача определения параметров процесса резания распадается на две:

задачу определения глубины разрушения  $h_0$  при ударе отдельной струи;

задачу суммирования этих глубин по времени.

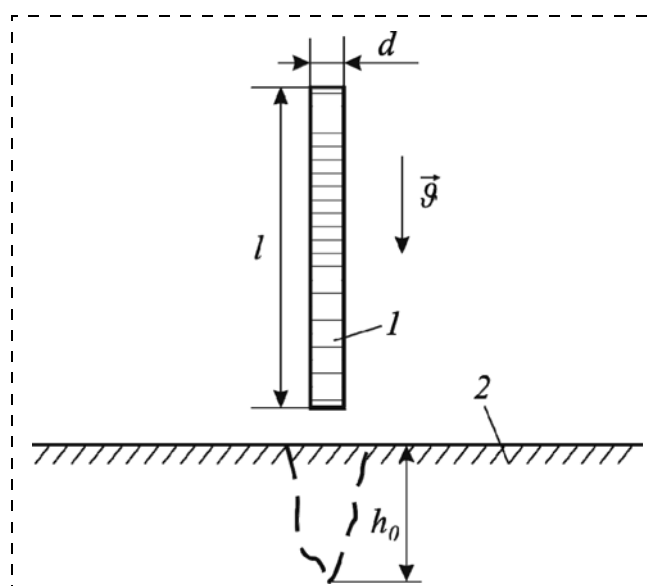


Рис. 1. Расчетная схема удара отдельной струи воды о горный массив

Расчетная схема процесса взаимодействия отдельной струи и породного массива в начальный момент времени показана на рис. 1. Здесь струя воды 1 представляет собой однородный цилиндр (столбик жидкости) диаметром  $d$  и длиной  $l$ , ударяющей о неподвижное полупространство (горный массив) 2 со скоростью  $\mathfrak{V}$ , направленной перпендикулярно граничной плоскости полупространства.

Математическая формулировка задачи получена на основе следующих допущений.

1. Материал струи — вода, которая рассматривается как идеальная несжимаемая жидкость. Горный массив предполагается однородным и изотропным, подчиняющимся закону Гука вплоть до разрушения.

2. Основные закономерности процесса можно установить, решив задачу в плоской постановке. Такое допущение широко применяется и оказывается допустимым в многочисленных и разнообразных задачах механики. Поэтому в дальнейшем вместо диаметра струи  $d$  будем использовать ее поперечный размер  $a$ .

3. Анализ прочности и моделирование условий разрушения горного массива проводятся на основании критерия прочности Кулона—Мора, который записывается в виде [3]

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_p} - \frac{\sigma_3}{\sigma_{сж}} < 1, \quad (1)$$

где  $\sigma_1 \geq \sigma_3$  — главные напряжения [4];  $\sigma_p$  и  $\sigma_{сж}$  — экспериментально определяемые материальные константы — пределы прочности на растяжение и сжатие соответственно.

Согласно критерию Кулона—Мора прочность обеспечивается при выполнении условия (1), в противном случае массив разрушается.

4. Разрушение в рассматриваемой задаче — динамическое, в течение очень короткого времени действует большая нагрузка. Экспериментально установлено [5], что для разрушения недостаточно нарушения условия прочности (1). Необходимо, чтобы это нарушение продолжалось в течение времени не меньше, чем так называемое *инкубационное время*  $t_*$ .

Отметим, что время  $t_*$  так же, как и величины  $\sigma_p$  и  $\sigma_{сж}$  является материальной константой горной породы и определяется экспериментально.

Таким образом, глубина разрушения  $h_0$  при ударе одной струи будет зависеть, во-первых, от характеристик отдельной струи: длины  $l$  и поперечного размера  $a$ , а также модуля скорости струи  $\mathfrak{V}$  и плотности жидкости  $\rho_1$ ; во-вторых, от характеристик

разрушаемого материала: плотности  $\rho_2$ , модуля Юнга  $E$  и коэффициента Пуассона  $\nu$ , величин  $\sigma_p$  и  $\sigma_{сж}$ ; и в-третьих, от инкубационного времени  $t_*$ .

При помощи методов подобия и размерностей [6] получено следующее упрощенное критериальное уравнение в безразмерных параметрах, отражающее взаимосвязь основных параметров процесса:

$$\frac{h_0}{a} = F\left(\frac{l}{a}, \frac{\mathfrak{V}}{C}, \frac{\rho_1}{\rho_2}, \nu, \frac{\sigma_p}{E}, \frac{\sigma_{сж}}{E}, \frac{t_* C}{a}\right), \quad (2)$$

где  $C = \sqrt{E/\rho_2}$  — скорость звука (в горном массиве).

При моделировании процесса деформации и разрушения будем рассматривать массив как упругое полупространство, к которому прилагается равномерно распределенная вдоль отрезка длиной  $a$  нагрузка  $P(t)$  (рис. 2). Здесь  $P$  — модуль нагрузки. Вообще говоря, нагрузка  $P(t)$  распределена неравномерно, и область ее распределения заранее неизвестна и меняется со временем. Чтобы знать как в действительности распределена нагрузка  $P(t)$ , необходимо решить сложную задачу гидродинамики. Однако, опираясь на результаты исследований, изложенных в [7], предположение о равномерности распределения давления  $P(t)$  является оправданным и допустимым при выполнении инженерных расчетов с необходимой для них точностью.

На основании теоремы о балансе импульса, учитывая, что длина струи  $l(t)$  (рис. 3) уменьшается со скоростью  $\mathfrak{V}$ , и полагая, что скорость струи в поперечном направлении равна нулю, а в продольном — одинакова для всех точек струи, получено следующее выражение для расчета нагрузки на массив  $P(t)$ :

$$P = \rho_1 \mathfrak{V}^2. \quad (3)$$

Время, в течение которого действует эта нагрузка:

$$t_f = l/\mathfrak{V}. \quad (4)$$

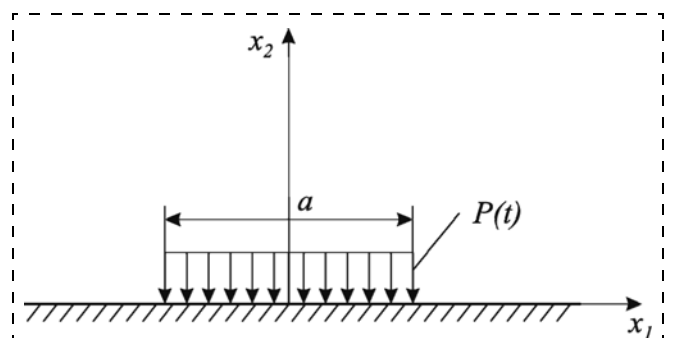


Рис. 2. Расчетная схема деформирования и разрушения массива

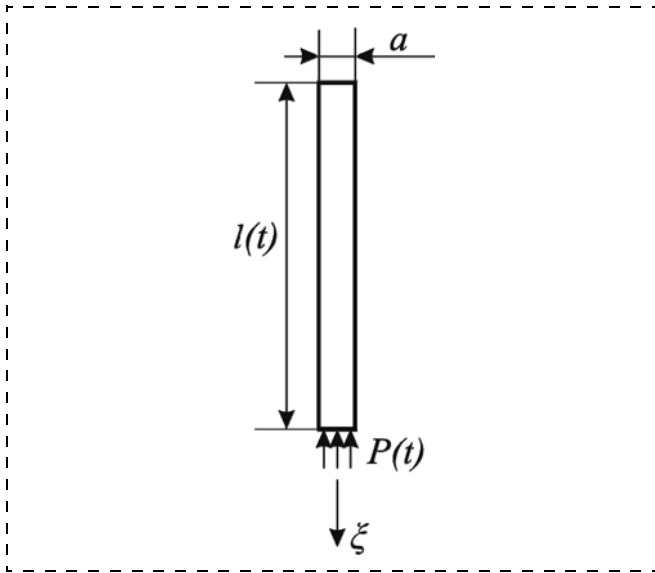


Рис. 3. Расчетная схема струи

Тензор деформаций определяется формулой Коши

$$\varepsilon_{km} = \frac{1}{2} (\partial_k u_m + \partial_m u_k), \quad (5)$$

где  $\partial_k = \frac{\partial}{\partial x_k}$  — оператор частного дифференцирования;  $u_k$  — векторное поле перемещений.

Напряжения связаны с деформациями законом Гука:

$$\sigma_{km} = 3K\varepsilon_{km} + 2G(\varepsilon_{km} - \varepsilon\delta_{km}), \quad (6)$$

где  $\sigma_{km}$  — тензор напряжений;  $K$  — объемный модуль упругости;  $G$  — модуль сдвига;  $\delta_{km}$  — символ Кронекера.

Средняя деформация  $\varepsilon$  определяется формулой

$$\varepsilon = \frac{1}{3} \varepsilon_{km} \delta_{km} = \frac{1}{3} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22}). \quad (7)$$

Здесь учтено, что массив находится в состоянии плоской деформации.

Объемный модуль упругости  $K$  и модуль сдвига  $G$  связаны с модулем Юнга  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\nu$  формулами

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)}; G = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (8)$$

Уравнения движения массива имеют вид

$$\partial_m \sigma_{km} = \rho_2 \partial_t \partial_t u_k, \quad (9)$$

где  $\partial_t = \partial/\partial t$  — оператор частного дифференцирования.

В начальный момент времени  $t = 0$  массив покоится, следовательно

$$t = 0; u_k = 0; \partial_t u_k = 0. \quad (10)$$

Граничные условия сформулированы следующим образом. Это, во-первых, условия на бесконечности:

$$\lim_{\sqrt{x_1^2 + x_2^2} \rightarrow \infty} u_k = 0; \quad \lim_{\sqrt{x_1^2 + x_2^2} \rightarrow \infty} \partial_m u_k = 0 \quad (11)$$

— на бесконечности материал покоится.

Во-вторых, это условия на границе массива  $x_2 = 0$ :

$$x \in \left(-\infty; -\frac{1}{2}\right) \cup \left(\frac{1}{2}; \infty\right): \sigma_{12} = 0; \sigma_{22} = 0; \quad (12)$$

$$x \in \left(-\frac{1}{2}; \frac{1}{2}\right): \sigma_{12} = 0; \sigma_{22} = -P^*, \quad (13)$$

где  $P^* = \frac{P}{E}$  — безразмерная нагрузка.

Для численного решения рассматриваемой задачи необходимо выполнить интегрирование выражения (9) по времени и по пространственным координатам.

Интегрируя уравнения (9) по времени с использованием неявной конечноразностной схемы Кранка—Николсона [8], вводя в рассмотрение новую функцию  $w_k = \partial_t u_k$  и проведя ряд вычислений и преобразований, получим

$$\begin{aligned} \partial_m \sigma_{km}^n - \frac{4}{\Delta t^2} u_k^n &= \\ &= -\frac{4}{\Delta t} \left( \frac{u_k^{n-1}}{\Delta t} + w_k^{n-1} \right) - \partial_m \sigma_m^{n-1}, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $\Delta t$  — величина шага по времени;  $n = 1, 2, \dots$  — номер шага интегрирования по времени.

Здесь величины с индексом  $n - 1$  известны из расчета для предыдущего шага и по выражению (14) определяются величины с индексом  $n$ .

Интегрирование по пространственным координатам осуществлялось следующим образом. Пусть  $S$  — площадь области,  $\lambda$  — ее граничный контур и  $n_k$  — единичная нормаль к контуру. Умножая уравнение (14) на некоторую пробную функцию  $\psi_k$  и интегрируя по области  $S$ , получим

$$\begin{aligned} \int_S \left[ \partial_m \sigma_m^n \psi_k - \frac{4}{\Delta t^2} u_k^n \psi_k \right] dS &= \\ &= -\int_S \left[ \frac{4}{\Delta t} \left( \frac{u_k^{n-1}}{\Delta t} + w_k^{n-1} \right) \psi_k + \partial_m \sigma_m^{n-1} \psi_k \right] dS. \end{aligned} \quad (15)$$

Преобразуя интеграл от градиента напряжений с помощью интегрирования по частям и формулы преобразования интеграла по площади в криволинейный интеграл первого рода с учетом формулы Коши и симметрии тензора напряжений, приведем уравнение (15) к виду

$$\int_S \left[ \sigma_m^n \gamma_{km} + \frac{4}{\Delta t^2} u_k^n \psi_k \right] dS = \int_S (P_k^n + P_k^{n-1}) \psi_k d\lambda - \int_S \left[ \sigma_m^{n-1} \gamma_{km} - \frac{4}{\Delta t} \left( \frac{u_k^{n-1}}{\Delta t} + w_k^{n-1} \right) \psi_k \right] dS. \quad (16)$$

Для решения поставленной и рассмотренной выше задачи применялся метод конечных элементов и использовались изопараметрические конечные элементы в виде квадратов [9]. Для автоматизации выполнения расчетов и моделирования процесса разрушения массива под действием одной струи посредством вышеописанной модели разработана прикладная расчетная программа "WaterJetFracture" на языке Pascal в среде Borland Delphi 7.

Эрозионное разрушение под действием повторных (многократных) ударов аналогично разрушению под действием одиночного удара струи по поверхности горной породы. Обычный подход при изучении процессов многократных ударов состоит в эффективном суммировании разрушений от каждого отдельного удара. Опираясь на результаты исследований кавитационной эрозии и эрозии при ударе твердых частиц, а также водных капель и цилиндрических струй жидкости применительно к разрушению хрупких материалов, изложенных в [7], и сохраняя общую основу и последовательность предложенных здесь методов расчета суммарной эрозии при многократных ударах, предположим следующее. Суммарная глубина разрушения от действия многократных ударов импульсной струи воды имеет линейный характер и может быть аппроксимирована зависимостью

$$h^* = \alpha^* N^*, \quad (17)$$

где  $h^* = h/h_0$  — безразмерная глубина разрушения (резания);  $\alpha^*$  — безразмерная скорость изменения глубины разрушения;  $N^*$  — безразмерное число ударов, приходящихся на единицу площади.

Число ударов  $N^*$  будем рассчитывать по выражению

$$N^* = \frac{f_u a}{v_{\Pi}}, \quad (18)$$

где  $f_u$  — частота следования отдельных струй;  $v_{\Pi}$  — скорость перемещения гидроимпульсной струи относительно горной породы.

С учетом этого выражение (17) примет вид

$$\frac{h}{h_0} = \alpha^* \frac{f_u a}{v_{\Pi}} \quad \text{или} \quad h = \alpha^* \frac{f_u a}{v_{\Pi}} h_0. \quad (19)$$

Величины  $f_u$ ,  $a$ ,  $v_{\Pi}$  и  $h_0$  считаются известными, а параметр  $\alpha^*$  определяется экспериментально.

Выражение (19) представляет собой решение поставленной задачи — определение зависимости глубины разрушения горных пород от их физико-механических свойств и параметров гидроимпульсной струи.

Разработанная математическая модель процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления является основой для проведения дальнейших теоретических исследований (в виде численных экспериментов). Подробное описание и результаты этих исследований будут представлены в последующих публикациях. Отметим, что полученные результаты теоретических исследований позволят достигнуть понимания наименее изученных явлений процесса, связать воедино теорию и экспериментальные исследования, а расчетные зависимости (2) и (19) позволят модели приобрести практическое значение.

#### Список литературы

1. Vijay M. M. Pulsed jets: Fundamentals and applications // Proc. 5th Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology. P. 9—23. WJTSJ, Tokyo, Japan & ISWJT, Ottawa, Canada.
2. Бреннер В. А., Жабин А. Б., Щеголевский М. М. и др. Совершенствование гидроструйных технологий в горном производстве. М.: Изд-во Горная книга. Изд-во МГГУ, 2010. 337 с.
3. Болъ Б. Макроскопические критерии пластического течения и хрупкого разрушения: Разрушения. Т. 2. Математические основы теории разрушения. М.: Мир, 1975. С. 336—520.
4. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979.
5. Морозов Н. Ф., Петров Ю. В. Проблемы динамики разрушения твердых тел. СПб.: Изд-во С.-Петербургского ун-та, 1997. 132 с.
6. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1967. 428 с.
7. Эрозия / Под ред. К. Прис. М.: Мир, 1982. 464 с.
8. Рихтмайер Р. Д., Мортон Н. Разностные методы решения краевых задач. М.: Мир, 1972.
9. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация: Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 318 с.

## Mathematical Model of Process of Cutting Rocks by Interrupted High Pressure Water Jet

The application interrupted water jets for destruction of rocks requires realization both experimental and theoretical researches. In this connection the attempt of development of the mathematical device for numerical modeling process of cutting rocks by interrupted high pressure water jet is undertaken. Let's note, that the interrupted water jet represents a sequence of separate jets. Therefore in a task impact of a separate jet about a mountain file at first is considered and the depth of its destruction is determined, and further on the basis of effective summation the depth is calculated also at repeated impact of separate jets. The task is solved on a basis of the physically proved hypotheses and assumptions, which validity is confirmed by numerous researches. At construction of model the parameters of a pulse jet of water (length, cross size and speed of a jet, density of a liquid, speed of moving a jet and frequency of following of separate jets) and mechanical characteristics of a material (density, module Yanga, factor Pyassona, strength on a stretching and compression, and also up to destruction time) are taken into account. The analysis of durability and modeling conditions destruction of rocks file to be carried spent on the basis criterion of durability Kylona—Mora. The integrated equation of rocks is received, which numerical decision is based on application of a method of final elements, and use final elements as squares. In result the theoretical dependences by definition of depth of destruction of rocks are received both at impact of a separate jet, and at repeated impact of separate jets. Thus, the developed model is a basis for realization of the further theoretical researches, which results will allow to achieve understanding of the least investigated phenomena of process, to connect together theory and experimental researches, and the settlement dependences by definition depth of destruction will allow model to get practical importance.

**Keywords:** mathematical model, cutting of rocks, interrupted high pressure water jet, depth of destruction, condition of durability, integrated equation movement of a rock

### References

1. Vijay M. M. *Pulsed jets: Fundamentals and applications*. Proc. 5th Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology. P. 9—23. WJTSJ, Tokyo, Japan & ISWJT, Ottawa, Canada.
2. Brenner V. A., Zhabin A. B., Shhegolevskij M. M. i dr. *Sovershenstvovanie gidrostrujnyh tehnologij v gornoj proizvodstve*. M.: Izd-vo Gornaja kniga. Izd-vo MGGU, 2010. 337 p.
3. Bol' V. *Makroskopicheskie kriterii plasticheskogo techenija i hrupkogo razrushenija: Razrushenija. T. 2 Matematicheskie osnovy teorii razrushenija*. M.: Mir, 1975. P. 336 — 520.

4. Timoshenko S. P., Gud'er Dzh. *Teorija uprugosti*. M.: Nauka, 1979.
5. Morozov N. F., Petrov Ju. V. *Problemy dinamiki razrushenija tverdyh tel*. SPb.: Izd-vo S.-Peterburgskogo un-ta, 1997. 132 p.
6. Sedov L. I. *Metody podobija i razmernosti v mehanike*. M.: Nauka, 1967. 428 p.
7. Jerozija. Pod red. K. Pris. M.: Mir, 1982. 464 p.
8. Rihtmajer R. D., Morton N. *Raznostnye metody reshenija kraevyh zadach*. M.: Mir, 1972.
9. Zenkevich O., Morgan K. *Konechnye jelementy i ap-proksimacija: Per. s angl.* M.: Mir, 1986. 318 p.

УДК 622.243

A. П. Комиссаров, д-р техн. наук, проф., Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф.,  
Г. В. Прокопович, канд. техн. наук, инж., В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург  
E-mail: yu.lagunova@mail.ru

## Обоснование рациональных значений динамических параметров породоразрушающего инструмента и горной породы при ударном бурении

Задачи, связанные с определением динамических характеристик элементов ударных систем и горной породы и оценкой их влияния на показатели функционирования буровых машин ударного действия, являются одними из основных рассматриваемых в прикладной теории удара. Ввиду сложности аналитического выражения динамических характеристик, зависящих, в частности, от геомет-



рических форм и размеров соударяющихся тел, данные задачи решены не в полной мере. В настоящей статье определяются взаимосвязи между основными параметрами буровых машин ударного действия с учетом динамических характеристик элементов ударной системы и горной породы для оптимальной ударной системы, в которой динамические характеристики всех элементов постоянны по величине и равны между собой. Получены выражения для определения объемной скорости бурения и энергоемкости бурения с учетом динамических характеристик элементов ударной системы и ударника. Установлено, что при прочих равных условиях (параметрах ударного механизма, конструктивном исполнении породоразрушающего инструмента, физико-механических свойств горной породы) показатели функционирования буровых машин ударного действия определяются в зависимости от ударной жесткости породы, а именно, от величины площади контакта "инструмент—порода". Получено выражение для предельного значения ударной жесткости породы, при котором достигаются максимальные значения показателей рабочего процесса.

**Ключевые слова:** буровая машина ударного действия, динамические характеристики элементов ударной системы и горной породы

## Введение

При выборе параметров породоразрушающего инструмента для ударного бурения необходимо учитывать динамические характеристики как инструмента, так и горной породы, определяющих характер распространения волн деформаций и, в целом, показатели процесса взаимодействия инструмента с породой.

Вопросы, связанные с анализом влияния динамических характеристик элементов ударных систем и горной породы на эффективность функционирования буровых машин ударного действия, ввиду сложности аналитического выражения динамических характеристик, зависящих, в частности, от геометрических форм и размеров соударяющихся тел, изучены не в полной мере.

В частности, в известных зависимостях для расчета основных показателей буровых машин ударного действия [1, 2] не содержатся параметры динамических характеристик элементов ударных систем и горной породы.

В настоящей статье определяются взаимосвязи между основными параметрами буровых машин ударного действия с учетом динамических характеристик элементов ударной системы (в частности, породоразрушающего инструмента) и горной породы для оптимальной ударной системы, в которой динамические характеристики всех элементов постоянны по величине и равны между собой.

## Постановка задачи исследования

Задача исследования заключается в установлении взаимозависимостей между основными параметрами буровых машин ударного действия с учетом динамических характеристик элементов ударной системы и горной породы на примере оптимальной ударной системы в целях обоснования рациональных значений динамических характеристик инструмента и горной породы для конкретных условий эксплуатации.

## Решение задачи исследования

Метод решения задачи исследования основан на приведении буровой машины ударного действия к идеальному виду, т. е. буровая машина состоит из оптимальной ударной системы [3], в которой динамические характеристики элементов (ударника, инструмента и др.) постоянны по длине элементов и равны по величине, а динамические характеристики горной породы также постоянны по величине.

В этом случае силы в волнах деформации (как в первоначальной волне деформации, возникающей при ударном воздействии: волне, проходящей по элементам ударной системы, так и в волне деформации, проходящей в горную породу, и в волне, отраженной от породы) постоянны по величине и решение задачи исследования процесса ударного взаимодействия инструмента с горной породой сводится к применению методов статики твердого тела.

В соответствии с прикладной теорией удара [1, 3], силы в волнах деформации при соударении двух тел составят:

сила в волне деформации, прошедшей в соударяемое тело:

$$F_2 = \frac{F_1 C_2}{C_1 + C_2}; \quad (1)$$

сила в волне деформации, отраженной обратно в соударяющее тело:

$$F_1' = \frac{F_1 (C_1 - C_2)}{C_1 + C_2}, \quad (2)$$

где  $F_1$  — сила в волне деформации, проходящей по соударяющему телу;  $C_1$ ,  $C_2$  — ударные жесткости соответственно соударяющего и соударяемого тел.

Таким образом, основным параметром, характеризующим динамические свойства твердого тела, является ударная жесткость  $i$ -го сечения тела [3, 4]:

$$C_i = R_T S_i, \text{ кг/с}, \quad (3)$$

где  $R_T$  — волновое сопротивление тела, кг/(с · м<sup>2</sup>);  $S_i$  — площадь  $i$ -го поперечного сечения (по отношению к направлению распространения волны деформации) тела.

В свою очередь, ударная жесткость определяет соотношение между ударной силой, действующей в сечении, и колебательной скоростью частиц тела (скоростью смещения сечения):

$$C_i = \frac{F_i}{v_{\text{кол}i}}, \quad (4)$$

где  $F_i$  — ударная сила, действующая в сечении;  $v_{\text{кол}i}$  — колебательная скорость частиц тела в сечении.

Колебательные скорости частиц элементов ударной системы и горной породы характеризуют интенсивность рабочего процесса ударного бурения и, в конечном счете, производительность буровой машины.

Одним из основных требований рациональной организации процесса взаимодействия породоразрушающего инструмента с горной породой является обеспечение необходимого соотношения между колебательными скоростями частиц инструмента  $v_{\text{кол.ин}}$  и горной породы  $v_{\text{кол.п}}$  из условия внедрения инструмента в породу:

$$v_{\text{кол.п}} \geq v_{\text{кол.ин}}. \quad (5)$$

В оптимальной ударной системе колебательные скорости частиц элементов ударной системы равны между собой и составляют

$$v_{\text{кол.эл}} = \frac{F_{\text{эл}i}}{C_{\text{эл}i}}, \quad (6)$$

где  $F_{\text{эл}i} = F_{\text{имп}} = \text{const}$  — сила в волне деформации, проходящей по  $i$ -му элементу ударной системы;  $F_{\text{имп}}$  — сила в первоначальной волне деформации;  $C_{\text{эл}i} = C_{\text{уд}} = C_{\text{ин}} = \text{const}$  — ударные жесткости соответственно  $i$ -го элемента, ударника и инструмента.

Сила в первоначальной волне деформации составляет

$$F_{\text{имп}} = \frac{2A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}}t_{\text{уд}}}, \quad (7)$$

где  $A_{\text{уд}}$  — энергия удара;  $v_{\text{уд}}$  — предударная скорость ударника;  $t_{\text{уд}}$  — длительность удара.

Для оптимальной ударной системы, элементы которой имеют практически цилиндрическую форму, ударная жесткость ударника зависит от

параметров ударного механизма [5] и определяется из выражения

$$C_{\text{уд}} = \frac{KA_{\text{уд}}}{2v_{\text{уд}}t_{\text{уд}}}, \quad (8)$$

где  $K = 4, 1 \dots 4, 5$  — безразмерный коэффициент, зависящий от геометрической формы ударников.

В оптимальной ударной системе при практически цилиндрической форме ударника (ударник механизма "Импульс-9")  $K = 4, 2$ .

Тогда колебательная скорость частиц ударника и других элементов ударной системы, в том числе инструмента, составит

$$v_{\text{кол.уд}} = v_{\text{кол.ин}} = \frac{F_{\text{имп}}}{C_{\text{уд}}}. \quad (9)$$

Колебательная скорость частиц породы, определяющая скорость внедрения инструмента, составит

$$v_{\text{кол.п}} = \frac{F_K}{C_{\text{п}}} = \frac{2F_{\text{имп}}}{C_{\text{ин}} + C_{\text{п}}} = \frac{2F_{\text{имп}}}{C_{\text{ин}}(1 + C_{\text{п}}/C_{\text{ин}})}, \quad (10)$$

где  $F_K = \frac{F_{\text{имп}}2C_{\text{п}}}{C_{\text{ин}} + C_{\text{п}}}$  — сила, действующая на контакте "инструмент—порода";  $C_{\text{п}}$  — ударная жесткость породы.

При штыревом инструменте с твердосплавными вставками цилиндрической формы ударная жесткость породы имеет постоянное значение.

Заменив  $C_{\text{ин}}$  на  $C_{\text{уд}}$ , получим следующее выражение для колебательной скорости частиц породы:

$$v_{\text{кол.п}} = \frac{2v_{\text{кол.уд}}}{1 + C_{\text{п}}/C_{\text{уд}}}. \quad (11)$$

Так как ударная жесткость породы меньше ударной жесткости инструмента, то условие внедрения инструмента в породу удовлетворяется, т. е.  $v_{\text{кол.п}} > v_{\text{кол.ин}}$ .

Следовательно, при ударном бурении интенсивность и показатели рабочего процесса во многом зависят от соотношений между ударными жесткостями элементов ударной системы (ударника, инструмента и др.) и ударной жесткостью породы.

Так, при увеличении ударной жесткости породы сила  $F_K$ , действующая на контакте "инструмент—порода" и определяющая величину передаваемой в породу энергии, возрастает практически прямо пропорционально ударной жесткости породы.

Однако при увеличении ударной жесткости породы и повышении степени передачи энергии удара в породе одновременно уменьшается, ввиду роста площади контакта "инструмент—порода", удельная нагрузка и соответственно контактные напряжения.

Следовательно, предельное (максимальное) значение ударной жесткости породы, соответствующее максимальной величине передаваемой в породе энергии, следует определять из условия разрушения породы:

$$F_k \geq F_{\text{разр}} = S_k \sigma_{\text{сж}}, \quad (12)$$

где  $F_{\text{разр}}$  — разрушающая нагрузка;  $S_k$  — площадь контакта "инструмент—порода", равная суммарной площади сечений штырей;  $\sigma_{\text{сж}}$  — предел прочности породы на сжатие.

С учетом выражений для силы  $F_k$  и (1) условие разрушения породы примет вид

$$\frac{4A_{\text{уд}} C_{\text{п}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}} (C_{\text{ин}} + C_{\text{п}})} \geq S_k \sigma_{\text{сж}}. \quad (13)$$

Учитывая, что  $S_k = C_{\text{п}}/R_{\text{п}}$ , где  $R_{\text{п}}$  — волновое сопротивление породы, получим после преобразований следующее выражение для максимального значения ударной жесткости породы

$$C_{\text{п max}} = \frac{4A_{\text{уд}} R_{\text{п}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}} \sigma_{\text{сж}}} - C_{\text{уд}}. \quad (14)$$

Максимальное значение суммарной площади сечений штырей составит

$$S_{k \text{ max}} = \frac{4A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}} \sigma_{\text{сж}}} - \frac{C_{\text{уд}}}{R_{\text{п}}}. \quad (15)$$

Следовательно, максимальное значение ударной жесткости породы определяется в зависимости от параметров ударного механизма ( $A_{\text{уд}}$ ,  $v_{\text{уд}}$ ,  $C_{\text{уд}}$  и  $t_{\text{уд}}$ ) и характеристик породы ( $R_{\text{п}}$  и  $\sigma_{\text{сж}}$ ).

Колебательная скорость частиц породы при максимальном значении ударной жесткости породы составит с учетом выражений (7), (9) и (11)

$$v_{\text{кол.п}} = \frac{4A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}})}. \quad (16)$$

Соответственно, максимальное значение глубины внедрения инструмента за время действия первоначальной волны деформации составит

$$h_{\text{max}} = v_{\text{кол.п}} t'_{\text{уд}} = \frac{2A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}})}, \quad (17)$$

где  $t'_{\text{уд}} = 0,5t_{\text{уд}}$  — длительность прохода волны деформации по ударнику.

Объемная скорость бурения составит

$$v_{\text{б.об}} = S_{k \text{ max}} h_{\text{max}} Z = \frac{2A_{\text{уд}} Z C_{\text{п max}}}{v_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}}) R_{\text{п}}}, \quad (18)$$

где  $Z$  — частота ударов.

Поскольку при изменении величины ударной жесткости породы сумма ( $C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}}$ ) изменяется незначительно ( $C_{\text{п max}} \ll C_{\text{уд}}$ ), то величина объемной скорости бурения практически пропорциональна значению ударной жесткости породы при прочих равных условиях.

Коэффициент передачи энергии удара в породе, определяемый величиной силы, действующей на контакте "инструмент—порода", определится из выражения

$$K_{\text{п}} = \frac{F_k}{F_{\text{имп}}} = \frac{C_{\text{п max}}}{C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}}}. \quad (19)$$

Энергоемкость бурения при этом равна

$$a = \frac{A_{\text{уд}}}{S_{k \text{ max}} h_{\text{max}}} = \frac{v_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{п max}}) R_{\text{п}}}{C_{\text{п max}}}. \quad (20)$$

Таким образом, основные показатели процесса бурения (скорость и энергоемкость бурения) определяются при прочих равных условиях величиной ударной жесткости породы.

С ростом ударной жесткости породы, т. е. увеличении площади контакта "инструмент—порода", возрастает скорость бурения и повышается степень передачи энергии удара в породе.

## Заключение

В настоящей статье установлены взаимозависимости основных показателей процесса взаимодействия инструмента с горной породой при ударном бурении с учетом динамических характеристик элементов ударной системы и горной породы для буровой машины, приведенной к идеальному виду, т. е. при постоянных значениях динамических характеристик элементов ударной системы и горной породы.

Показано, что с ростом ударной жесткости породы практически прямо пропорционально возрастают скорость бурения и коэффициент передачи энергии удара в породе. Получено выражение для определения предельного (максимального) значения ударной жесткости породы из условия разрушения породы.

Полученные зависимости для определения основных показателей процесса взаимодействия инструмента с горной породой при оптимальной ударной системе могут быть использованы при проектировании буровых машин ударного действия.

#### Список литературы

1. **Иванов К. И., Андреев В. Д., Варич М. С., Дусев В. И.** Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1974. 408 с.
2. **Поджрни Р. Ю.** Механическое оборудование карьеров. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.

3. **Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э.** Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука, 1985. 367 с.

4. **Комиссаров А. П., Прокопович Г. В., Симисин Д. И.** Оценка влияния динамических параметров импульсной системы на эффективность функционирования буровой машины ударного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 10. С. 36—38.

5. **Комиссаров А. П., Прокопович Г. В., Фролов С. Г.** Влияние конструкции породоразрушающего инструмента на эффективность ударного бурения // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 8. С. 11—15.

**A. P. Komissarov**, Professor, **Yu. A. Lagunova**, Professor, e-mail: [yu.lagunova@mail.ru](mailto:yu.lagunova@mail.ru),  
**G. V. Prokopovich**, Engineer, **V. S. Shestakov**, Professor, Ural State Mining University, Ekaterinburg

## Justification Rational Values Dynamic Parameters Rock Cutting Tool and Rock Drilling at Shock

*Tasks associated with the definition of the dynamic characteristics of the elements of shock-ing systems and rock and evaluation of their effect on the operation of drilling machines percussion, are some of the a-new consideration in the application of the theory of impact. Due to the complexity of the analytical expressions of dynamic characteristics, depending, in particular, the geometric shapes and sizes of the colliding bodies, these problems are solved not fully.*

*In the present study determined the relationship between the major parameters of a percussion drilling machine with the dynamic characteristics of elements of the shock and for optimal rock impact system in which the dynamic characteristics of all elements of constant magnitude and equal. The expressions for the bulk of drilling speed and power consumption of drilling with the dynamic characteristics of the elements of shock and drummer. It is found that, ceteris paribus (parameters of impactor, rock cutting tool design concept, physical and mechanical properties of the rock) performance indicators of the drilling machine percussion determined depending on the stiffness of the shock rock, namely, the magnitude of the contact area "tool rock." An expression for the limiting value of the stiffness of the shock rock, at which the maximum values indicators of the workflow.*

**Keywords:** drilling machine percussion, dynamic characteristics of the elements of the system and the shock rock

#### References

1. **Ivanov K. I., Andreev V. D., Varich M. S., Dusev V. I.** *Tehnika burenija pri razrabotke mestorozhdenij poleznyh isko-paemyh.* М.: Nedra, 1974. 408 p.
2. **Podjerni R. Ju.** *Mehanicheskoe oborudovanie kar'ero-v.* М.: Izd-vo MGGU, 2007. 680 p.
3. **Alimov O. D., Manzhosov V. K., Erem'janc V. Je.** *Udar. Rasprostranenie voln deformacij v udarnyh sistemah.* М.: Nauka, 1985. 367 p.

4. **Komissarov A. P., Prokopovich G. V., Simisinov D. I.** *Ocenka vlijanija dinamicheskikh parametrov impul'snoj sistemy na jeffektivnost' funkcionirovanija burovoj mashiny udarnogo dejstvija. Gornoe oborudovanie i elektromehani-ka.* 2013. N. 10. P. 36—38.

5. **Komissarov A. P., Prokopovich G. V., Frolov S. G.** *Vlijanie konstrukcii porodorazrushajushhego instrumenta na jef-fektivnost' udarnogo burenija. Gornoe oborudovanie i elektro-mehani-ka.* 2012. N. 8. P. 11—15.

**В. Н. Никитин, В. М. Маслюк,**

Институт качественных сталей ФГУП "ЦНИИчермет им. И. П. Бардина", г. Москва,

**В. С. Кураш,** начальник бюро рам и платформ НТЦ УГК,

ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-ХОЛДИНГ", г. Жодино, Беларусь

E-mail: vnikitin@bk.ru

---

## **Разработка и освоение производства в РФ экономнолегированных высокопрочных сталей для карьерных самосвалов БелАЗ**

---

**V. N. Nikitin,** e-mail: vnnikitin@bk.ru, **V. M. Maslyuk,**

Central Research Institute for Ferrous Metallurgy Behalf I. P. Bardin, Moscow,

**V. S. Kurash,** Bureau Chief Frames and Platforms, Scientific and Technical Center, Chief Design Engineer Division,

OJSC "BelAZ" — Managing Company of Holding "BelAZ-HOLDING", Zhodino, Republic of Belarus

---

## **Development and Production in Russia Economically Alloyed High Strength Steels for Mining Trucks BelAZ**

---

Разработка композиций легирования высокопрочных свариваемых сталей базируется на выборе оптимального механизма упрочнения. Наиболее применимыми являются принципы твердорастворного упрочнения, упрочнения за счет регулирования размера зерна, упрочнения дисперсными частицами и термическое упрочнение.

При твердорастворном упрочнении сталь легируют элементами, которые, растворяясь в твердом  $\alpha$ -растворе, замещают часть атомов железа, в результате чего искажается кристаллическая решетка, что приводит к увеличению прочности материала. Одним из основных упрочняющих элементов, находящихся наиболее широкое применение в производстве высокопрочных свариваемых сталей, является марганец, содержание которого в стали по массе обычно составляет до 1,7 %. С увеличением содержания марганца растет прочность и увеличивается прокаливаемость стали. Марганец, как и никель, при увеличении содержания в стали снижает температуру  $\gamma \rightarrow \alpha$  превращения до промежуточной (бейнитной) и мартенситной областей, что позволяет использовать его при разработке высокопрочных свариваемых сталей.

С увеличением содержания марганца в стали диффузионный механизм  $\gamma \rightarrow \alpha$  превращения заменяется вначале на промежуточный, а затем и на мартенситный.

В марганцовистые стали кроме того вводят хром, никель, кремний, молибден, медь. Например, при легировании стали Ст3 перечисленными элементами в

количестве 0,5 % по массе каждого предел прочности повышается при охлаждении из аустенитного состояния даже на воздухе с 300...350 до 500...550 Н/мм<sup>2</sup>. Термоупрочнение (закалка) дополнительно увеличивает прочность за счет мартенситного превращения и образования игольчатой структуры. На принципе совмещения твердорастворного упрочнения и закалки с отпуском основано большинство разработанных высокопрочных свариваемых сталей. В таких сталях необходимо оптимизировать содержание легирующих элементов, так как стремление увеличить прочность за счет повышения количества применяемых элементов ограничено возможным ухудшением свариваемости.

Регулирование размера зерна и прочностных свойств стали осуществляют введением карбонитридообразующих легирующих элементов — модификаторов, к которым относятся титан, ванадий, ниобий и алюминий, по отдельности или в сочетании друг с другом. Эти элементы содержатся в стали в основном в виде мелкодисперсных карбидов и нитридов, которые препятствуют росту зерна. Максимальное упрочнение достигается когерентными частицами при условии, что частицы имеют критическую величину и равномерно распределены в металлической матрице, в которой они создают значительные искажения. При определенной доле объемных выделений карбонитридных частиц прочность стали, и прежде всего предел текучести, будут возрастать

тать при увеличении дисперсности выделений, т. е. при уменьшении размера частиц. Число карбонитридообразующих элементов, которые могут быть использованы на практике, ограничено. Дело в том, что для получения требуемой величины прироста прочностных свойств необходимо увеличивать объемную долю упрочняющей фазы. Такие элементы, как тантал, ниобий, молибден имеют большие атомные веса, и для получения необходимой объемной доли карбидной фазы массовая доля этих элементов должна быть в 2—4 раза больше, чем, например, у хрома или ванадия. Это удорожает высокопрочную сталь и применение элементов с большими атомными весами в качестве упрочнителей не всегда экономически оправдывается. Наиболее приемлемым элементом является ванадий, создающий упрочняющие фазы, такие как карбид ванадия и нитрид ванадия. В целом же упрочнение высокопрочных свариваемых сталей карбонитридными частицами остается весьма перспективным, однако при таком упрочнении следует дополнительно уделять внимание повышению пластичности и вязкости.

Добавка в сталь ниобия приводит к дополнительному измельчению зерна и повышению дисперсности структуры за счет образования карбонитридов ниобия и задержки процесса рекристаллизации после окончания процесса прокатки, что способствует сохранению субструктуры аустенита и мартенсита.

Для производства платформ и рам большегрузных карьерных самосвалов, эксплуатируемых при температурах до  $-40^{\circ}\text{C}$  и ниже, конструкторы определили следующий комплекс механических свойств горячекатаных листов толщиной 8...50 мм в состоянии поставки (табл. 1).

Высокопрочные свариваемые стали — это в основном термоулучшаемые стали, свойства которых обеспечиваются закалкой и отпуском. В ОАО "Северсталь" с начала 1970-х гг. действует термическое оборудование, позволяющее производить закалку листов толщиной от 8 до 50 мм, шириной до 2500 мм и длиной до 12 000 мм, что предопределило ведущую роль этого металлургического комбината в производстве высокопрочных листовых свариваемых сталей.

Высокопрочные свариваемые стали широкого гражданского назначения и, в частности, для БелАЗов пер-

Таблица 1

Механические свойства листовой стали, требуемые для платформ и рам автомобилей БелАЗ и др.

Механические свойства						Условия испытания на изгиб в холодном состоянии	
$\sigma_{\text{в}}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{\text{т}}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\delta$ , %	КСУ <sup>-40</sup> , Дж/см <sup>2</sup>	КСV <sup>-40</sup> , Дж/см <sup>2</sup>	Твердость, НВ	Угол изгиба,	Диаметр оправки $d$ , толщина листа $a$
Не менее							
690	590	14	40	30	325	180	$d = 3a$
790	690	14	40	30	325	180	$d = 3a$
1050	950	11	40	30	400	90	$d = 5a$

воначально планировались не содержащими дорогостоящих легирующих элементов, таких как Мо, Ni или содержащими их в очень ограниченном количестве.

Суммарное количество углерода и легирующих элементов в высокопрочных свариваемых сталях определяется требуемой прочностью, ударной вязкостью и толщиной проката. Чем больше в стали С, Mn, Cr, Ni, Мо, тем выше прочность и лучше прокаливаемость. В то же время известно, что с ростом прочности стали снижаются величины относительного удлинения и ударной вязкости. Однако по условиям эксплуатации требования к высокопрочным свариваемым сталям таковы, что с ростом прочности пластичность и ударная вязкость не должны снижаться. С ростом прочности при сварке растут напряжения, возникающие в области шва и околошовной зоны и их величина приближается к пределу текучести. При недостаточной вязкости основного металла и высоких околошовных напряжениях, возникающих при сварке, металл растрескивается. Поэтому, производя металл со все более высокой прочностью, надо стремиться одновременно к повышению его пластичности и вязкости.

В ОАО "Северсталь" совместно с "ЦНИИчерметом им. И. П. Бардина" и ОАО "БелАЗ" разработаны высокопрочные свариваемые стали с пределом прочности 690, 790 и 1050 Н/мм<sup>2</sup> марок 14ХГ2САФД, 16Х2ГСБ, 18ХГНМФР соответственно. Эти стали в листах толщиной до 50 мм обеспечивают требуемые свойства после термоулучшения.

Стали 14ХГ2САФД, 16Х2ГСБ и 18ХГНМФР содержат карбидообразующие элементы N, V, Nb, Al для получения мелкого зерна аустенита и высокой дисперсности пластинчатых структур бейнита и мартенсита за счет образования карбонитридов и нитридов ванадия и алюминия. Измельчение зерна — это эффективный путь, позволяющий одновременно повысить прочность и вязкость и понизить температуру перехода в хрупкое состояние.

Сталь 14ХГ2САФД в состоянии поставки обеспечивает предел прочности 690 и 790 Н/мм<sup>2</sup>. Это достигается за счет регулирования режимов термообработки, обеспечивающих структуру бейнито-мартенситную (при пределе прочности 690 Н/мм<sup>2</sup>) и мартенситную (при пределе прочности 790 Н/мм<sup>2</sup>). Сталь 14ХГ2САФД экономична, не содержит дефицитных и дорогостоящих элементов. Сталь и способ ее производства защищены патентами РФ.

Стали 14ХГ2САФД обеих категорий прочности идут на изготовление платформ и рам карьерных самосвалов.

Чтобы компенсировать потерю пластичности и вязкости в высокопрочных свариваемых сталях, не содержащих молибден и никель, авторы данной работы пошли по пути разработки новых режимов термообработки. Получение высоких значений ударной вязкости, отвечающих требованиям потребителей, в частности БелАЗа, на стали 14ХГ2САФД без молибдена и никеля стало возможным благодаря применению кратковременного нагрева при отпуске закаленной стали. Нагрев под субкритическую точку  $A_{c1}$  по-

зволяет вместо обычной выдержки 3...5 мин/мм толщины делать выдержку 0,5...1,0 мин/мм толщины листа. При сокращении времени отпуска фосфор (с которым связано охрупчивание 2-го рода) не успевает в полной мере ликвидировать к границам зерен, поэтому в стали 14ХГ2САФД хрупкость при отпуске не проявляется.

Металлографические исследования микроструктуры стали показали, что кратковременный нагрев при отпуске приводит к образованию развитой субзеренной структуры внутри пластин мартенсита и бейнита. Кратковременный нагрев в отличие от длительного отпуска не приводит к росту субзерен и не способствует образованию крупных выделений карбонитридной фазы, которые однозначно понижают ударную вязкость. В табл. 2 приведены механические свойства стали 14ХГ2САФД, обработанной на предел текучести 590 Н/мм<sup>2</sup> в листовом прокате толщиной от 8 до 40 мм.

Сталь 14ХГ2САФД в ОАО "Северсталь" выплавляют в электропечах с последующей внепечной обработкой, разливают на МНЛЗ, литые слябы подвергают смягчающей термообработке и сплошной зачистке.

Прокатку производят на стане 2800, после чего листы подвергают термообработке с отдельного нагрева под закалку в проходной роликовой печи с последующей закалкой в роликовой закалочной машине. Отпуск листов проводят в проходной роликовой печи. Листы подвергают правке в правильной машине сразу после отпуска при температуре не ниже 400 °С, что обеспечивает удовлетворительную требуемую плоскостность листов (8...12 мм/м).

В ОАО "Северсталь" освоено производство высокопрочной свариваемой стали марки 16Х2ГСБ повышенной вязкости в листовом прокате толщиной 8...40 мм. Сталь предназначена для лонжеронов самосвалов БелАЗ. Она обеспечивает высокую ударную вязкость на образцах с острым надрезом, имеет меньший углеродный эквивалент, чем другие высокопрочные стали.

Типичные механические свойства стали 16Х2ГСБ приведены в табл. 3. Сталь защищена патентом РФ.

Сталь 16Х2ГСБ предназначена для машин и металлоконструкций в условиях низких климатических температур –50...–60 °С.

В ОАО "Северсталь" освоено также производство высокопрочной свариваемой стали с временным сопротивлением разрыву не менее 1050 Н/мм<sup>2</sup>, предназначенной для изготовления платформ большегрузных самосвалов БелАЗ и ряда изделий и агрегатов, работающих в горно-добывающих отраслях промышленности. Платформы самосвалов при транспортировке руд, угля, скальных пород и прежде всего при погрузке и выгрузке подвергаются интенсивному истиранию, ударным нагрузкам и деформациям. Для сопротивления такому воздействию платформы самосвалов лучших зарубежных фирм изготавливают из высокопрочных свариваемых сталей повышенной износостойкости. Изготовление кузовов из стали с временным сопротивлением разрыву 1050 Н/мм<sup>2</sup> и выше по сравнению

со сталью с временным сопротивлением разрыву 700...900 Н/мм<sup>2</sup> увеличивает срок их службы до 2 раз.

Разработка стали для самосвалов БелАЗ с временным сопротивлением не менее 1050 Н/мм<sup>2</sup> и твердостью 325...400 НВ базировалась на комплексном металлургическом подходе с использованием различных металлургических факторов, влияющих на структуру и свойства стали. Введение кальция при выплавке стали приводит к изменению формы сульфидов из вытянутых с острыми краями, являющихся концентраторами напряжений (чем выше прочность металла, тем выше напряжения), к сферообразным. Это вызывает улучшение целого ряда свойств, таких как пластичность (прежде всего по толщине листа), сопротивление расслоению в плоскости листа при сварке, обрабатываемость (резка) в холодном состоянии.

При выборе комплекса легирующих элементов в стали с временным сопротивлением разрыву 1050 Н/мм<sup>2</sup>, кроме основных — хрома, марганца, никеля и молибдена, вводили также алюминий, ванадий, титан, азот, бор, образующие дисперсные карбонитриды и нитриды. Легирование высокопрочных свариваемых сталей не одним—двумя карбонитридообразующими элементами, а комплексом этих элементов (V, Nb, Ti, N, P) как метод в отечественной практике применен впервые при разработке высокопрочных свариваемых сталей широкого назначения с временным сопротивлением не ниже 1050 Н/мм<sup>2</sup> и дал положительные результаты при одновременном повышении прочности и вязкости стали.

Таблица 2

Механические свойства стали 14ХГ2САФД

Толщина листа, мм	Предел текучести $\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	Временное сопротивление $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение $\delta_5$ , %	КСУ <sup>-40</sup> , Дж/см <sup>2</sup> (образцы поперечные)
8	655...710	735...790	15...14,5	48...70/58,7
12	640...700	760...830	16...15,5	48...65/56,2
20	620...680	720...790	14,5...17	42...61/51,8
30	610...710	730...780	14...14,5	40...50/43,7
40	600...650	710...740	16...14	45...71/56,5
Свойства по ТУ	590...835	690...930	14	39

Примечание. Изгиб образцов в холодном состоянии удовлетворяет требованиям ТУ (120°; d=3a).

Таблица 3

Механические свойства листов из стали 16Х2ГСБ

Толщина листа, мм	$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	КСУ <sup>-40</sup> , Дж/см <sup>2</sup>	Изгиб на 180°
10,0	680	770	16	122—58—188	Удовлетворительно
12,0	690	760	15	225—189—185	Удовлетворительно
16,0	640	780	14	188—203—90	Удовлетворительно

Номер плавки	Температура отпуска, °С	Твердость, НВ	Механические свойства при растяжении			Ударная вязкость КСV <sup>-60</sup> , Дж/см <sup>2</sup>
			$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\delta$ , %	
1	400	418	1190...1215	1220...1260	11,1...11,8	12—12—22
	600	387	1062...1077	1125...1175	11,6...12,0	30—30—36
	620	375	1055...1078	1130...1150	12,2...12,4	30—32—40
	650	375	1050...1080	1115...1160	11,6...12,0	31—34—39
	670	340	920...980	1060...1095	12,0...13,0	40—45—50
2	400	374	1080...1160	1160...1200	11,9...13,2	25—31—34
	600	364	1020...1060	1100...1140	12,1...13,9	38—40—43
	620	351	1000...1020	1090...1120	13,7...14,4	44—52—57
	650	332	950...970	1060...1090	14,2...15,0	53—59—67
	670	302	880...930	1000...1040	14,7...15,4	60—72—79
Требования по ТУ		$\geq 360$	$\geq 950$	$\geq 1050$	$\geq 11,0$	$\geq 30$

При закалке образуется структура бейнита или мартенсита, имеющая высокую прочность, но обладающая недостаточной пластичностью и вязкостью. Для повышения пластичности и вязкости производится отпуск. Чем больше основных легирующих элементов (Cr, Ni, Mo, Cu) в стали, тем меньше разупрочнение при отпуске. Но в торможении разупрочнения особенно важна роль карбонитридообразующих элементов. Как показывают проведенные металлографические исследования, наиболее резкое разупрочнение стали при отпуске происходит тогда, когда исчезает дислокационная структура, созданная закалкой, и начинают зарождаться новые, свободные от дислокаций зерна феррита в результате протекания начальных процессов рекристаллизации. Образование при отпуске дисперсных карбонитридных фаз, которые выделяются преимущественно на дислокациях и границах пластин мартенсита или бейнита, препятствует процессу рекристаллизации, в результате процесс интенсивного разупрочнения сдвигается в сторону более высоких температур (до 690...710 °С). В табл. 4 приведены механические свойства проката стали 18ХГНМФР толщиной 20 мм после закалки и разных температур отпуска.

В результате проведенных исследований по оптимизации состава и режимов прокатки и термообработки была предложена сталь марки 18ХГНМФР со следующим содержанием химических элементов, мас. %:

0,16...0,20 С; 1,2...1,5 Мn; 0,17...0,37 Si;  
0,7...1,0 Cr; 0,5...0,8 Ni; 0,20...0,35 Mo;  
0,07...0,15 V; 0,02...0,05 Al; 0,001...0,005 В;  
N  $\leq$  0,015; P  $\leq$  0,020; S  $\leq$  0,015.

Разработан следующий технологический маршрут производства листов из стали марки 18ХГНМФР:

1. Выплавка полупродукта в шахтной печи для производства листового проката, внепечная обработка стали, разливка на УНРС-1 заготовок толщиной 200 мм, термическая обработка слябов в камерной печи, сплошная абразивная зачистка, порезка на мерные длины (слябы). Слябы передают в ЛПЦ-1 на стан 2800 для прокатки на лист толщиной 8...40 мм.

2. Прокатка в ЛПЦ-1 включает: нагрев слябов до температуры 1200...1260 °С в зависимости от толщины листа, прокатку в вертикальной клети, прокатку в черновой клети с регламентированной толщиной подка-

та, прокатку в чистовой клети в интервале температур 1100...890 °С, правку горячего раската на 1-й правильной машине, порезку раската на заданные размеры листов на ножницах ГН-1 и ГН-4.

3. Термообработка листов в термоотделении. Нагрев под закалку в проходной роликовой печи, температура нагрева 900...910 °С, охлаждение в роликозакалочной машине, отпуск листов в проходной роликовой печи.

Производство высокопрочных свариваемых сталей с пределом текучести 590...950 Н/мм<sup>2</sup> составляет до 20 тыс. т в год.

Создание новых высокопрочных материалов, используемых для изготовления горно-добывающих комплексов и транспортных средств, способных безаварийно работать при низких климатических температурах и высоких нагрузках, имеет огромное народнохозяйственное значение.

Работа российских и белорусских ученых и производственников "Создание и освоение ресурсосберегающей технологии производства высокоэффективных, экономнолегированных высокопрочных сталей для изготовления карьерного транспорта, механизированных комплексов для угольной промышленности и ответственных узлов и механизмов горнодобывающей отрасли повышенной хладостойкости и эксплуатационной надежности и долговечности", выполненная в рамках программы Союзного государства, уже дала значительный экономический и практический эффект и выдвинута на соискание премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники 2014 года.

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

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Е.В. Конова. Корректор Е.В. Комиссарова.

Сдано в набор 19.08.2014. Подписано в печать 26.09.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО1014. 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 "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.