

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:

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.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗНЕР Л.Д., 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)

ТРИФАНОВ Г.Д., к.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

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Жабин А. Б., Поляков Ан. В., Фомичев А. Д. Расчет шнеко-фрезерного исполнительного органа стволопроходческого агрегата АСП-8,0 3

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Фурсов Е. Г., Гусев В. Ф. Комбинированная подъемная установка 9

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ

Хорешок А. А., Соколова Е. К., Буянкин П. В. Исследование причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия на нагрузки опорно-поворотного устройства 11

Степанов А. Г. Уменьшение динамических нагрузок при аварийном торможении шахтных подъемных установок 15

Зиборов К. А. Характеристики фрикционной пары "колесо—рельс" шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах 26

Губанов С. Г., Секретов В. В., Секретов М. В. Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка 32

Сербин В. М. Разработка износостойкой эластомерной композиции для футеровки спиральных классификаторов 36

НЕМНОГО ИСТОРИИ

Певзнер Л. Д. Московский горный институт и Уралмаш 42

ИНФОРМАЦИЯ

IV Международная научно-практическая конференция "Техгормет—XXI век": "Пути повышения эффективности технологий освоения месторождений полезных ископаемых" 47

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

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:

KOZOVY 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:

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.)

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

PEVZNER L.D., 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)

TRIFANOV G.D., Cand. 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

UNDERGROUND MINING

Zhabin A. B., Polyakov An. V., Fomichev A. D. Auger-Milling Actuator of Barrel Deepening АСП-8,0 Computing 3

STATIONARY INSTALLATIONS

Fursov E. G., Gusev V. F. Combination Elevating Installation 9

SCIENTIFIC RESEARCH AND DEVELOPMENT

Khoreshok A. A., Sokolova E. K., Buyankin P. V. Research the Causes of Inclination Turning Shovel and Assessment of their Effects on the Load Supporting and Turning Arrangement 11

Stepanov A. G. Reduction in Dynamic Loads During Emergency Braking Shaft Hoisting Installation 15

Ziborov K. A. Characteristics of Friction Pair "Wheel—Rail" of Mining Locomotive with Kinematical and Power Imperfections 26

Gubanov S. G., Sekretov V. V., Sekretov M. V. Analysis of the Dynamic Loads in the Drive Vertical Feed Gangsaw 32

Serbin V. M. Working out Wearproof of Elastomers Compositions for the Lining of Akins Classifiers 36

SOME HISTORY

Pevzner L. D. Moscow Mining Institute and Uralmash 42

INFORMATION

IV International Scientific and Practical Conference TECHGORMET—21ST CENTURY: "Ways to Increase Efficiency of New Mineral Field Development Technologies" 47

Information about the journal is available online at:
<http://novtex.ru/gormash.html>, e-mail: gma@novtex.ru

УДК 622.254.5

А. Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Ан. В. Поляков**, канд. техн. наук, **А. Д. Фомичев**, асп.,
ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Расчет шнеко-фрезерного исполнительного органа стволотроходческого агрегата АСП-8,0

Представлены результаты проектировочного и проверочного расчетов исполнительного органа стволотроходческого агрегата АСП-8,0. Выбраны резцы и разработаны схемы набора инструмента на шнековых фреззах.

Ключевые слова: агрегат стволотроходческий АСП, шнековый исполнительный орган, методика расчета, проектировочный расчет, проверочный расчет.

A. B. Zhabin, An. V. Polyakov, A. D. Fomichev

Auger-Milling Actuator of Barrel Deepening АСП-8,0 Computing

The results of the design and verification of calculations computing's of actuator of barrel deepening АСП-8,0 are represented. Cutters are choosed and schemes of tool equipment on auger mills are developed.

Keywords: barrel deepening АСП, auger-milling actuator, design procedure, projecting computing, checking computing.

В настоящее время рынок стволотроходческого оборудования в России развивается в геометрической прогрессии, увеличивается парк стволотроходческих комплексов для строительства стволов в различных горно- и инженерно-геологических условиях. Растет спрос и расширяется спектр предлагаемых услуг по оптимальной подготовке проекта, организации управления стройплощадкой с самого начала сопровождения строительства ствола. При этом возрастающие объемы строительства предъявляют все более высокие требования к эксплуатационным показателям стволотроходческого оборудования, а следовательно, и к его конструкции. И это касается в первую очередь параметров и производительности исполнительного (порозоразрушающего) органа.

В результате проектировочных работ был разработан стволотроходческий агрегат АСП-8,0* (рис. 1), предназначенный для механизированного сооружения шахтных вертикальных стволов с мон-

* См. также статью "Стволотроходческий агрегат АСП-8,0" в № 1—2014.

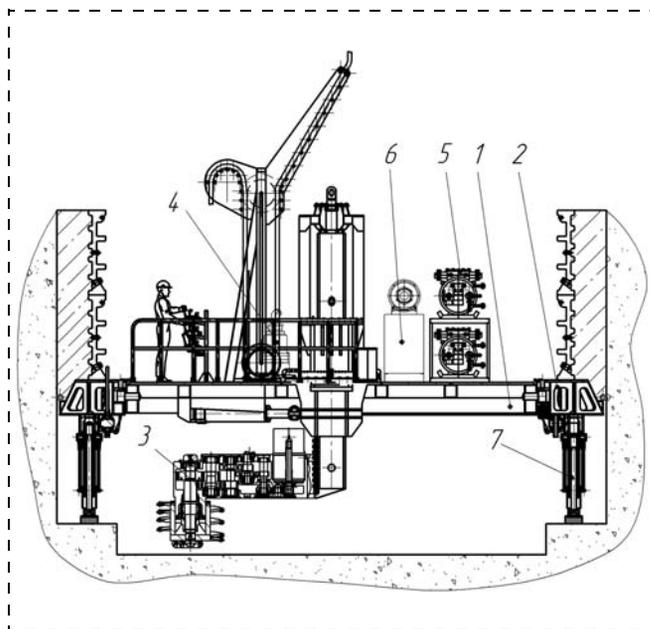


Рис. 1. Конструктивная схема стволотроходческого агрегата АСП-8,0 [1]: 1 — внутреннее кольцо; 2 — монтажное кольцо; 3 — исполнительный орган; 4 — привод поворота внутреннего кольца; 5 — гидрооборудование; 6 — электрооборудование; 7 — гидроцилиндры вертикального перемещения агрегата

тажом тьюбинговой обделки внутренним диаметром 8,0 м.

Главной частью агрегата является внутреннее кольцо 1 с платформой, на которой закреплен блок исполнительного органа 3, а также элементы гидро- и электрооборудования 5 и 6. Внутреннее кольцо располагается на монтажном кольце 2 с возможностью вращения относительно него. Монтажное кольцо крепится к тьюбинговой обделке и служит для подвески агрегата. Исполнительный орган оснащается шнековой фрезой с резовым инструментом, при этом ось вращения фрезы направлена вниз.

Использование фрезы в данных условиях ее эксплуатации потребует:

проведения расчетов для определения основных параметров исполнительного органа и схемы расположения на нем резцов;

определения энерговооруженности агрегата АСП-8,0, оснащенного этим исполнительным органом, необходимой для обеспечения средней расчетной производительности;

установления области применения его в различных условиях эксплуатации.

Отбойка породы осуществляется шнековой фрезой с применением качания исполнительного органа в горизонтальной плоскости, подъема—опускания исполнительного органа и поворота (перестановкой) внутреннего кольца.

Основные задачи проектирования включают в себя:

выбор типа породоразрушающего инструмента, выполнение оптимизации схемы его расстановки на шнековой фрезе, позволяющей производить эффективное разрушение пород на всем протяжении строительства ствола;

нахождение оптимальной частоты вращения исполнительного органа с учетом вариантов изготовления оборудования;

определение теоретической производительности агрегата по разрушению пород с учетом установленной мощности электродвигателя фрезы, а также заданных максимальных напорных усилий на рабочий орган.

Исходные данные для расчета по техническому заданию приведены ниже.

Исходные данные для расчета

Мощность электродвигателя привода вращения исполнительного органа, кВт	250
Потребное значение теоретической производительности, т/мин ($\text{м}^3/\text{мин}$)	0,5 (0,63)
Максимальное усилие, приведенное к оси вращения исполнительного органа, кН:	
в горизонтальной плоскости	220
в вертикальной плоскости	50
Максимальный крутящий момент, т/м	60
Исполнительный орган:	
тип	Шнеко-фрезерный
диаметр, м	1,2
ширина захвата, м	0,8
частота вращения, мин^{-1}	32, 36, 42
Характеристики разрушаемой горной породы:	
предел прочности на одноосное сжатие $\sigma_{\text{сж}}$, МПа	15,78...38,05
средняя расчетная сопротивляемость пласта резанию, $\text{Н}/\text{мм}^{-1}$	379...550,83
показатель степени хрупкости пласта при резании, $\text{т}/\text{м}^3$	1,65
плотность пород, $\text{т}/\text{м}^3$	2,12...2,65

Проектирование агрегата включало в себя расчет исполнительного органа с использованием существующих методик проектировочного и проверочного расчетов. Первоначально проводился проектировочный расчет, заключающийся в выборе типа породоразрушающего инструмента и расчете основных параметров исполнительного органа. Затем проводился проверочный расчет, который включал в себя расчет нагрузок на исполнительном органе и расчет производительности шнеково-фрезерного исполнительного органа стволопроходческого агрегата при разрушении горных пород для заданных параметров приводного двигателя и конструкции исполнительного органа.

Расчет проводился для различных типов резцов, частот вращения фрезы и разрушаемых пород.

Анализ различных способов и средств разрушения, используемых в технологиях проведения горных выработок, а также результаты работы [2] позволяют ориентировочно оценить технически возможные типы и выбрать породоразрушающий инструмент шнековой фрезы для заданных горно-геологических условий.

Анализ результатов расчета, представленных в табл. 1, показывает, что исполнительный орган должен быть оснащен резцами с конструктивным

Таблица 1

Конструктивный вылет резцов исходя из заданных параметров исполнительного органа

Частота вращения исполнительного органа, мин^{-1}	Номинальная скорость вращения фрезы вдоль забоя, м/с	Конструктивный вылет резца, мм
32	0,004	46,15
36		52,17
42		60,84
32	0,08	2,31
36		2,61
42		3,04

Схема набора инструмента для каждого типа резцов

Тип резцов	Число резцов в кутковой части, шт.	Число резцов в забойной части, шт.	Шаг резания резцов в кутковой части, мм	Шаг резания резцов в забойной части, мм	Число линий резания в кутковой части, шт.	Число линий резания в забойной части, шт.
ПС-1	17	11	20, 25, 30	40, 45, 50	3	1
ПС-2	16	11	25, 30, 35	40, 45, 50, 55	3	1
ПС1-8У	22	11	15, 20, 25	30, 35, 40	3	1

вылетом не менее 60 мм. Принимаем круглые резцы ПС-1, ПС-2 и ПС1-8У, удовлетворяющие указанным выше условиям и предназначенные для оснащения исполнительных органов проходческих и очистных комбайнов.

Выбор и расчет основных параметров шнекового исполнительного органа агрегата выполнялись по методике [3]. Параметры исполнительного органа (скорости резания и подачи, толщина и ширина стружки) принимались исходя из обеспечения заданной производительности при минимальной энергоемкости резания. Проектный расчет проводился для трех типов резцов ПС-1 ПС-2 и ПС1-8У. В результате была разработана схема набора инструмента для каждого типа резцов (табл. 2).

Расчет усилий, действующих на резцы шнековой фрезы, удобно выполнить по методике [4]. Расчет проводился для резцов в соответствии с принятой схемой их расстановки на исполнительном органе (см. табл. 2). На основании расчетов были получены зависимости для забойных резцов, представленные на рис. 2—4.

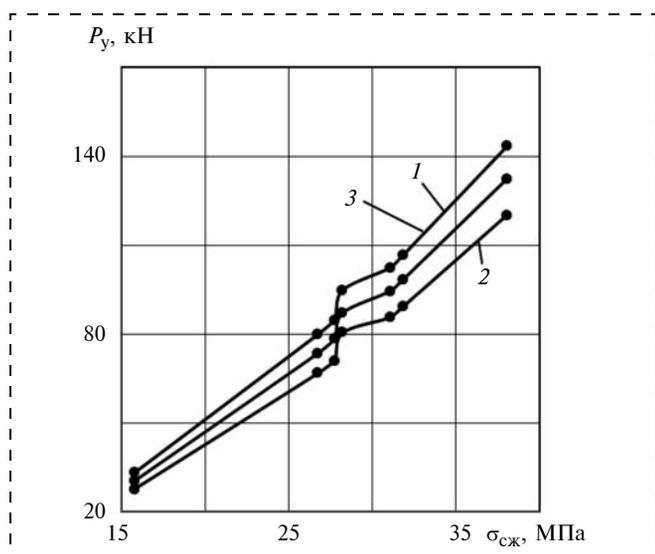


Рис. 2. Зависимость усилия подачи от прочности пород на сжатие для резцов: 1 — ПС-1; 2 — ПС-2; 3 — ПС1-8У

Анализ расчетных данных усилия подачи, крутящего момента и расходуемой мощности при разрушении горных пород (согласно рис. 2—4) показывает следующее. Для обеспечения требуемой теоретической минутной производительности по

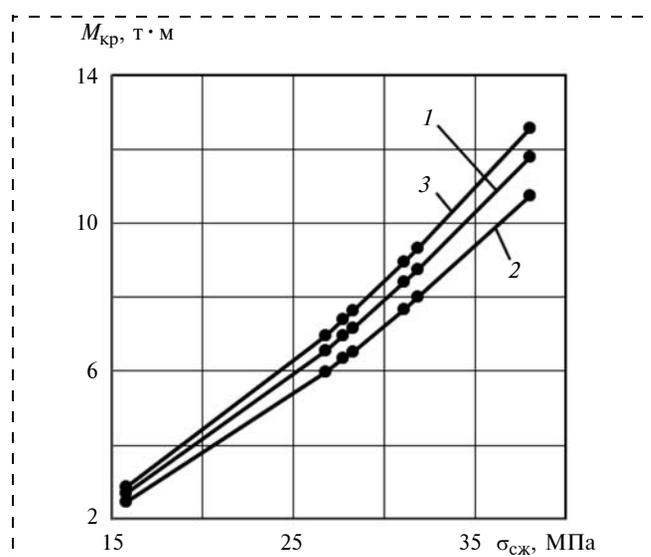


Рис. 3. Зависимость крутящего момента от прочности пород на сжатие для резцов: 1 — ПС-1; 2 — ПС-2; 3 — ПС1-8У

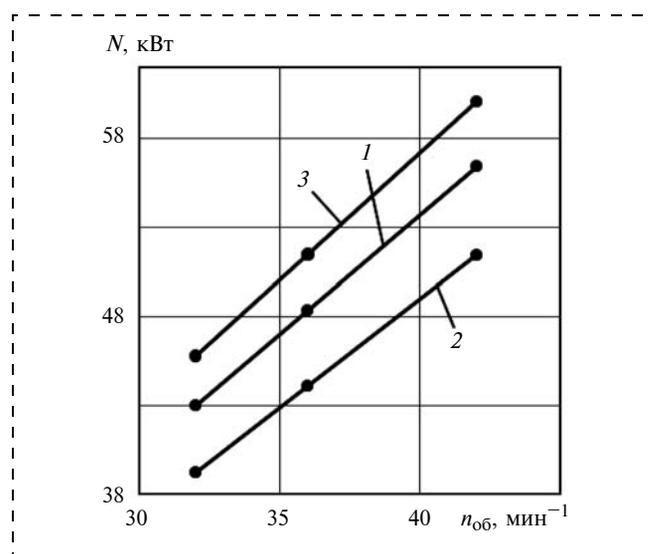


Рис. 4. Зависимость мощности, расходуемой на резание, от частоты вращения фрезы при прочности пород на сжатие 38,05 МПа для резцов: 1 — ПС-1; 2 — ПС-2; 3 — ПС1-8У

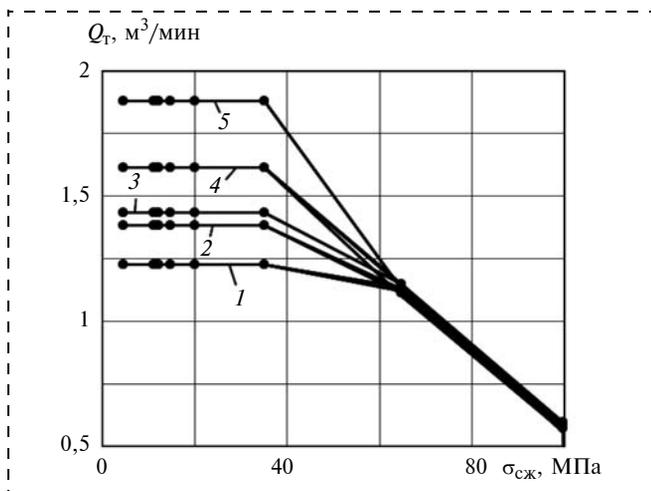


Рис. 5. Зависимости теоретической производительности по отбойке от прочности породы на сжатие для резцов: 1 – ПС-1 (ПС1-8У) при $n_{об1} = 32 \text{ мин}^{-1}$; 2 – ПС-1 (ПС1-8У) при $n_{об2} = 36 \text{ мин}^{-1}$; 3 – ПС-2 при $n_{об1} = 32 \text{ мин}^{-1}$; 4 – ПС-2 при $n_{об2} = 36 \text{ мин}^{-1}$ и ПС-1 (ПС1-8У) при $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$; 5 – ПС-2 при $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$

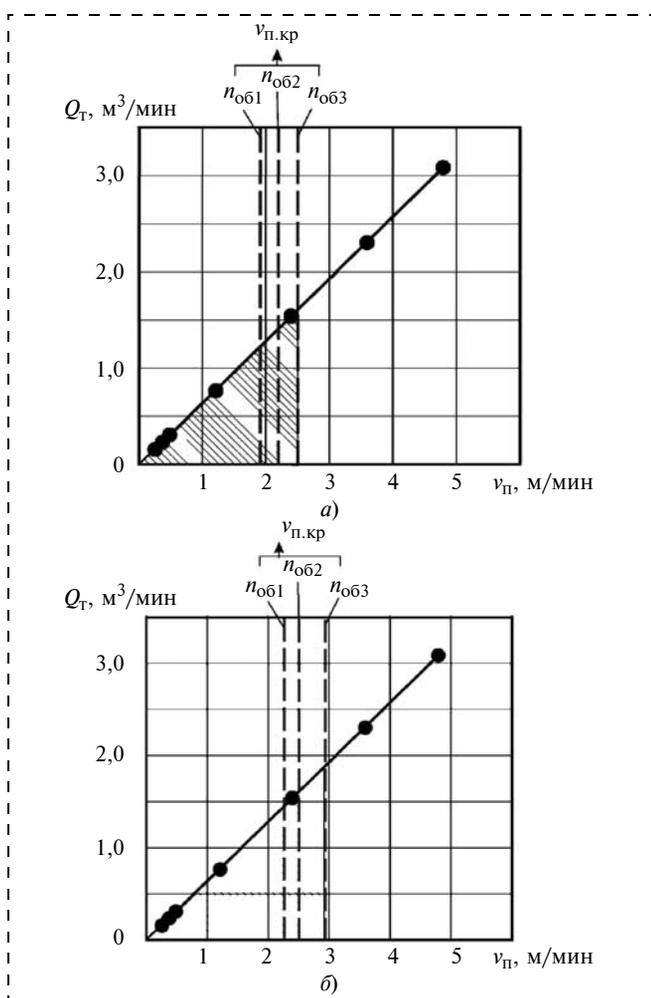


Рис. 6. Зависимости теоретической производительности по отбойке от скорости подачи для резцов ПС-1, ПС1-8У (а) и ПС-2 (б): $n_{об1} = 32 \text{ мин}^{-1}$; $n_{об2} = 36 \text{ мин}^{-1}$; $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$; $v_{п.кр}$ – максимально возможная скорость подачи по вылету резцов

разрушению $Q_T = 0,5 \text{ т/мин}$ и при наиболее нагруженном режиме работы шнековой фрезы в установившемся режиме значения усилия подачи P_y , крутящего момента $M_{кр}$ и мощности приводного двигателя N при разрушении различных горных пород оказываются ниже значений, указанных в исходных данных для расчета.

Наименьшие значения усилия подачи, крутящего момента и мощности приводного двигателя получились при использовании резцов ПС-2.

Расчет производительности выполнен для резцов в соответствии с принятой схемой их расстановки на исполнительном органе (см. табл. 2) при частоте вращения фрезы $n_{об1} = 32$; $n_{об2} = 36$ и $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$ для всех горных пород, принятых к исследованию. Результаты расчета приведены на рис. 5.

Анализ результатов расчета показывает, что с увеличением частоты вращения шнековой фрезы производительность по отбойке породы возрастает независимо от прочности пород до 40 МПа и применяемых резцов. Так, например, при частоте вращения $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$ производительность для резцов ПС-2 составляет $1,9 \text{ м}^3/\text{мин}$ для пород с пределом прочности на сжатие до 40 МПа, в то время как при $n_{об1} = 32 \text{ мин}^{-1}$ она падает до $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$. В то же время из рис. 5 следует, что наиболее выгодным применением на исполнительном органе являются резцы ПС-2, поскольку они обеспечивают наибольшую производительность. При этом необходимо отметить, что полученные значения производительности превышают заданную по техническому заданию производительность (см. исходные данные для расчета).

В целях расширения области применения исполнительного органа на более прочные породы и учитывая, что имеется резерв по установленной мощности двигателя исполнительного органа и усилию подачи, дополнительно были проведены аналогичные расчеты при разрушении более прочных пород (предел прочности на сжатие до 100 МПа) для резцов ПС-2.

Анализ результатов расчетов свидетельствует, что с повышением прочности пород, начиная с 40 МПа, производительность уменьшается независимо от марки резцов и частоты вращения фрезы. Тем не менее, ее значения превышают заданную производительность. При этом, как показывают расчеты, значения крутящего момента и усилия подачи не превышают заданные значения в техническом задании.

Отдельно результаты расчета производительности шнеко-фрезерного исполнительного органа при различных (возможных) скоростях подачи приведены на рис. 6 (здесь заштрихованная область представляет собой область применения исполнительного органа).

По результатам расчетов (см. рис. 6) наименьшее значение максимально возможной производительности исходя из конструкции исполнительного органа, определяющей максимальную скорость подачи $v_{п.кр}$, составляет $1,2 \text{ м}^3/\text{мин}$ при использовании резцов ПС-1 и ПС1-8У с частотой вращения фрезы $n_{об1} = 32 \text{ мин}^{-1}$. Наибольшее значение максимально возможной производительности составляет $1,9 \text{ м}^3/\text{мин}$. Это значение обеспечивается при использовании резцов ПС-2 с частотой вращения фрезы $n_{об3} = 42 \text{ мин}^{-1}$.

На основании выполненных расчетных и конструкторских работ с небольшой корректировкой по технологическим причинам к производству был рекомендован вариант шнековой фрезы с 30-ю резцами ПС-2 при частоте вращения 40 мин^{-1} . На торцевой части фрезы в каждой линии резания расположены шесть торцевых резцов со средним шагом 76 мм и три кутковых резца с переменным шагом резания $15, 43$ и 62 мм (всего 18 резцов). На цилиндрической части шнековой фрезы в каждой линии резания расположены шесть резцов с постоянным шагом резания 100 мм (всего 12 резцов). Схема набора инструмента показана на рис. 7.

В связи с имеющимся резервом мощности и усилия подачи была разработана вторая фреза, оснащенная 50 резцами по два резца в каждой линии резания. На торцевой части шнековой фрезы в каждой линии резания расположены семь торцевых резцов со средним шагом 50 мм и пять кутковых резцов с переменным шагом резания $7...50 \text{ мм}$ (всего 24 резца). На цилиндрической части шнековой фрезы в каждой линии резания расположены 13 резцов с постоянным шагом резания 50 мм (всего 26 резцов). Схема набора инструмента представлена на рис. 8.

Фрезы, схемы набора инструмента которых представлены на рис. 7 и 8, изготовлены и испытаны на ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод". Фрагмент испытания фрезы с 30-ю резцами ПС-2 представлен на рис. 9.

На рис. 9 видно, что имеет место сплошное разрушение забоя, резцы коронки работают примерно в одинаковых условиях: формы и размеры стружек имеют примерно одинаковые значения,

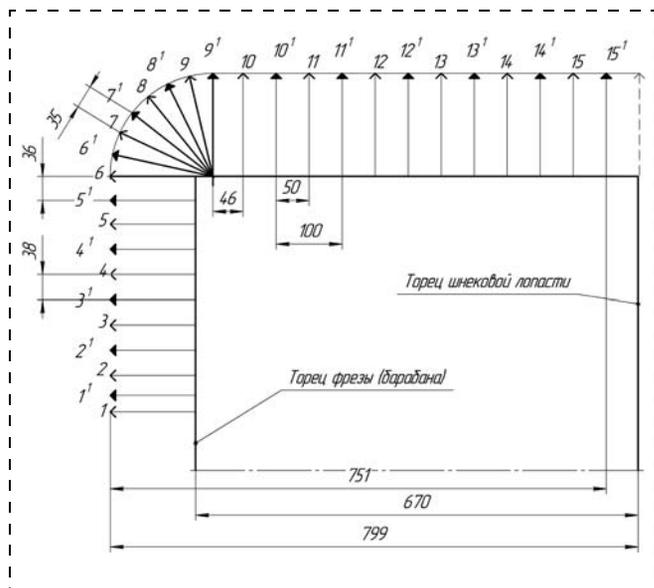


Рис. 7. Схема расстановки 30-ти резцов на шнековой фрезе

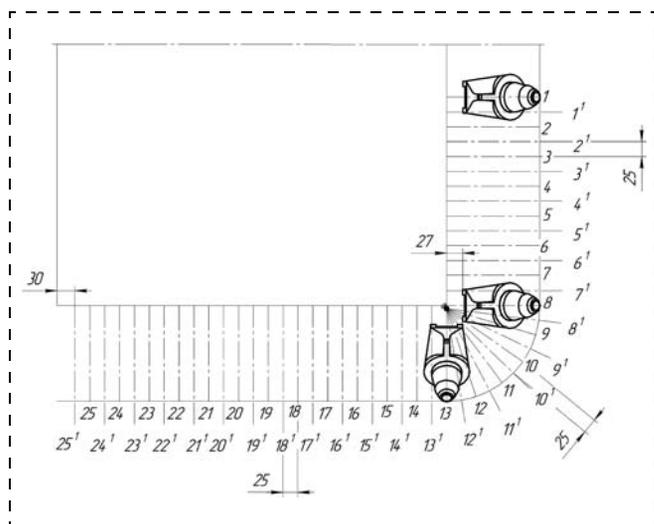


Рис. 8. Схема расстановки 50-ти резцов на шнековой фрезе



Рис. 9. Фрагмент испытания фрезы с 30-ю резцами ПС-2

следовательно, на резах формируются одинаковые усилия. Кроме того, резцы работают по повторно полублокированной и/или шахматной схеме резания, а повторно заблокированные схемы отсутствуют. Таким образом, по результатам расчета и построения схемы набора инструмента полагаем, что разработанные схемы набора рабочего инструмента могут быть приняты для дальнейших испытаний в реальных условиях.

Планируется провести ряд испытаний агрегата в реальных условиях эксплуатации с выполнением замеров нагруженности исполнительного органа при различных режимах резания.

Список литературы

1. **Объединенная** горно-строительная компания, проектирование и строительство вертикальных стволов горнодобывающих комплексов. М.: ЗАО "ОГСК". [Электронный ресурс]. URL: <http://ogsk.ru/>
2. **Мерзляков В. Г., Бафталовский В. Е.** Физико-технические основы гидроструйных технологий в горном производстве. М.: ННЦГП—ИГД им. А. А. Скочинского, 2004. 645 с.
3. **ОСТ 12.44.258—84.** Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика.
4. **РД 1321—77.** Комбайны проходческие избирательного действия. Расчет исполнительных органов. Методика.

НЕОЖИДАННЫЙ ЮБИЛЕЙ

Так получилось, что журнал "Горное оборудование и электромеханика" в отличие от других журналов издательства "Новые технологии" не указывает "сквозную" (т. е. начиная с 1-го номера) нумерацию. Поэтому мы сами удивились, когда, отвлекшись от текучки, подсчитали и обнаружили, что мартовский номер — 100-й (первый номер был выпущен в июле 2005 г.).

Впрочем, тот "1-й" можно было бы считать 53-м: ведь в феврале 2000 г. был выпущен 1-й номер журнала "Горные машины и электромеханика" (главный редактор — доктор технических наук, профессор Сергей Владимирович Козлов), который с 2001 г. продолжал выходить под названием "Горные машины и автоматика". К сожалению, выпуск журнала под этим названием был прекращен.

И хотя журнал выпускает то же издательство, сохранились все тематические направления и, во многом, редакционная коллегия, юридически — это новое периодическое издание.

В его становлении (а точнее — сохранении) трудно переоценить роль первого главного редактора — Алексея Алексеевича Кулешова, профессора Петербургского горного университета — старейшего технического вуза страны. За время его работы расширились связи журнала с регионами, состав редакционной коллегии пополнился представителями Урала, Кузбасса, Республики Саха-Якутия.

К сожалению, в 2007 г. Алексей Алексеевич ушел из жизни. Его дело продолжил Леонид Иванович Кантович, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой "Горные машины и оборудование" Московского государственного горного университета — признанный авторитет в среде специалистов горного машиностроения. Ему досталось непростое время, когда востребованность в отечественных горных машинах снизилась, хотя горно-добывающая промышленность продолжала оставаться опорой экономики страны (не будем развивать тему по каким причинам и в результате какой политики). В этих условиях журнал продолжает выходить и является, пожалуй, единственным, состоящим только из производственно-технических и научных статей.

Конечно, это было бы невозможно без активного участия членов редсовета и редколлегии. Трудно кого-либо выделить, но все же необходимо отметить зам. главного редактора доктора технических наук, профессора Ю. А. Лагунову, обеспечившей участие в журнале авторов уральского региона. Активно работают в журнале и ветераны — доктора технических наук Б. К. Мышляев, Р. Ю. Подерни, Г. Ш. Хазанович и их более молодые коллеги.

Поздравляем всех, кто имеет отношение к созданию журнала, и надеемся на его дальнейшее развитие!

Издательство "Новые технологии"

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

STATIONARY INSTALLATIONS

УДК 622.67

Е. Г. Фурсов, д-р техн. наук, зав. лаб., "Гипроцветмет",

В. Ф. Гусев, канд. техн. наук, проф., МГОУ, г. Москва

E-mail: office@giprocm.ru

Комбинированная подъемная установка

Рассмотрен комбинированный способ шахтного подъема, который позволяет получить многоканатный подъем, имеющий преимущества барабанных подъемных машин без недостатков подъема со шкивами трения. Указанный эффект достигается тем, что сопротивление движению груженого скипа разделяется на две составляющие, имеющие разные направления: сопротивление подъему самого груза, которое преодолевается концевыми подъемными канатами, закрепленными на барабанах подъемной установки, а сопротивление подъему скипа преодолевается по принципу противовеса с помощью канатов, соединяющих скипы через дополнительные шкивы на копре.

Ключевые слова: шахта, рудник, шахтная подъемная установка, подъемная установка барабанного типа, шкив трения, скип, подъемный канат, уравнивающий канат, футеровка, уравнивательный блок, концевая нагрузка.

E. G. Fursov, V. F. Gusev

Combination Elevating Installation

This article contains information about combined method of hoisting which allows for multiple-rope hoisting with advantages of drum-type winding plants without drawbacks of hoisting with friction pulleys. This effect is achieved by the fact that resistance of loaded skip to motion is divided into two parts having different directions: resistance to lifting of the load itself which is overcome by tail ropes fixed to the drums of the winding plant, and resistance to lifting of the skip is overcome on the principle of counterbalance with the use of the ropes connecting skips through additional pulleys on the headframe.

Keywords: mine, ore mine, mine winding plant, drum-type winding plant, friction pulley, skip, hoisting rope, balancing rope, lining, compensating block, suspended.

Увеличение глубины разработки месторождений полезных ископаемых связано с необходимостью увеличения производительности подъемных установок, что особенно актуально для шахт с большой производственной мощностью. Широко применяемые подъемные установки с барабанными органами навивки в данном случае непригодны, поскольку имеют ограничения по концевой нагрузке, определяемые пределом прочности на растяжение подъемных канатов.

Проблема была решена применением многоканатных подъемных установок со шкивами трения и скипов грузоподъемность до 25...50 т.

Однако как показано в работе [1], при многоканатном подъеме значительно сокращается срок службы головных и уравнивающих канатов, так как на подъемных установках со шкивами трения нагрузки на любом участке каната непрерывно меняются, в отличие от нагрузок в канатах в установках с барабанными органами навивки, где лю-

бой отрезок каната работает при практически постоянном натяжении. Кроме того, при огибании шкива трения усилие в канате зависит от разницы натяжений набегающей и сбегающей ветвей. Постоянные изменения натяжений каната сопровождаются изменением длины шага его свивки, что приводит к кручению каната, и как следствие, к преждевременному его разрушению.

Кручение каната вызывает также повышенный износ футеровки шкива, так как при вращении канат выфрезировывает канавки на шкиве трения и углубляется в тело футеровки. При этом срок службы канатов и футеровки в многоканатных подъемных установках сокращается в 2—3 раза по сравнению с установками с барабанными органами навивки.

Допустимое давление шкива трения составляет 2,0...2,5 МПа, а напряжение в подъемных канатах допускается до 4,5 МПа, из чего видно, что возможная грузоподъемность многоканатных установок используется только наполовину вследствие недо-

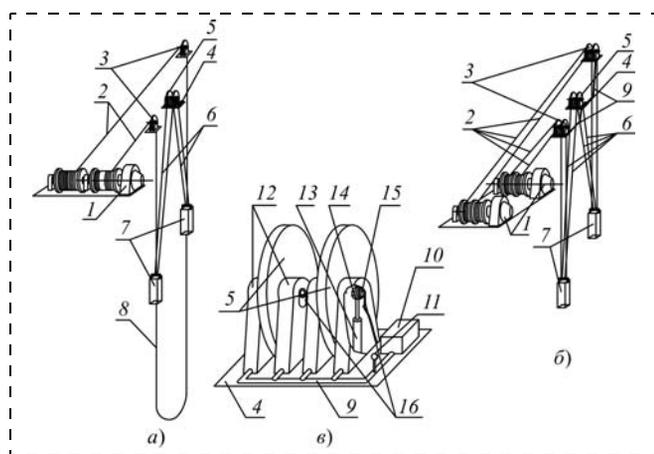
статочной прочности футеровочного материала. Увеличивать же количество подъемных канатов (более 4-х) нецелесообразно, так как в этом случае усложняются контроль за канатами и их навеска. Невыгодно также увеличивать диаметр шкивов трения.

Таким образом, как барабанные, так и многоканатные подъемные установки имеют ограничения по ряду прочностных факторов, что сужает области их применения.

ФГУП "Гипроцветмет" предложена схема комбинированной подъемной установки, которая устраняет недостатки многоканатной и барабанной подъемных установок. За основу взята подъемная установка с верхним уравнивательным канатом [2]. Основная идея такой подъемной установки заключается в том, что сопротивление движению грузевого скипа разделяется на две составляющие: сопротивление подъему самого груза, которое преодолевается концевыми подъемными канатами, закрепленными на барабанах подъемной установки, а сопротивление подъему порожнего скипа преодолевается по принципу противовеса с помощью канатов, соединяющих скипы через дополнительные шкивы на копре.

Схемы подъемных установок подобного типа показаны на рисунке.

Подъемная установка (см. рис. а) включает в себя подъемную машину барабанного типа. Скипы соединены между собой дополнительными канатами (симметрично расположенными относительно подъемного каната) через отклоняю-



Схемы подъемных установок:

а — с одним подъемным и двумя уравнивательными канатами; б — с двумя подъемными машинами, двойной параллельной навивкой подъемных канатов и двумя уравнивательными канатами; в — схема подшкивной площадки; 1 — подъемные машины; 2 — подъемные канаты; 3 — отклоняющие шкивы; 4 — подшкивные площадки; 5 — шкивы для уравнивательных канатов; 6 — уравнивательные канаты; 7 — подъемные сосуды; 8 — уравнивающий канат; 9 — трубопровод; 10 — насосная станция; 11 — манометр; 12 — опоры шкивов; 13 — гидроцилиндры; 14 — цапфа гидроцилиндра; 15 — оси шкивов; 16 — направляющие пазы в опорах шкивов

щие шкивы, размещенные на копре. Последние имеют систему автоматического поддержания нагрузки от масс скипов (см. рис. в), уравнивательных и уравнивающих канатов.

Этим достигается снятие той части нагрузки на концевые подъемные канаты, которую создают порожние скипы.

В предложенной подъемной установке отсутствуют приводные шкивы, а следовательно, исключаются те недостатки, которые были указаны выше. Шкивы работают в пассивном режиме, характерном для работы отклоняющих шкивов в установках барабанного типа. Концевые подъемные канаты могут быть загружены дополнительным поднимаемым грузом, что позволит расширить область применения барабанных установок.

Так, на Таштагольском руднике используются подъемные машины бицилиндро-конического типа (БЦК-8/5×2,7) с максимальной нагрузкой на канат около 60 т (полезный груз — 25 т, тара — около 24 т, плюс вес канатов). Таким образом, если включить в существующие подъемные установки барабанного типа дополнительные уравнивательные канаты и отклоняющие шкивы, то скипы грузоподъемностью 25 т могут быть заменены на скипы грузоподъемностью 50 т, либо за счет снижения концевой нагрузки на подъемные канаты уменьшить их диаметр и увеличить критическую глубину подъема.

Подъемная установка (см. рис. б) представляет собой несколько усовершенствованный вариант подъемной установки системы Блейера [1], сущность которой состоит в разделении каждого барабана подъемной машины на две части с параллельной навивкой на барабаны двух подъемных канатов на один подъемный сосуд. С помощью двух уравнивательных канатов, соединяющих подъемные сосуды через отклоняющие шкивы на копре, подъемные канаты освобождаются от нагрузки подъемного сосуда, за счет чего появляется возможность также как и в приведенных выше вариантах увеличить грузоподъемность канатов.

Таким образом, предложенная схема подъемной установки позволяет увеличить грузоподъемность концевых канатов в подъемных установках барабанного типа, а также исключить отрицательные факторы, влияющие на износостойкость канатов и футеровки шкивов многоканатных установок.

Список литературы

1. Храпов Ю. Д., Юхименко А. Г. Подъемные установки на зарубежных рудниках. М.: ЦНИИ ИТЭИЦМ, 1971. 68 с.
2. Еланчик Г. М. Уравновешенные системы рудничного подъема. М.: Гостопиздат, 1953. 566 с.

УДК 622.271.4

А. А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **Е. К. Соколова**, канд. техн. наук, доц., **П. В. Буянкин**, ст. преп.,
КузГТУ, г. Кемерово

E-mail: pv.buyankin@gmail.com

Исследование причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия на нагрузки опорно-поворотного устройства

Представлены краткие результаты исследований причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты, влияние ее наклона на динамические и статические нагрузки в опорно-поворотном устройстве.

Ключевые слова: экскаватор-мехлопата, наклон, опорно-поворотное устройство, динамические и статические нагрузки, центральная цапфа.

A. A. Khoreshok, E. K. Sokolova, P. V. Buyankin

Research the Causes of Inclination Turning Shovel and Assessment of their Effects on the Load Supporting and Turning Arrangement

The information on researches cause of turntable shovel, evaluation of dynamic and static loadings of elements supporting and turning arrangement by maintenance on working area for open-cast. The researches of failure piece centre pin.

Keywords: shovel, incline, supporting and turning arrangement, load and efforts, centre pin, failure.

При работе одноковшовых экскаваторов неизбежно возникает изменение его положения в пространстве. В связи с этим при проектировании заводами-изготовителями закладываются определенные условия его работы, которые отражаются в заводской документации конкретной модели машины, однако в ней порой нечетко расписываются факторы, на которые нужно обращать внимание при работе экскаватора.

Эксплуатирующие организации при ведении горных работ зачастую не имеют возможности оперативно отслеживать наклон экскаватора, возникающий по ряду причин.

Опыт многолетних наблюдений за эксплуатацией экскаваторов (как новых, так и отработавших нормативный срок службы) показывает, что при работе машины имеют место три основных

фактора, влияющих на наклон поворотной платформы и машины в целом:

1. В результате хронометражных наблюдений за работой экскаваторов ЭКГ-10 авторами определен наклон машины из-за уклона рабочей площадки, который особенно проявляется при погрузке горной массы в автосамосвалы. Установлено, что машины часто эксплуатируются в данных условиях при наличии наклона как продольного до 7° (α_1), так и поперечного до 5° .

2. Наклон машины из-за проседания грунта со стороны рабочего оборудования возникает при эксплуатации машин на грунтах со слабой несущей способностью (взорванная горная масса или глина на горном участке, разрыхленный уголь на технологическом комплексе поверхности и т. п.). Величина просадки передней части экскаватора ЭКГ-10 с длиной опорной поверхности гусенич-

ного хода в 6120 мм может достигать 400 мм и выражается в виде просадки и в форме качания экскаватора. Угол наклона достигает:

$$\alpha_2 = \arctg(400/6210) = 3,7^\circ.$$

3. Угол наклона поворотной платформы машины из-за износа элементов опорно-поворотного устройства α_3 определяется его фактическим техническим состоянием (износ посадочных мест, увеличенный зазор между гайкой и нижней рамой и пр.) и наблюдается на экскаваторах различного срока службы. Фактические углы наклона поворотной платформы экскаватора, к примеру ЭКГ-10 с роликовым кругом радиусом $R_{опу} = 1,9$ м, определены по результатам экспертных обследований:

$$\alpha_3 = \arctg(45/1900) = 1,3^\circ.$$

Таким образом, возможный угол наклона поворотной платформы машины может достигать $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 7 + 3,7 + 1,3 = 12^\circ$, при этом заводом-изготовителем ЭКГ-10 говорится об этой величине только при перегоне экскаватора, но не как при его работе, т. е. при черпании.

При анализе справочной литературы [1] и конструкторской документации [2] установлено, что при расчете экскаваторов-мехлопат не учитывается перемещение центра масс узлов машины. Влияние усилий резания и напора учитывается при определении устойчивости всей машины, однако расчет возможных нагрузок на опорно-поворотное устройство выполняется как без учета данных усилий, так и без учета динамических нагрузок,

возникающих при движении центра масс, т. е. является статическим расчетом. Влияние динамических нагрузок при проектировании учитывается динамическим коэффициентом и запасом прочности деталей, но не превышает $K_{дин} = 2$.

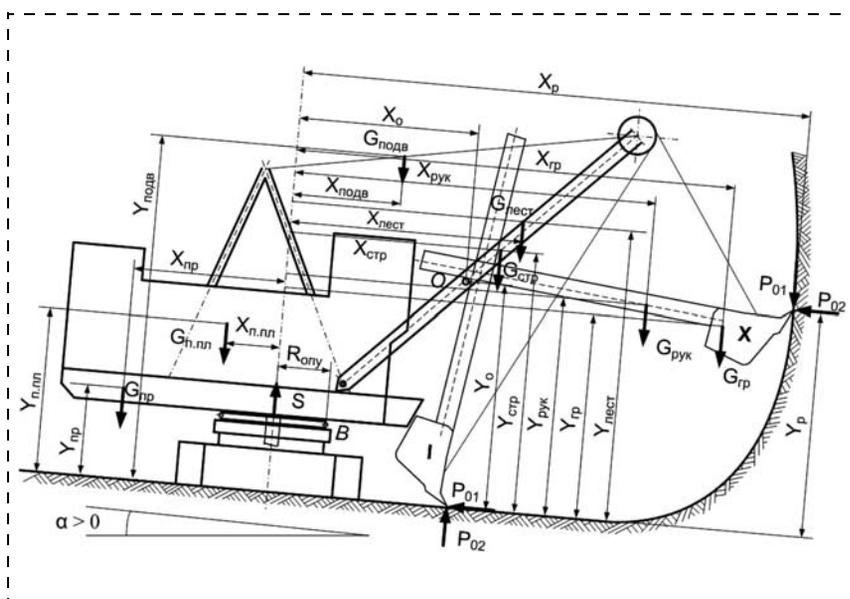
Траекторию движения, время и степень наполнения ковша горной массой, а также возникающий при работе машины наклон ее поворотной платформы необходимо учитывать в динамическом расчете, в том числе при определении уравновешенности поворотной платформы и распределении нагрузок на элементы опорно-поворотного устройства.

В результате выполненной ранее оценки причин разрушения центральной цапфы установлено, что данные отказы происходят из-за превышения нормативных нагрузок, возникающих при эксплуатации в реальных условиях [3]. Поэтому для определения качественных показателей нагрузок в опорно-поворотном устройстве проведены исследования их динамических и статических составляющих, имеющих место при черпании горной массы, а также при наличии наклона поворотной платформы.

Для учета и оценки влияния движения центра масс поворотной платформы экскаватора, в том числе при черпании, на статические и динамические нагрузки, действующие на основание, т. е. опорно-поворотное устройство, разработана расчетная схема расположения элементов механической системы на примере экскаватора ЭКГ-10 (рис. 1).

Рис. 1. Расчетная схема расположения элементов механического распределения нагрузок на опорно-поворотное устройство карьерного экскаватора ЭКГ-10:

$G_{пр}$, $G_{п.пл}$, $G_{подв}$, $G_{стр}$, $G_{лест}$, $G_{рук}$, $G_{гр}$ — вес противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием, подвески стрелы (канаты, подкосы и пр.), стрелы, лестницы стрелы, ковша с подвеской и рукоятки, грунта в i -м положении ковша за время черпания ($i = 1...10$); $X_{пр}$, $X_{п.пл}$, $X_{подв}$, $X_{стр}$, $X_{лест}$, $X_{рук}$, $X_{гр}$, $Y_{пр}$, $Y_{п.пл}$, $Y_{подв}$, $Y_{стр}$, $Y_{лест}$, $Y_{рук}$, $Y_{гр}$ — координаты центра масс противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием, подвески стрелы (канаты, подкосы и пр.), стрелы, лестницы стрелы, ковша с подвеской и рукоятки; X_0 и Y_0 — координаты напорной оси; X_p и Y_p — координаты точки разрушения или приложения усилий резания — P_{01} и напора — P_{02} ; $R_{опу}$ — радиус роликового круга опорно-поворотного устройства ЭКГ-10 (1,9 м); α — угол наклона в продольном направлении



Координаты центра масс механической системы определены следующими формулами

$$X_{C_i} = \frac{(X_{\text{пр}} G_{\text{пр}} + X_{\text{п.пл}} G_{\text{п.пл}} + X_{\text{подв}} G_{\text{подв}} + X_{\text{стр}} G_{\text{стр}} + X_{\text{лест}} G_{\text{лест}} + X_{\text{рук}} G_{\text{рук}} + X_{\text{гр}_i} G_{\text{гр}_i})}{G_{\text{общ}}}; \quad (1)$$

$$Y_{C_i} = \frac{(Y_{\text{пр}} G_{\text{пр}} + Y_{\text{п.пл}} G_{\text{п.пл}} + Y_{\text{подв}} G_{\text{подв}} + Y_{\text{стр}} G_{\text{стр}} + Y_{\text{лест}} G_{\text{лест}} + Y_{\text{рук}} G_{\text{рук}} + Y_{\text{гр}_i} G_{\text{гр}_i})}{G_{\text{общ}}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{общ}}$ — общий вес механической системы, расположенной на поворотной платформе.

Вес грунта в ковше определяется формулой

$$G_{\text{гр}_i} = K_3 t_i, \quad (3)$$

где $K_3 = G_{\text{гр}}/t$ — коэффициент заполнения ковша по времени (для ЭКГ-10 $K_3 = 25/10 = 2,5$).

Координаты центра тяжести рукояти и ковша в i -м положении за время черпания:

$$X_{\text{рук}_i} = X_0 + (vt_i + l_0^{\text{рук}}) \sin \omega t_i; \quad (4)$$

$$Y_{\text{рук}_i} = Y_0 - (vt_i + l_0^{\text{рук}}) \cos \omega t_i; \quad (5)$$

где $l_0^{\text{рук}}$ — расстояние от центра массы рукояти до напорной оси; v — скорость выдвижения рукояти (0,3 м/с); ω — угловая скорость поворота ковша и рукояти относительно напорной оси.

Координаты центра тяжести грунта в ковше в i -м положении за время черпания:

$$X_{\text{гр}_i} = X_0 + (vt_i + l_0^{\text{гр}}) \sin \omega t_i; \quad (6)$$

$$Y_{\text{гр}_i} = Y_0 - (vt_i + l_0^{\text{гр}}) \cos \omega t_i. \quad (7)$$

Влияние угла наклона α на координату X_{G_i} точки пересечения линии действия веса $G_{\text{общ}}$ с опорной поверхностью поворотной платформы (роликовый круг) в наиболее неблагоприятном случае, определено выражением

$$X_{G_i} = X_{C_i} + Y_{C_i} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

В результате расчетов, выполненных в программе MatCad, получена количественная оценка устойчивости механической системы экскаватора ЭКГ-10 при работе без наклона и при его наличии. Результаты приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Анализ полученных результатов показывает, что за время черпания при работе экскаватора ЭКГ-10 без наклона его поворотной платформы центр масс перемещается от $-0,41$ до $1,62$ м относительно ее оси вращения, за счет чего возникают добавочные динамические нагрузки на элементы опорно-поворотного устройства.

При наклоне экскаватора координаты X_{G_i} точки пересечения линии действия веса $G_{\text{общ}}$ с опорной поверхностью радиусом 1,9 м изменяются от 0,27 до 2,41 м в ($\alpha = 12^\circ$), что может привести к потере устойчивости поворотной платформы. При этом нахождение координаты X_{G_i} над передним роликом (точка B на рис. 1) будет при наклоне экскаватора в продольном направлении 4° при завершении черпания.

Таблица 1

Координаты перемещения центра масс поворотной платформы экскаватора ЭКГ-10 и узлов, расположенных на ней, и координаты X_{G_i} точки пересечения линии действия веса $G_{\text{общ}}$ с опорной поверхностью при наклоне

Время черпания t , с	Координаты центра масс по оси X , м ($\alpha = 0^\circ$)	Координаты X_{G_i} точки пересечения линии действия веса $G_{\text{общ}}$ с опорной поверхностью при наклоне		
		$\alpha = 2^\circ$	$\alpha = 4^\circ$	$\alpha = 12^\circ$
0	-0,41	-0,30	-0,19	0,27
1	-0,27	-0,16	-0,05	0,39
2	-0,11	0,00	0,10	0,54
3	0,07	0,18	0,29	0,72
4	0,28	0,39	0,49	0,93
5	0,50	0,61	0,72	1,15
6	0,74	0,85	0,96	1,40
7	0,97	1,09	1,20	1,66
8	1,20	1,32	1,44	1,92
9	1,42	1,55	1,67	2,17
10	1,62	1,75	1,88	2,41

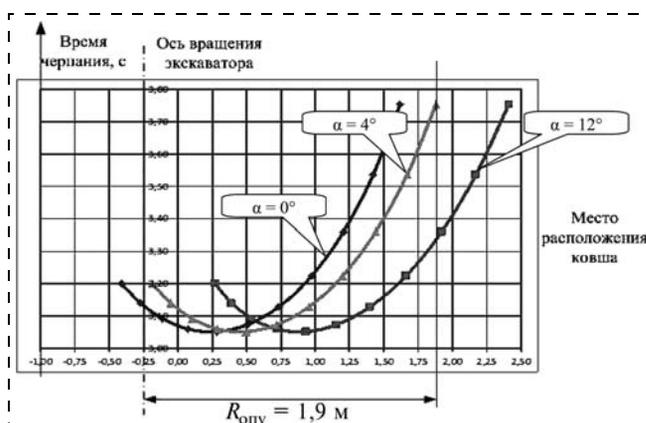


Рис. 2. Траектория перемещения центра масс механической системы поворотной платформы экскаватора ЭКГ-10 и узлов, расположенных на ней ($\alpha = 0^\circ$), и координаты X_{G_i} точки пересечения линии действия веса $G_{\text{общ}}$ с опорной поверхностью при наклоне ($\alpha = 4^\circ$ и $\alpha = 12^\circ$)

Таблица 2

Распределение динамических и статических нагрузок на центральной цапфе за время черпания

Время черпания t , с	Статическая составляющая, кН	Динамическая составляющая, кН	Усилие на цапфе, кН
0	-318,7	-305,3	-624
1	-302,7	-140,5	-443,2
2	-282,8	58,3	-224,5
3	-259	287,9	28,9
4	-231,9	544,6	312,7
5	-201,8	824,6	622,8
6	-169,7	1124	954,3
7	-136,4	1438	1301,6
8	-103,3	1762	1658,7
9	-71,6	2091	2019,4
10	-42,8	2418	2375,2

Динамический расчет отрывающего усилия в центральной цапфе выполнен с учетом влияния усилий резания и напора, а также с учетом движения центра масс. Для этого составлено уравнение моментной устойчивости относительно ребра опрокидывания (в случае с экскаватором ЭКГ-10 точка B на рис. 1).

Отрывающее усилие определено следующим выражением

$$S_i = -\frac{1}{1,9} [G_{\text{общ}}[(1,9 - X_{C_i})\cos\alpha\cos\beta - Y_{C_i}\sin\alpha\sin\beta] + (X_8 - 1,9)((-P_{01}\sin(\omega t_i) + P_{02}\cos(\omega t_i)) + Y_8(P_{01}\cos(\omega t_i) + P_{02}\sin(\omega t_i))), \quad (9)$$

где β — угол наклона в поперечном направлении; X_8 и Y_8 — координаты точки приложения усилий резания P_{01} и напора P_{02} ; 1,9 — радиус роликового круга опорно-поворотного устройства ЭКГ-10.

В результате последовательных расчетов, выполненных также в программе MatCad, получены распределение и количественная оценка динамических и статических составляющих отрывающего усилия в центральной цапфе опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10. Результаты расчета приведены в табл. 2 и на рис. 3 и 4.

В результате проведенных расчетов установлено, что потеря устойчивости поворотной платформы экскаватора приводит к увеличению отрывающей нагрузки S , воспринимаемой центральной цапфой от 29 до 2376 кН при $\alpha = 0^\circ$ и от 125 до 2494 кН при $\alpha = 12^\circ$ за время черпания.

Уровень динамических нагрузок на центральной цапфе при этом составляет 2375 кН при завершении черпания (для сравнения статические нагрузки равны -43 кН), и не может быть полноценно учтен принятыми проектирующими организациями динамическим коэффициентом и коэффициентом запаса.

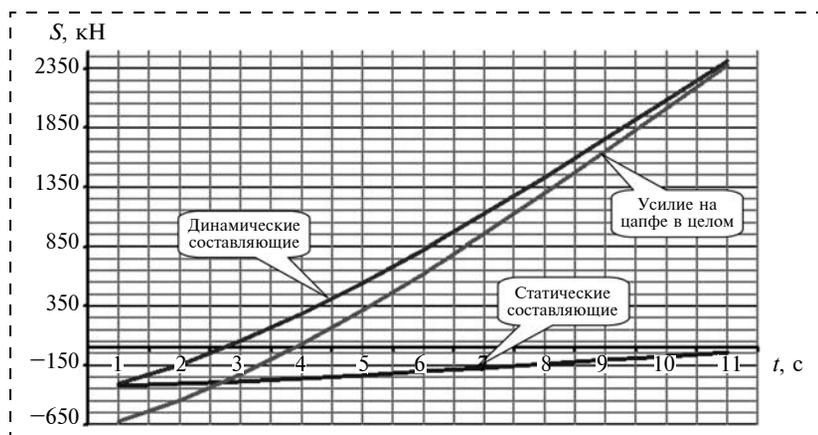


Рис. 3. Зависимость динамических и статических составляющих отрывающего усилия S в центральной цапфе опорно-поворотного устройства ЭКГ-10 от времени черпания, в том числе с учетом усилий резания и напора

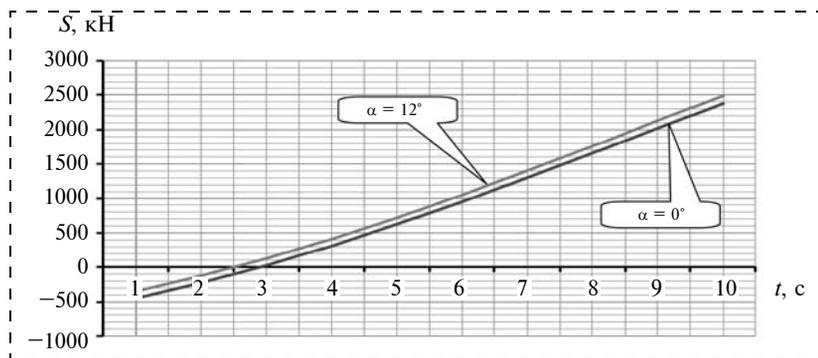


Рис. 4. Зависимость отрывающего усилия S в центральной цапфе опорно-поворотного устройства ЭКГ-10 от угла наклона поворотной платформы и воздействия внешних сил за время черпания

Список литературы

1. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: Учеб. для вузов. 6-е изд. М.: МГУ, 2007. 680 с.
2. Расчет моментов инерции экскаватора ЭКГ-10. 3532.00.00.000 РР1. Л.: ПО "Ижорский завод им. А. А. Жданова", 1983.
3. Буянкин П. В. Оценка влияния уклона рабочей площадки экскаваторов типа "прямая мехлопата" на нагрузки и отказы центральной цапфы опорно-поворотных устройств // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 5. С. 10—14.

Уменьшение динамических нагрузок при аварийном торможении шахтных подъемных установок

Рассмотрены способы демпфирования колебаний при аварийном торможении шахтных подъемных установок. Математическое моделирование динамических процессов показало, что предложенные системы обеспечивают демпфирование колебаний при аварийном торможении. Разработанные системы устраняют вредное влияние вибраций на организм людей, снижают динамические нагрузки в механической системе, предотвратят возможное скольжение канатов на многоканатном подъеме и повысят надежность и безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

Ключевые слова: шахтный подъем, лифт, динамика, канат, аварийное торможение, вибрация, колебания, замедление, масса, тормозное усилие.

A. G. Stepanov

Reduction in Dynamic Loads During Emergency Braking Shaft Hoisting Installation

The article discusses the methods of damping during emergency braking shaft hoisting systems. Mathematical modeling of dynamic processes has shown that the proposed system provides vibration damping during emergency braking. The developed systems will eliminate the harmful effects of vibration on the human body, reduce the dynamic forces in a mechanical system, will prevent potential slip ropes on multirope hoisting and increase the reliability and safety of operation of the shaft hoisting installation.

Keywords: shaft hoisting, lift, dynamics, rope, emergency braking, vibration, oscillation, deceleration, mass, braking force.

Шахтная подъемная установка представляет собой многомассовую электромеханическую систему, в которой протекают сложные колебательные процессы при пуске и торможении. Наиболее тяжелые режимы происходят во время аварийного торможения.

Особо важное значение приобретает проблема демпфирования колебаний замедления при аварийном торможении при транспортировке людей шахтным подъемом и лифтами высотных зданий и небоскребов. В зарубежной практике встречаются подъемные установки, которые транспортируют людей с глубины 2195 м со скоростью 12 м/с (шахта "Agnico Eagle", Квебек, Канада) [1], шахта "Тау-Тона" в Южно-Африканской Республике глубиной 5000 м. Клеть главного ствола ступенчатого подъема этой шахты вмещает 120 чел. [2]. Высотные здания и небоскребы имеют большое число лифтов, работа которых аналогична подъемным установкам. Например, новый небоскреб в Саудовской Аравии Kingdom Tower высотой 1000 м будет иметь 59 лифтов с максимальной скоростью

подъема около 10 м/с [3]. При аварийном торможении груз, подвешенный на вязкоупругом канате, совершает продольные колебания [4]. Таким образом, люди находящиеся в клетке (лифте), подвергаются вибрации. Тело человека благодаря наличию мягких тканей, костей, суставов, внутренних органов представляет собой сложную колебательную систему, механическая реакция которой зависит от параметров вибрационного воздействия [5]. Особенно вредны вибрации с вынужденной частотой, совпадающей с собственной частотой колебаний тела человека или его отдельных органов (резонанс). Эти частоты равны: для тела — 6...9 Гц, головы — 6 Гц, желудка — 8 Гц, других органов — в пределах 25 Гц, глазных яблок — 60...90 Гц. Установлено, что активной составляющей воздействия вибрации на организм является ускорение (замедление). При частоте колебаний от 1 до 10 Гц предельные значения ускорений следующие: 0,4 м/с² — сильно ощутимые; 1,0 м/с² — вредные; 4,0 м/с² — непереносимые [6].

1. Частота колебаний

Частотные характеристики и дальнейшие исследования рассмотрим на примере грузоподъемной установки, имеющей следующие параметры: масса машины ЦШ 5 × 4 с электродвигателем мощностью 2250 кВт, приведенная к окружности барабана трения $m_x = 50760$ кг, масса отклоняющихся шкивов $m_{шк} = 3125$ кг, масса клетки с грузом $m_y = 40500$ кг, масса клетки $m_z = 24500$ кг, максимальная длина каната $H = 1000$ м, максимальная скорость $v_{max} = 10$ м/с, канат: диаметр $d = 46,5$ мм; линейная плотность $p = 4 \cdot 8,4$ кг/м; суммарная площадь проволок $F = 4 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}$ м²; модуль упругости $E \approx 12 \cdot 10^{10}$ Па.

Частота колебаний концевой массы на канате определяется [4], [7]

$$\omega_j = k_j a, \quad (1)$$

где k_j — собственные числа механической системы; $a = \sqrt{\frac{EF}{p}}$ — скорость распространения упругой волны, м/с; j — номер гармоники.

Собственные числа k_j механической системы зависят от типа подъемной установки, массы m_y и от длины каната. Для неуровновешенных подъемных установок собственные числа для массы, подвешенной на канате, определяются из трансцендентного уравнения, которое получается из граничных условий задачи [4, 7]:

$$k_j L \operatorname{tg}(k_j L) = \frac{pL}{m_y}, \quad (2)$$

где L — длина каната, м.

Рассмотрим приближенное решение трансцендентного уравнения (2) и определим собственное число первой гармоники, поэтому индекс при k будет отсутствовать. Если $\operatorname{tg}(kL)$ разложить в ряд Тейлора и ограничиться двумя членами ряда,

получим $\operatorname{tg}(kL) = kL + \frac{1}{3}(kL)^3$. Подставив это значение в уравнение (2) и решив его относительно k , получим

$$k = \frac{1}{L} \sqrt{-1,5 + \sqrt{3 \frac{p}{m_y} L + 2,25}}.$$

Если подставить значение этой величины в формулу (1), то определим функцию частоты колебаний от длины каната, Гц:

$$W_{ГЦ}(L) = \frac{a}{2\pi L} \sqrt{-1,5 + \sqrt{3 \frac{p}{m_y} L + 2,25}}. \quad (3)$$

Для подъемных установок с уравнивающими канатами собственные числа k_j можно определить из характеристического уравнения, которое получается из определителя, приведенного в работах [4, 7]:

$$\begin{vmatrix} 0 & -\sin(k_j H) \cos(k_j H) \\ \sin(k_j L) & -\cos(k_j L) -\sin(k_j L) \\ \left[k_j \frac{m_y}{p} \sin(k_j L) - \cos(k_j L) \right] & -\sin(k_j L) \cos(k_j L) \end{vmatrix}.$$

Если раскрыть характеристический определитель, то получим детерминант характеристического определителя, который описывается трансцендентным уравнением:

$$2\sin\left(\frac{kH}{2}\right)^2 + km_y \left[\frac{-\sin(kH - 2kL) - \sin(kH)}{2p} \right] - 1 = 0.$$

Разложив члены этого уравнения в ряд Тейлора и ограничиваясь тремя членами, получим уравнение, из которого определяются функции собственных чисел для первой и второй гармоник $k_{1,2}(L)$. Частоты первой и второй гармоник колебаний массы с уравнивающим канатом $W1_{ГЦ}(L)$ и $W2_{ГЦ}(L)$:

$$W1, 2_{ГЦ}(L) = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{24p \left(\frac{12pH^2 + 24Lm_y}{48p} \pm \sqrt{\frac{H^4 p^2}{12} - H^2 L m_y p + 4HL^2 m_y p - \frac{8}{3}L^3 m_y p + L^2 m_y^2} \right)}{pH^4 + 12m_y H^2 L - 24m_y HL^2 + 16m_y L^3}}.$$

Для первой гармоники предписан знак минус, а для второй — плюс. Графические зависимости частот колебаний от длины канатов приведены на рис. 1. Характеристика частоты третьей гармони-

ки уравновешенного подъема не имеет аналитического решения, поэтому она построена по данным, полученным из графической зависимости значения определителя от собственных чисел k_3 .

Значению k_3 соответствует величина определителя, равная нулю [4, 7]. На рисунке видно, что при длине каната более 500 м частоты первых гармоник уравновешенной и уравновешенной подъемных систем практически равны.

Как проявляют себя высшие гармоники можно установить из численных экспериментов. В работе [8] разработана математическая модель многомассовой механической системы, в которой головные и уравновешивающие канаты разбиты на десять равных частей, и таким образом, распределенная масса канатов заменена сосредоточенными массами. В работе [7] показана хорошая сходимость результатов численного моделирования механических систем с распределенной массой по длине каната и многомассовых систем. Предложенная методика косвенно учитывает волновые процессы в канатах и позволяет более строго решать практические задачи динамики шахтного подъема. Разработанные программы численного моделирования механической системы, состоящей из 43 сосредоточенных масс (86 уравнений), позволяют изучить динамические процессы многоканатных подъемных установок. В качестве примера на рис. 2 приведем характеристики при подъеме груза и ступенчатом приложении тормозного усилия для случая, когда длина грузовой ветви головных канатов равна 150 м, а порожней — 950 м. Длины уравновешивающих канатов соответственно равны 915 и 118 м. Из характеристик видно, что в механической системе протекает сложный колебательный процесс. В течение периода замедления (до остановки машины) замедление грузовой ветви изменяется от $-6,5$ до $+1,0$ м/с^2 , порожней — от $-5,4$ до 0 м/с^2 ,

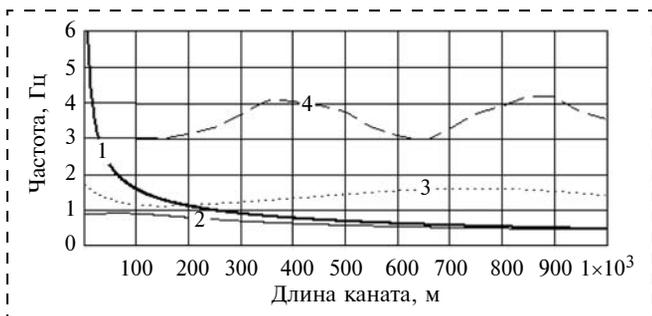


Рис. 1. Зависимость частоты колебаний от длины каната: уравновешенная система: 1 — первая гармоника; уравновешенная система: 2 — первая гармоника; 3 — вторая гармоника; 4 — третья гармоника

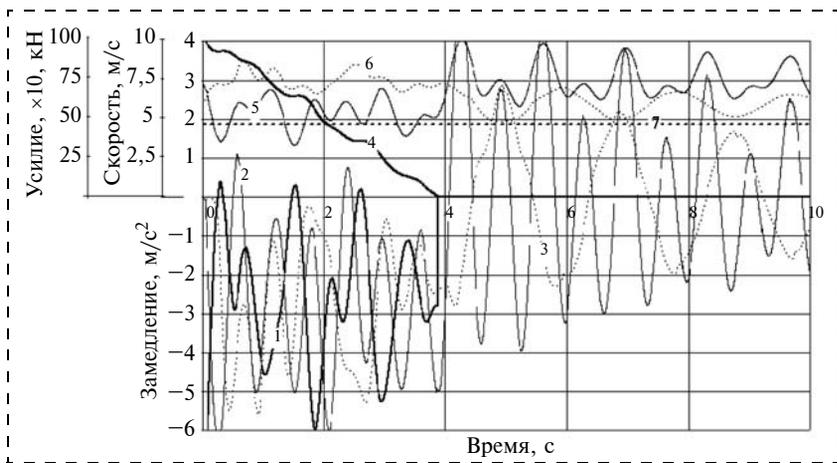


Рис. 2. Характеристики процесса торможения при подъеме груза: 1 — замедление машины; 2 — замедление грузовой ветви; 3 — замедление порожней ветви; 4 — скорость машины; 5 — усилие грузовой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

а машины — от $-8,0$ до $+0,5$ м/с^2 . После остановки машины замедление грузовой ветви изменяется от $+5,3$ до $-3,8$ м/с^2 , а порожней — от $+3,0$ до $-2,4$ м/с^2 . Максимальные усилия в грузовой ветви каната формируются после остановки машины и превышают 1000 кН. В ветвях канатов присутствуют частоты 2 Гц, которые генерируются массой уравновешивающих канатов. Так как масса машины соизмерима с массами грузов и канатов, то переменные усилия грузовой и порожней ветвей канатов, приложенные к барабану, формируют сложный колебательный процесс органа навивки. Эти замедления создают динамические усилия, которые приводят к высокочастотным колебаниям машины и порожней ветви. После остановки машины колебания порожней ветви с частотой 1 Гц близки к гармоническим, что объясняется незначительным влиянием короткой длины уравновешивающего каната. Колебания грузовой ветви существенно отличаются от гармонических из-за динамических усилий в уравновешивающем канате.

Характеристики показывают, что шахтные подъемные установки и лифты высотных зданий и небоскребов имеют частоты колебаний груза в пределах 0,7...6 Гц, которые вредны и непереносимы для человека.

В связи с этим ограничение величины замедления и демпфирование колебаний при аварийном торможении приобретают особо важное значение.

2. Программный выбор величины тормозного усилия

Правилами безопасности введены регламенты на допустимые средние значения замедлений во время аварийного торможения [9]. Доказано, что

амплитуда колебаний замедления может достигать двухкратной величины по отношению к средней величине [4, с. 168]. Для вертикального подъема нижний предел допустимого замедления $1,5 \text{ м/с}^2$ ограничен, очевидно, условиями, которые предотвратят опасный переподем при нарушении нормального режима работы подъемной установки. Верхний предел 5 м/с^2 ограничен из условия предотвращения расслабления каната при торможении (набегание сосуда на канат), так как при мгновенном значении абсолютного замедления подъемного сосуда более ускорения свободного падения сосуд начинает набегать на канат. Ограничение верхнего предела замедления предусматривает также уменьшение динамических нагрузок, которые создают чрезмерные напряжения, вызывают усталостные явления и, как следствие, уменьшают безопасность и долговечность элементов подъемной установки. Большие замедления могут вызвать недопустимое проскальзывание канатов по футеровке многоканатного барабана трения.

Тормозные устройства современных подъемных машин имеют нерегулируемую характеристику. Эта характеристика настраивается при наладке и остается неизменной в процессе предохранительного торможения. В зависимости от режима работы подъемной установки замедления при аварийном торможении при подъеме и при спуске груза отличаются на две величины, характеризующие замедления свободного выбега [4, с. 168]. Очевидно, в зависимости от того, где находится груз и по какой причине последовал сигнал на аварийное торможение, для снижения динамических нагрузок машина должна тормозиться с различными замедлениями. Допустим, груз находится в середине ствола, а сигнал на торможение поступил по причине срабатывания ограничителя скорости. В этом случае независимо от того, в каком режиме работала подъемная установка (спуск или подъем груза), целесообразно тормозить машину с минимальным замедлением, например $1,5 \text{ м/с}^2$. При подходе к приемной площадке, а также в случае необходимости экстренной остановки тормозное усилие должно выбираться из условия остановки машины на заданном участке пути. Следовательно, для каждого конкретного случая должна быть выбрана определенная величина тормозного усилия. Для реализации такого торможения разработан способ управления предохранительным торможением [10, 11], в котором в целях повышения надежности работы машины и снижения динамических нагрузок имеется программное устройство, формирующее

определенную величину тормозного усилия в зависимости от вида выполняемой операции (спуска — подъема груза), от местоположения сосуда в стволе, причины подачи сигнала на торможение. В этой схеме первая ступень тормозного усилия выбирается в зависимости от режима работы машины. Тормозные устройства подъемных машин, имеющих электропневматические или электрогидравлические регуляторы давления, позволяют просто реализовать этот принцип торможения.

3. Процесс торможения двумя ступенями

В монографии [4, с. 167] показано, что если подъемную установку представить двухмассовой системой и приложить к машине тормозное усилие ступеню, то замедление массы груза m_y характеризуется уравнением $y'' = a[1 - \cos(\omega_2 t)]$.

Здесь $a = \frac{\Sigma F}{m_x + m_y}$ — средняя величина замед-

ления подъемной системы, вокруг которой происходят колебания замедлений масс, м/с^2 ; ΣF — суммарное усилие, прикладываемое к машине; ω_2 — частота колебаний, с^{-1} . Допустим, к машине ступеню приложена сила $\frac{\Sigma F}{2}$, тогда из приведенного уравнения видно, что через полпериода ($\omega_2 t = \pi$) замедление $y'' = a$ и с этого момента должно уменьшаться. Однако если в этот момент времени к машине приложить ступеню дополнительную силу, равную первой ступени, то в механической системе сформируется еще один колебательный процесс. Последний сдвинут на половину периода по отношению к первому, и на основании принципа суперпозиции (сложения колебаний) замедление y'' останется постоянным и равным a .

С учетом этого свойства И. С. Найденко в 1980 г. предложил способ торможения, в котором тормозное усилие прикладывается двумя равными ступенями с интервалом времени, равным половине периода колебаний [12]. Покажем справедливость этого и последующих предложений на примере подъемной установки с вышеприведенной характеристикой. Для сравнительного анализа на рис. 3 приведем характеристики при спуске груза при ступенчатом приложении тормозного усилия для случая, когда длина груженой ветви — 450 м, порожней — 650 м, частоты колебаний ветвей примерно равны 0,6 Гц и они соответствуют первой гармонике, показанной на рис. 1. Замедления со-

судов изменяются от $-3,5$ до $+0,1$ м/с^2 , а барабана — от -5 до $+1$ м/с^2 . Колебания сосудов близки к гармоническим. Это объясняется тем, что в этом положении сосудов в стволе уравновешивающие канаты почти не искажают сумму гармоник колебательной системы. На рис. 4 показан процесс торможения двумя ступенями. В момент подачи сигнала на предохранительное торможение к машине ступенью прикладывается возмущение, которое формирует колебательный процесс. На отметке времени $0,55$ с, когда формируется первый пик замедления груженого сосуда, к машине прикладывается вторая ступень тормозного усилия. Замедление барабана увеличивается скачком, что приводит к существенному уменьшению колебаний ветвей канатов. Следует отметить, что наличие уравновешивающих канатов и соизмеримость масс сосудов и канатов с массой машины, которые генерируют высшие гармоники в колебательной системе, не позволяют полностью демпфировать колебания. Если применить этот способ торможения к одноконцевому подъему или к подъемной установке без уравновешивающих канатов, то будет полное демпфирование колебаний. Доказательство этого положения приведено в работе [4, с. 200]. В момент остановки машины замедление органа навивки скачком приобретает нулевое значение, а массы груженой и порожней ветвей совершают свободные колебания вокруг равновесного положения. Амплитуды колебаний определяются величинами замедлений масс в момент остановки машины и в рассматриваемом примере изменяются от $-2,0$ до $+2,0$ м/с^2 .

В практике эксплуатации подъемных установок аварийное торможение может быть как при спуске, так и при подъеме груза. В процессе торможения при спуске груза полное натяжение груженой ветви увеличивается, а при подъеме груза уменьшается на величину динамической составляющей. Однако несмотря на это, максимальные нагрузки всегда возникают при торможении в режиме подъема груза в процессе свободных колебаний (т. е. после остановки машины, см. рис. 2).

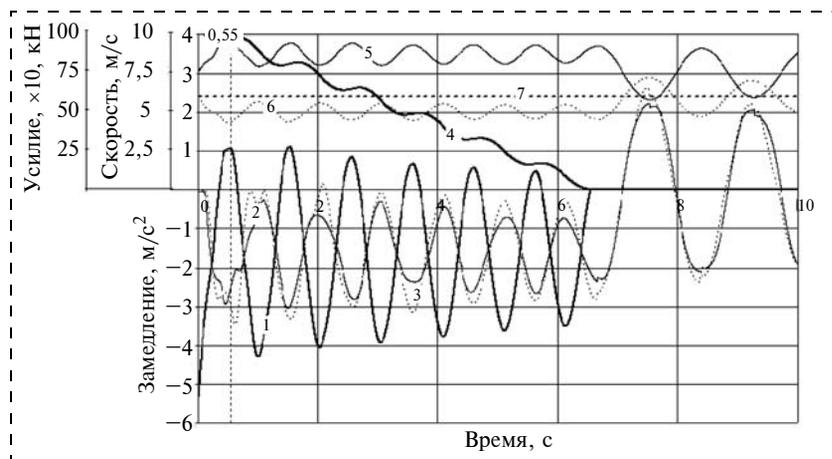


Рис. 3. Характеристики процесса торможения при спуске груза:

1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

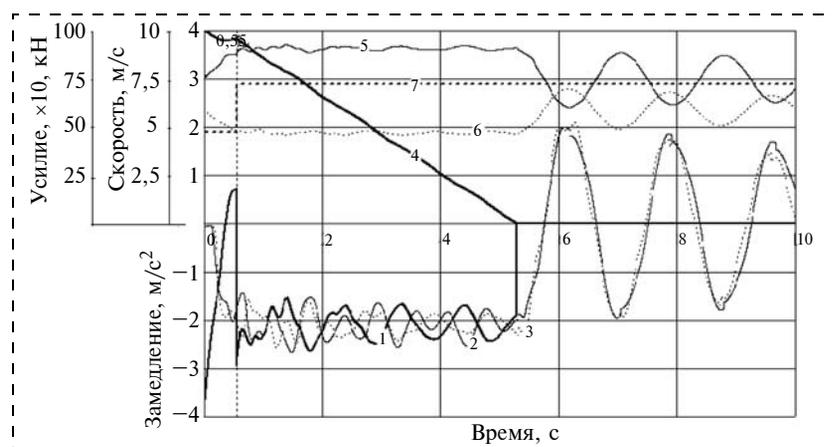


Рис. 4. Процесс торможения двумя ступенями:

1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

Здесь следует обратить внимание на тот факт, что при испытаниях подъемных установок, при ревизиях и наладках, проводимых в соответствии с требованиями Правил безопасности [9], электро-механическая служба шахт и рудников часто предъявляет более жесткие требования к торможению при спуске груза, чем при подъеме. Видимо, сказывается психологический фактор, и наладчикам предлагаются режимы торможения при спуске груза либо с ограничением веса груза, либо с ограничением максимальной скорости. В то же время, процесс торможения в режиме подъема груза вызывает меньшую тревогу и опасения, хотя, именно при этом случае, возникают максимальные нагрузки.

Таким образом, демпфирование колебаний в процессе торможения хоть и целесообразно, но не всегда позволяет существенно снизить нагрузки в элементах машины при торможении.

4. Процесс торможения при ступенчатом изменении тормозного усилия

В целях уменьшения динамических нагрузок после остановки машины предложен способ торможения подъемной машины [13], в котором тормозное усилие перед остановкой при скорости

$$v_c = -\frac{a}{2} T$$

Здесь T — период колебаний, с.

Другими словами, остановка машины после подачи сигнала на снижение усилия должна произойти за время, равное половине периода колебаний, при этом замедление должно упасть до минимальной величины. На рис. 5 показаны характеристики моделирования предложенного способа торможения.

На рисунке видно, что при скорости $v_c = 0,35$ м/с (отметка времени 5,3 с) тормозное усилие ступенчато уменьшается. В этот момент усилие в грузовой ветви больше суммы усилий порожней ветви и тормоза, машина в течение 0,1 с движется с ускорением, а затем абсолютная величина замедления увеличивается и на отметке времени 5,82 с машина останавливается. Замедления сосудов достигают минимального значения и после остановки машины сосуды имеют минимальные колебания. Усилия в канатах устанавливаются равными статическим. После остановки машины для надежного стопорения тормозное усилие увеличивается до максимального значения.

5. Процесс торможения при линейном изменении тормозного усилия

В монографии [4, с. 177] показано, что амплитуда колебательного процесса зависит от интенсивности приложения возмущающего воздействия. Доказано, если изменение тормозного или двигательного усилия происходит за время, кратное периоду колебаний, то переходный процесс получается апериодическим. Этот вывод можно положить в основу способа управления электродвигателем или тормозом. Суть этого способа заключается в том, чтобы при пуске и торможении ускорение и замедление машины изменялись по линейному закону, при этом величина рывка (производная ускорения или замедления) определяется из условия, что время изменения ускорения кратно периоду колебаний.

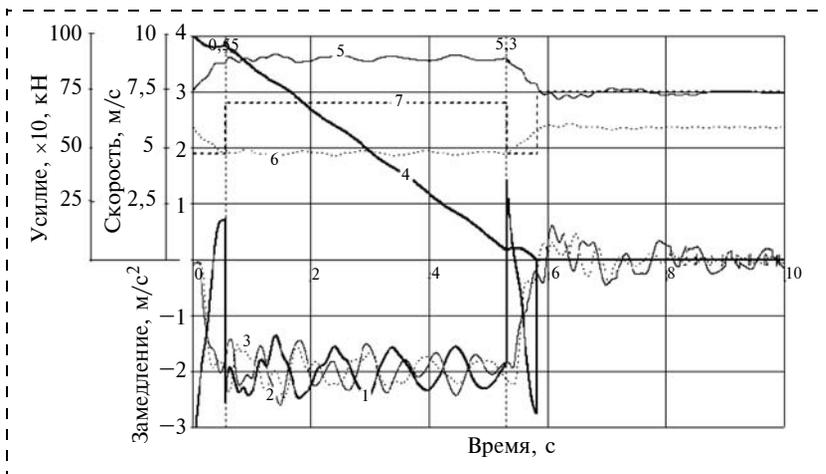


Рис. 5. Процесс торможения при ступенчатом изменении тормозного усилия: 1 — замедление машины; 2 — замедление грузовой ветви; 3 — замедление порожней ветви; 4 — скорость машины; 5 — усилие грузовой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

Реализация такого способа управления для привода шахтного подъема с электродвигателем постоянного тока была осуществлена проф. В. М. Чермалыхом [14]. Этот способ уменьшения динамических нагрузок можно применить к тормозным устройствам, однако, как показано на рис. 5, после остановки машины возникают большие колебания сосудов.

Для уменьшения динамических нагрузок в элементах подъемной установки после стопорения предлагается устройство предохранительного торможения [15], в котором тормозное усилие перед стопорением уменьшается за время, равное периоду колебаний. Скорость v_c , при которой следует подавать сигнал на уменьшение тормозного усилия, определяется из следующих соображений. При снижении тормозного усилия через промежуток времени, равный периоду колебаний, скорость машины должна стать равной нулю. В этот момент замедление сосуда будет минимальным. В работе [4, с. 207] доказано, что для двухмассовой системы эта скорость равна

$$v_c = -\left(a_2 T - \frac{\rho_1}{2} T^2\right) \left(1 - \frac{m_x}{m_x + m_y}\right), \quad (4)$$

где a_2 — средняя величина замедления, м/с²;

$$\rho_1 = \frac{a_2}{T} \text{ — рывок, м/с}^3.$$

Характеристики переходного процесса при линейном изменении тормозного усилия показаны на рис. 6. При подаче сигнала на торможение к машине прилагается ступенчато тормозное уси-

лие, равное статическому сопротивлению, а затем, за время, равное периоду колебаний, линейно увеличивается до максимальной величины. На отметке времени 5,2 с при скорости $v_c = 0,91$ м/с следует сигнал на уменьшение тормозного усилия. После остановки машины для надежного стопорения тормозное усилие увеличивается до максимальной величины. Характеристики усилий показывают, что такой способ торможения обеспечивает демпфирование колебаний в процессе торможения и после остановки машины.

6. Процесс торможения с остановкой за время, кратное периоду колебаний

Максимальные динамические нагрузки подъемные установки испытывают после остановки машины. Амплитудные характеристики переходного процесса после остановки машины определяются начальными условиями в момент, когда скорость машины становится равной нулю.

Например, если в момент остановки машины мгновенное значение замедления сосуда равно нулю, то в этой ветви будут минимальные динамические нагрузки. Отметим тот факт, что в реальной машине в момент остановки получить замедление сосуда, равное нулю (без предварительного вмешательства в систему регулирования тормоза), не представляется возможным. Это объясняется тем, что в любой машине присутствуют силы вязкого сопротивления, которые приводят к затуханию колебаний и к приближению к среднему замедлению. Следовательно, минимум замедления сосудов удаляется от нуля. Тем не менее, способ торможения, основанный на выборе величины тормозного усилия, которое обеспечит остановку машины за время, кратное периоду колебаний [13], позволит снизить динамические нагрузки. Для реализации такого способа торможения предложено устройство [16], в котором определяются направление движения (подъем или спуск груза), статическое сопротивление, массы машины и сосудов, местоположение груза и его скорость. Эти параметры позволяют вычислить жесткость каната, частоту и период колебаний и опре-

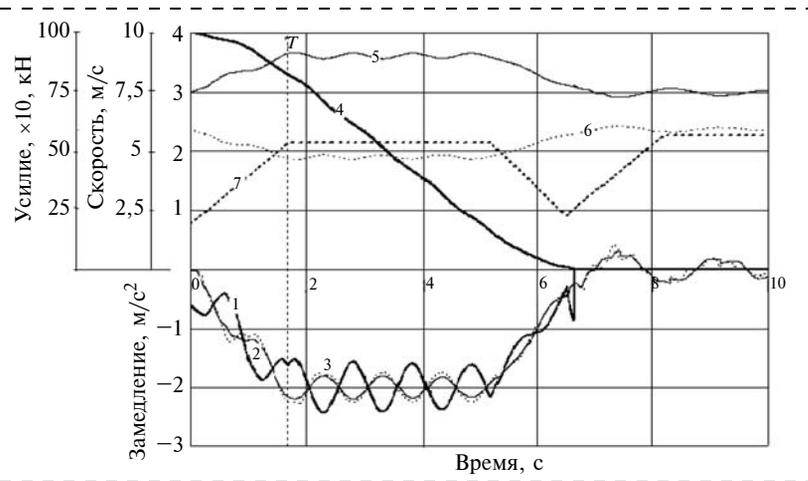


Рис. 6. Процесс торможения при линейном изменении тормозного усилия: 1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

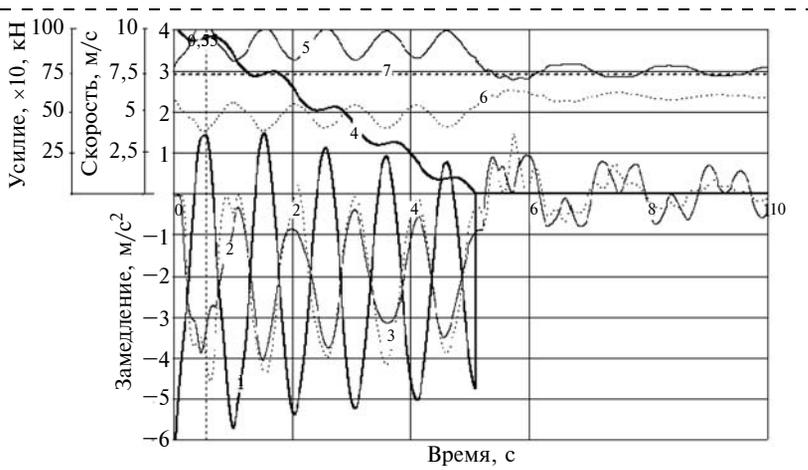


Рис. 7. Процесс торможения с остановкой за время, равное пяти периодам колебаний: 1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

делить величину тормозного усилия, которое остановит машину за время, кратное периоду колебаний [4].

На рис. 3 показан переходный процесс при торможении машины, которая останавливается за шесть с половиной периодов колебаний. Если использовать предложенное устройство [13] и определить величину тормозного усилия, которое будет тормозить машину более интенсивно и остановит ее, например, за время, равное пяти периодам колебаний, то получим переходный процесс, показанный на рис. 7. Видно, что после остановки машины амплитудная величина замедления груженого сосуда не превышает 1 м/с². Полные натяжения канатов незначительно отличаются от статических.

7. Система автоматического поддержания заданного замедления

Получение необходимого замедления машины может быть возложено на замкнутую систему автоматического регулирования тормозом, на вход которой поступает заданная величина замедления. В этой системе нет необходимости определять вид операции, степень загрузки сосуда и местоположение груза в стволе шахты. Однако главное достоинство такой системы в том, что она поддерживает заданное замедление машины при изменении коэффициента трения между колодкой и тормозным ободом, который зависит от многих факторов: температуры, удельного давления, скорости, попадания воды или масла на тормозной обод. К тормозным устройствам в этом случае предъявляются повышенные требования. Они должны иметь высокое быстродействие, хорошую регулируемость, малый гистерезис.

В отечественной и зарубежной практике шахтного подъема создание систем регулируемого предохранительного торможения (СРПТ) шло именно в этом направлении [17—19]. На первом этапе создания этих систем были получены положительные результаты. Экспериментальная проверка первых СРПТ проводилась на наклонном подъеме [18]. Отметим особенности применения СРПТ на наклонных подъемных установках. Во-первых, на этих установках частота колебаний ниже по сравнению с вертикальным подъемом [4]. Во-вторых, для наклонных подъемов отношение массы груза с канатом к массе машины значительно меньше, чем для вертикальных. Как показано в работе [4],

в зависимости от величины этого отношения определяется амплитуда колебаний замедления машины. Для рассматриваемых примеров это отношение равно 1,49, а это значит, что амплитудное значение замедления машины может превышать среднюю величину в 2,49 раза, что подтверждается, например, характеристиками на рис. 7. Для наклонных подъемов отношение массы груза с канатом к массе машины находится в пределах 0,2, следовательно, замедление машины может превышать среднюю величину в 1,2 раза. Таким образом, в системе регулирования тормозом наклонной подъемной установки действуют медленно изменяющиеся силы, которые не вызывают больших отклонений замедления машины. Основное предназначение систем регулируемого предохранительного торможения — это мощные подъемные установки. В первую очередь, к таким установкам относятся многоканатные подъемные машины, работающие с высокими скоростями и сложными динамическими режимами. Кроме этого, на многоканатном подъеме из-за больших динамических нагрузок в ветвях канатов возможно скольжение канатов по футеровке барабана, которое чрезвычайно опасно и недопустимо при эксплуатации машины [8]. Если тормозное устройство описать аperiodическим звеном первого порядка, то можно построить математическую модель системы автоматического регулирования, которая должна поддерживать заданное замедление. На рис. 8 показаны характеристики переходного процесса при заданном замедлении -2 м/с^2 с постоянной времени тормоза $\tau = 0,1 \text{ с}$. На рисунке видно, что система автоматического регулирования тормозного усилия способна

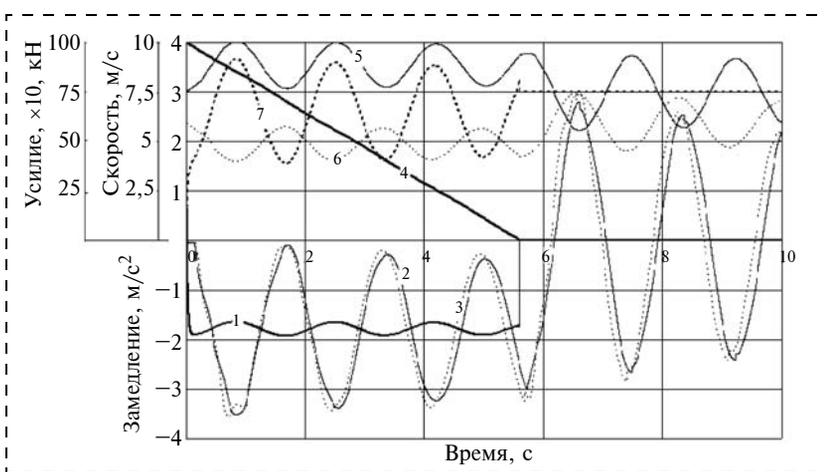


Рис. 8. Характеристики системы автоматического поддержания заданного замедления: 1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — усилие тормоза

способна поддержать заданное замедление с небольшой ошибкой, которая зависит от коэффициента усиления. Однако при этом колебания грузов остаются максимальными. В работе [4, с. 216] доказано, что в таких системах всегда присутствуют колебания. Амплитуды колебаний после остановки можно уменьшить, если заданное замедление перед остановкой машины уменьшить как показано на рис. 5 и 6. Таким образом, на наклонном подъеме системы автоматического регулирования позволяют получить заданное замедление и устранить набегание сосуда на канат. Отметим, что на наклонных подземных подъемных установках, работающих в ус-

ловиях, опасных по газу и пыли, разработан ряд разомкнутых систем торможения, в которых в качестве датчика скорости используется насос, давление на выходе которого определяет режим подъема или спуска груза [20—22]. При аварийном торможении это давление поступает в подзолотниковую камеру регулятора давления, который определяет режим торможения.

8. Система автоматического демпфирования колебаний

В монографии [4] показано, что в математической модели механической системы подъемной установки силы, характеризующие диссипативные свойства, определяются произведением коэффициента диссипации и разностью скоростей машины и груза. В реальной механической системе подъема коэффициент диссипации всегда меньше частоты колебаний и, как следствие, корни характеристического уравнения комплексные. Это говорит о том, что в такой механической системе всегда будут колебания. Однако если допустить, что такие силы можно ввести в систему при помощи тормоза, то переходный процесс станет апериодическим. Создание сил, пропорциональных силам вязкого демпфирования, можно возложить на систему автоматического демпфирования колебаний. Возможность создания таких систем доказана в работах [4, с. 92], [8]. В системе автоматического демпфирования колебаний тормозное усилие равно сумме нерегулируемого и корректирующего, т. е. $F_m(t) = F_{1m}(t) + F_{2m}(t)$. Работу тормозного устройства можно описать апериодическим звеном первого порядка [4, с. 65]. Тогда дифференциальные уравнения, характеризующие переходные процессы в тормозе, будут

$$\tau F'_{1m}(t) + F_{1m}(t) = F_{\max}; \quad \tau F'_{2m}(t) + F_{2m}(t) = I,$$

где $I = k_m[k_1(x' - y') + k_2(x' - z')]$ — суммарный сигнал обратной связи, Н; x', y', z' — скорости машины, груженого и порожнего сосудов, м/с; k_m, k_1, k_2 — коэффициенты усиления.

Для реализации системы регулирования необходимы датчики скорости сосудов и надежные каналы трансляции сигналов в здание подъемной машины. Динамические процессы при аварийном торможении показаны на рис. 9. Видно, что система позволяет почти полностью демпфировать колебания усилий в груженой и порожней

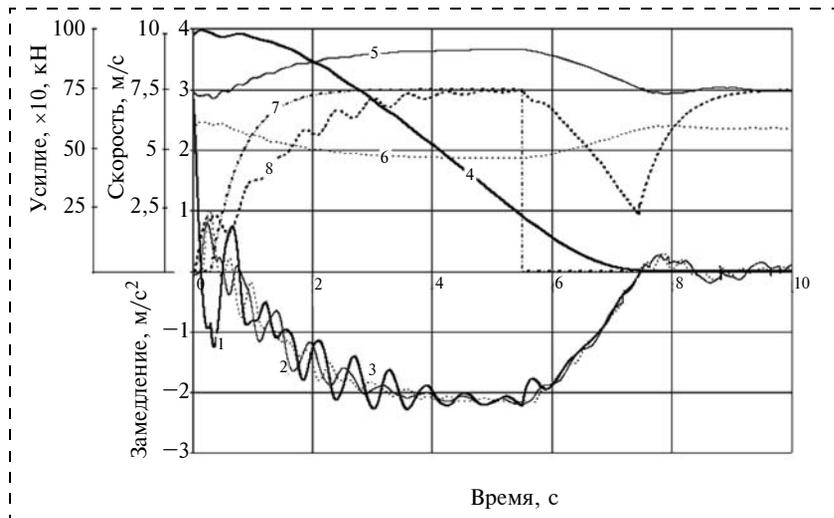


Рис. 9. Характеристики системы автоматического демпфирования колебаний: 1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — нерегулируемое усилие тормоза; 8 — суммарное тормозное усилие

ветвях канатов. На отметке времени 5,5 с, тормозное усилие уменьшается, что позволяет получить минимальные колебания сосудов после остановки машины. Для обеспечения такого переходного процесса система автоматического регулирования создает суммарное тормозное усилие $F_m(t)$, которое показано на фоне экспоненциальной характеристики $F_1(t)$. Характер изменения результирующего усилия $F_m(t)$ несущественно отличается от экспоненциального и вселяет уверенность в возможность реализации синтезированной тормозной характеристики на реальной машине. Системы автоматического демпфирования колебаний снижают уровень динамических нагрузок, исключают скольжение канатов на многоканатных подъемах и повысят безопасность и долговечность эксплуатации машин.

9. Система автоматического регулирования заданной скорости

Проведенные исследования позволяют сформулировать требования для получения минимальных усилий при аварийном торможении. Например, при спуске груза в момент подачи сигнала на аварийное торможение электродвигатель отключается и к машине ступенчато прикладывается усилие, равное статическому сопротивлению. Для компенсации этого возмущения тормозное усилие должно ступенчато увеличиться до величины статического сопротивления. Далее установлено, что для формирования минимальных динамических нагрузок замедление машины должно изменяться по ли-

нейному закону, при этом величина рывка определяется из условия, что время изменения замедления кратно периоду колебаний. После этого подъемная установка должна двигаться с постоянным замедлением. При достижении скорости v_c следует сигнал на уменьшение замедления и скорость машины уменьшается. В целях обеспечения безопасности минимальную величину замедления рекомендуется принимать равной примерно

$-0,3 \text{ м/с}^2$, с которой происходит движение до остановки машины. Сформулированные требования позволяют определить законы изменения замедления $A_{\text{зад}}(t)$ и скорости $v_{\text{зад}}(t)$ в процессе аварийного торможения, которые, надо полагать, обеспечат минимальные динамические нагрузки. На рис. 10 приведены фрагмент программы и закономерности, полученные в пакете MathCAD 14. Аналогично, как в системе автоматического демпфирования колебаний, в этой системе на тормозное устройство возлагается создание корректирующего усилия, которое пропорционально сигналу $I = k_m k_1 [v_{\text{зад}}(t) - x']$. На рис. 11 приведены результаты математического моделирования системы автоматического регулирования заданной скорости. Оказалось, система автоматического регулирования заданной скорости демпфирует колебания в обеих ветвях канатов, снижая динамические усилия при аварийном торможении подъемных установок. Действительная скорость машины в процессе торможения больше заданной и только перед остановкой становится меньше заданной. При действительной скорости, меньше заданной, сигнал корректирующего усилия становится отрицательным и результирующее усилие уменьшается ниже первой ступени тормозной характеристики.

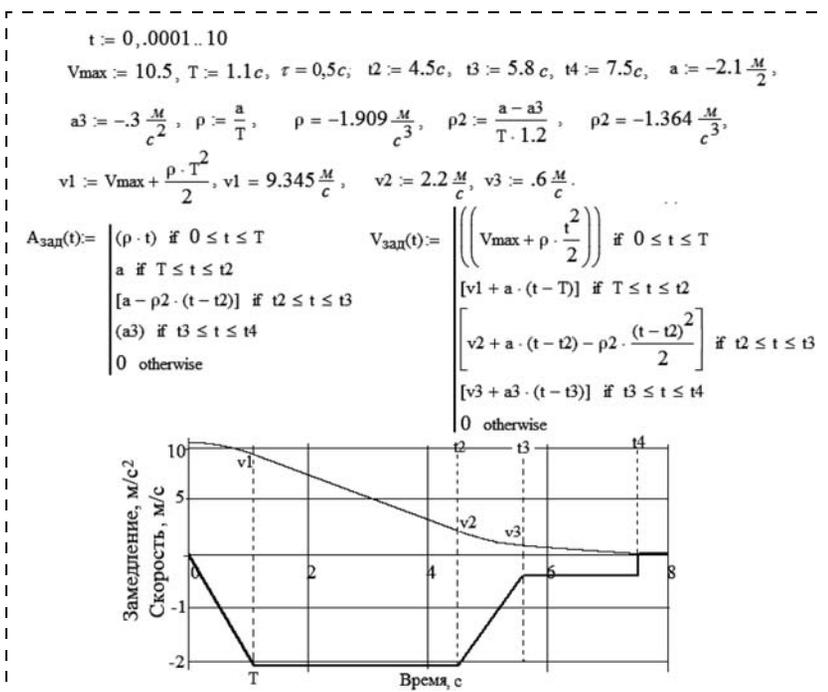


Рис. 10. Фрагмент программы определения заданной скорости

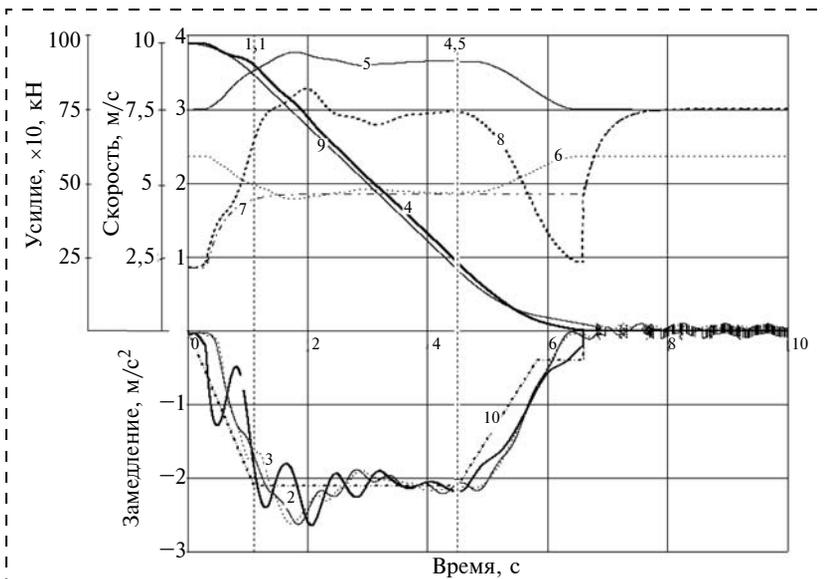


Рис. 11. Характеристики системы автоматического регулирования заданной скорости: 1 — замедление машины; 2 — замедление грузового сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие грузной ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — нерегулируемое усилие тормоза; 8 — суммарное тормозное усилие; 9 — заданная скорость; 10 — заданное замедление

Синтезированная суммарная тормозная характеристика получена при постоянной времени тормоза $\tau = 0,5 \text{ с}$. Она вполне реализуема на современных подъемных машинах. В отличие от системы автоматического демпфирования колебаний в этой системе нет необходимости замерять скорости сосудов и транслировать их сигналы в здание машины, осуществление которых в настоящее время связано с определенными трудностями. Эта система принципиально отличается от системы автоматического регулирования, поддерживающей заданное замедление. Если подъемную установку представить двухмассовой механической системой, то при ступенчатом возмущении сигналы регулирования будут $x'' = A_{\text{зад}}(t) = k_1 \cos(\omega_2 t)$, $x' = v_{\text{зад}}(t) = k_2 \sin(\omega_2 t)$ [4, с. 167], где x'' — замедление машины, м/с^2 ; k_1 и k_2 — ко-

эффиценты пропорциональности, зависящие от соотношения масс машины и конечного груза и значений заданных величин. Следовательно, максимумы и минимумы этих величин сдвинуты на половину периода, т. е. когда величина сигнала максимальна для первого случая, для второго случая она равна нулю и наоборот. Тем не менее обе системы поддерживают заданные величины, только при регулировании замедления колебания сосудов не уменьшаются, а при регулировании скорости происходит частичное демпфирование.

Положительные результаты математического моделирования системы автоматического регулирования заданной скорости позволяют прогнозировать создание простой системы регулирования для машин с дисковыми тормозами, которые обладают высоким быстродействием ($\tau = 0,1$ с) и имеют хорошую регулируемость [23]. Например, заданную скорость можно формировать из условия обеспечения заданного замедления, а при скорости v_c дальнейшее уменьшение заданной скорости рассчитывается из условия, что замедление скачком изменяется до величины замедления свободного выбега при подъеме груза или до величины $-0,3$ м/с² при спуске груза. Характеристики такой системы регулирования приведены на рис. 12. Предлагаемая система поддерживает заданную скорость с частичным демпфированием колебаний во время торможения и существенно уменьшает колебания и динамические нагрузки после остановки машины. Простота системы создает предпосылки успешной реализации ее на современных шахтных подъемных установках.

* * *

Внедрение разработанных систем позволит устранить вредное влияние вибраций на организм людей, снизить динамические нагрузки в механической системе, предотвратить возможное скольжение канатов на многоканатном подъеме и повысить надежность и безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

Список литературы

1. **Klaus Kay.** Brake Control Strategy Reducing After-Stop Conveyance Oscillation. Hoist and Haul. 2010. Inter-

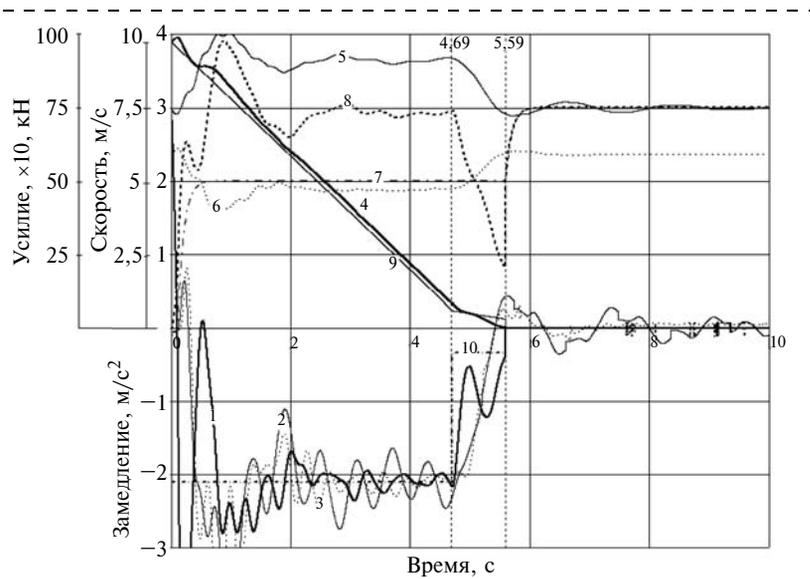


Рис. 12. Характеристики системы автоматического регулирования заданной скорости машин с дисковыми тормозами:

1 — замедление машины; 2 — замедление груженого сосуда; 3 — замедление порожнего сосуда; 4 — скорость машины; 5 — усилие груженой ветви; 6 — усилие порожней ветви; 7 — нерегулируемое усилие тормоза; 8 — суммарное тормозное усилие; 9 — заданная скорость; 10 — заданное замедление

national Conference on Hoisting and Haulage. Las Vegas, Nevada, United States.

2. **10 Самых** глубоких шахт мира. [Электронный ресурс]. URL: http://www.coal.dp.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=12345:10-----&catid=25:the-project&Itemid=27

3. URL: <http://realty.rbc.ru/msk/articles/03/08/2011/562949981057400.shtml>

4. **Степанов А. Г.** Динамика машин. Екатеринбург: Российская академия наук, 1999. 392 с.

5. **Вибрация.** Неблагоприятные воздействия вибрации на организм человека. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.medicfactory.ru/vibraciya.htm>

6. **Действие** вибрации на организм человека. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.knowed.ru/index.php?name=pages&op=view&id=1690>

7. **Степанов А. Г.** Теоретические основы динамики шахтного подъема // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 7. С. 31—40.

8. **Степанов А. Г.** Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъемной установки // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 24—35.

9. **Единые** правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. ПБ 03-553-03, 2003.

10. **А. с. 350744.** Способ управления аварийным торможением / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 27, 1972.

11. **Степанов А. Г., Попов В. А.** Подъемным машинам — программное предохранительное торможение // Уголь. 1972. № 2. С. 65—66.

12. **А. с. 716960.** Способ торможения подъемных машин / Найдено И. С. Бюл. № 7, 1980.

13. А. с. 1054284. Способ торможения подъемной машины / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 42, 1983.

14. Киричок Ю. Г., Чермалых В. М. Привод шахтных подъемных установок большой мощности. М.: Недра, 1972. 336 с.

15. А. с. 753761. Устройство для управления предохранительным торможением подъемной установки / Степанов А. Г., Озорнин М. С. Бюл. № 29, 1980.

16. А. с. 1229158. Устройство для выбора величины тормозного усилия канатного подъемника / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 17, 1986.

17. Белобров В. И., Абрамовский В. Ф., Самуся В. И. Тормозные системы шахтных подъемных машин. Киев: Наукова думка, 1990. 174 с.

18. Траубе Е. С., Найдено И. С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин. М.: Недра, 1980. 230 с.

19. Хойшен А. Совершенствование подъемных установок для главных шахтных стволов // Глюкауф. 1988. № 23/24. С. 10—13.

20. А. с. 800122. Система управления пружинно-гидравлическим приводом тормоза шахтных подъемных машин / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 4, 1981.

21. А. с. 948869. Система управления тормозом шахтной подъемной машины / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 29, 1982.

22. А. с. 1180350. Система управления тормозом шахтной подъемной машины / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 35, 1985.

23. Степанов А. Г. Математическое моделирование динамических процессов привода дискового тормоза шахтных подъемных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 11. С. 2—15.

УДК 622.625.28

К. А. Зиборов, канд. техн. наук, доц.,
Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина

E-mail: ziborov@nmu.org.ua

Характеристики фрикционной пары "колесо—рельс" шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах

Рассмотрено упруго-фрикционное взаимодействие тела с поверхностью при наличии тангенциальной силы. Разработаны основные теоретические положения, позволяющие выявить закономерности изменения сцепления пары "колесо—рельс" шахтного локомотива и сопутствующих им энергетических затрат в зависимости от фрикционных свойств контактирующих звеньев.

Ключевые слова: шахтный локомотив, фрикционная пара, пятно контакта, скорость относительного скольжения поверхностей, упругие характеристики материала, дискретный характер взаимодействия.

К. А. Ziborov

Characteristics of Friction Pair "Wheel—Rail" of Mining Locomotive with Kinematical and Power Imperfections

The elastic-frictional interaction of a body and surface with tangential force occurrence is described. The general theoretical proposition, which could detect the physical law of mining locomotive's wheel and rail adhesion and forthcoming energy consumption in connection with contacting links properties is developed.

Keywords: mining locomotive, friction pair, the contact patch, the rate of relative surfaces sliding, the elastic properties of the material, the discrete characteristic of interaction.

Введение

От эффективности функционирования и надежности шахтных локомотивов в значительной мере зависят экономические показатели работы

горно-добывающих предприятий [1]. В свою очередь, перечисленные факторы непосредственно зависят от качества проектирования локомотивов, которое определяется знанием процессов, проте-

кающих в различных его звеньях, умением рассчитывать эти процессы, выбирать параметры шахтного локомотива такими, при которых была бы минимальной или допустимой динамическая нагрузка его звеньев и максимальной — эффективность реализации силы тяги.

Особые условия эксплуатации шахтных транспортных сосудов: стесненность рабочего пространства; работа во взрывоопасной рабочей атмосфере и в наклонных выработках; возникновение внезапных перегрузок, значительно превышающих номинальные; отсутствие тормозных систем поезда; абразивность транспортируемого материала; влажность среды; химическая активность шахтных вод и др. формулируют особые требования к транспортным средствам, учет которых обязателен при их конструировании и эксплуатации.

Существующая проблема недостаточного использования фрикционных свойств выходных звеньев подвижного состава шахтного и рудничного рельсового транспорта и рельсов приводит к неоправданному энергетическим потерям за счет снижения его эксплуатационных характеристик. Полная реализация силы сцепления, определяющая эффективность привода транспортного средства, — важное условие создания наиболее совершенных устройств и систем управления режимами работы локомотивов.

Если ранее задача состояла в том, чтобы расширить типоразмерный ряд шахтных и рудничных локомотивов, с целью реализовать предельное по сцепному весу значение силы тяги, то в настоящее время при создании новых локомотивов она заключается в том, чтобы найти резервы повышения использования силы тяги без увеличения сцепной массы локомотива. А для этого необходимо научиться активно управлять силами сцепления колес локомотива с рельсами наиболее эффективным способом, не увеличивая осевую нагрузку на рельс [4—7]. Это нельзя решить без детального изучения явлений, происходящих в зоне контакта колеса и рельса в различных условиях [2—4, 8]. При этом зависимость, описывающая характер взаимодействия контактирующих материалов фрикционной пары, необходима не только для расчета сцепления колеса с рельсом, режимов тяги и торможения, но также и для определения условий схода колесных пар с рельсов, возникающих боковых сил и скорости изнашивания, в особенности при прохождении кривых малого радиуса.

Поэтому применение системного подхода к задачам проектирования шахтного локомотива

с учетом взаимодействия колеса и рельса на основе обобщения существующего опыта эксплуатации приведет к увеличению эффективности использования тягово-тормозных свойств подвижного состава, снижению износа и числа дефектов колес и рельсов, а также обеспечению устойчивой работы тележек, включая вопросы безопасности.

Цель работы — разработка основных теоретических положений фрикционного взаимодействия выходных звеньев шахтного локомотива и рельсового пути, позволяющих научно обоснованно подходить к решению различных задач при их проектировании.

Материал и результаты исследований

Исследования показывают [2—5], что предельное использование тяговых свойств локомотивов, и в частности реализация максимального коэффициента сцепления, зависят от количества выделяющейся в контакте колеса с рельсом энергии, которая различна в разных условиях движения локомотива.

Как известно, движение тела в некоторый момент времени определяется вектором линейной скорости произвольно выбранной отсчетной точки тела и вектором его угловой скорости во вращательном движении относительно некоторой оси, проходящей через эту точку. Влияние перечисленных выше факторов приводит к тому, что для колеса при каждом его обороте вероятность совпадения одних и тех же точек контакта O_1 и O_2 (рис. 1) на поверхности колеса и рельсового пути является случайным. При движении колесных пар шахтных локомотивов встречаются различные соотношения линейной скорости движения колесной пары v_1 и скорости вращательного движения v_2 . Эти соотношения можно характеризовать величиной скорости относительного скольжения $v_1 v_2$.

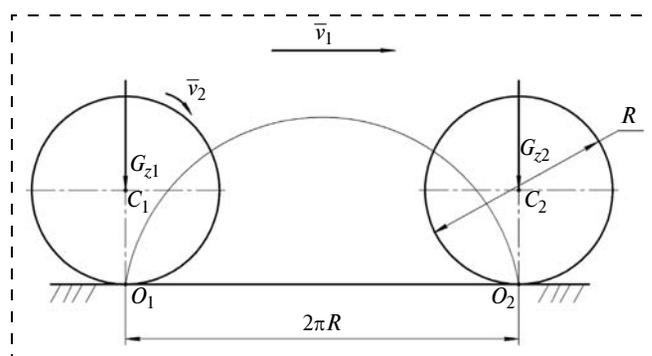


Рис. 1. Схема прямолинейного движения колеса

Реальные условия взаимодействия колеса и рельса приводят к тому, что в каждый момент времени не только действуют различные силы нажатия колеса на рельс (G_{z1}, G_{z2}), но и изменяются форма и размеры опорной площадки.

Учитывая наличие всегда имеющих неровностей микропрофиля контактирующих поверхностей, принято различать номинальную и фактическую величину опорной площадки. Наблюдения и замеры показали [3, 9, 10], что внутри эллипса, образующего согласно расчетам номинальную опорную поверхность контактирующих тел, их контакт не сплошной, а представлен рядом площадок. И именно на этой фактической площадке контакта происходят силовые процессы взаимодействия фрикционной пары "колесо — рельс". Поэтому в формировании касательной реакции Q_{xy} участвуют элементарные силы Q_{xyi} , действующие на каждой из i -точек фактического контакта (рис. 2). Поэтому при проведении аналитических исследований следует исходить из размеров элементарной площадки поверхностей контактирующих тел.

Действие внешних сил на звенья фрикционной пары "колесо — рельс" приводит к возникновению в точках их объема напряжений и деформаций. И тогда при каждом обороте колеса на опорной

площадке его на рельсе возникают под действием этих сил и внутренней энергии материала упругие и пластические деформации.

Коэффициентом сцепления в тяговых расчетах принято называть отношение тягового усилия, приложенного по касательной к контактирующей поверхности, к силе нормального давления на эту поверхность:

$$f = \frac{Q_{xy}}{Q_{xz}} = \frac{\tau}{p}, \quad (1)$$

где τ — сдвиговые напряжения, возникающие на площадке контакта; p — нормальное давление.

Как следует из выражения (1), при $\tau = 0$ коэффициент сцепления также равен нулю. По мере увеличения сдвиговой нагрузки коэффициент сцепления увеличивается. Относительный сдвиг поверхностей контактирующих тел при приложении τ происходит за счет упругой деформации выступов шероховатости.

Рассмотрим взаимодействие колеса и рельса на элементарном участке контакта шириной Δ и длиной $2a$ (рис. 3), условная высота приложения сдвигающего усилия к одному телу (колесу) — h'_1 , к другому (рельсу) — h'_2 .

Для каждого из контактирующих тел величина деформации определяется выражениями

$$U_1 = h'_1 \frac{\tau}{E_1}; U_2 = h'_2 \frac{\tau}{E_2}, \quad (2)$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материала контактирующих тел; h'_1 и h'_2 — условная "высота деформированного слоя" — размерный коэффициент, характеризующий величину и характер распределения шероховатости поверхностей.

При увеличении предельной величины τ и постоянном времени ее возрастания до этого предела скорость деформирования будет увеличиваться.

Таким образом, сдвиговая нагрузка, а следовательно, и коэффициент сцепления:

$$f = \frac{v'_{12}}{\frac{h'_1}{E_1} + \frac{h'_2}{E_2}}, \quad (3)$$

т. е. f пропорционален полной скорости относительной деформации.

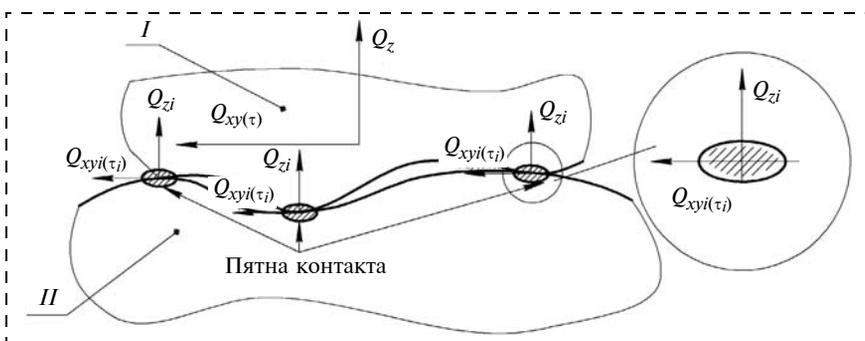


Рис. 2. Характер контактного взаимодействия реальных поверхностей: I — колесо; II — рельс

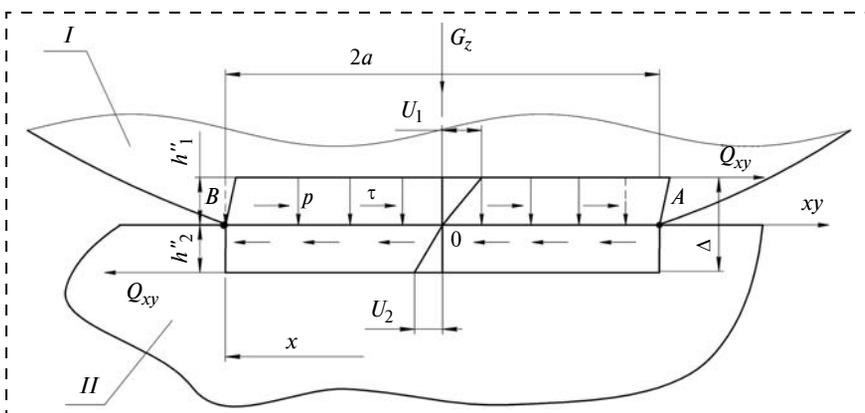


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия колеса и рельса на элементарном участке контакта

Если деформация $U_{12} = U_1 - U_2$ (а значит, и скорость этой деформации) превышает некоторую величину, происходит так называемый срыв сцепления и увеличение скорости относительной деформации приводит к уменьшению коэффициента сцепления.

Проведенный анализ предложенных аналитических зависимостей и результатов экспериментальных исследований для коэффициента сцепления как функции скорости относительного скольжения поверхностей v_{12} показывает [11], что для рассматриваемого случая функция зависимости сдвиговых нагрузок от относительной скорости имеет вид

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha v'_{12}}{\delta v'_{12} + \beta v'_{12} + \lambda_1 p}, \quad (4)$$

где μ_0 — коэффициент, учитывающий поверхностные свойства материалов контактирующих тел; α, β, δ — коэффициенты, учитывающие состояние поверхности контактирующих тел, продолжительность контакта, способ приложения нагрузки и т. п.; λ_1 — коэффициент, учитывающий упругие характеристики материала, величину и характер распределения выступов шероховатости контактирующих поверхностей:

$$\lambda_1 = \frac{\eta'_1}{E_1} + \frac{\eta'_2}{E_2}, \quad (5)$$

где η'_1 и η'_2 — безразмерные коэффициенты, учитывающие параметры шероховатости поверхности фрикционной пары.

Плоскость приложения тягового усилия Q_{xy} обычно не совпадает с плоскостью контакта, происходит сложное деформирование контактирующих тел. Поэтому при изучении процесса взаимодействия контактирующих тел необходимо учитывать также конструктивные особенности и упругие характеристики контактирующих тел в целом. Особенно это важно при изучении процесса взаимодействия движущихся тел.

Смещение слоев на расстояние x от начала площадки контакта (относительно плоскости контакта):

$$U_1 = \frac{2\sigma_1 h''_1}{E_1}; U_2 = \frac{2\sigma_2 h''_2}{E_2}, \quad (6)$$

где σ_1 и σ_2 — растягивающие усилия в плоскости приложения силы Q_{xy} .

Или, учитывая, что $\sigma = \int_0^x \tau dx / (h''_1 + h''_2)$, получаем

$$U_1 = \frac{\eta''_1 \tau x}{E_1}; U_2 = \frac{\eta''_2 \tau x}{E_2}, \quad (7)$$

где η''_1 и η''_2 — безразмерные коэффициенты, учитывающие конструктивные особенности контактирующих тел.

Относительное смещение точек в плоскостях приложения усилия Q_{xy} :

$$U_{12} = U_1 - U_2 = \left(\frac{\eta''_1}{E_1} + \frac{\eta''_2}{E_2} \right) \tau x. \quad (8)$$

Обозначая $\lambda_2 = \frac{\eta''_1}{E_1} + \frac{\eta''_2}{E_2}$, имеем $U_{12} = \lambda_2 \tau x$.

Перекачивание одного тела по другому (режим свободного качения колеса) со скоростью v_2 эквивалентно перемещению площадки контакта с той же скоростью, что приводит к зависимости $\frac{dx}{dt} = v_1$.

Тогда из последнего выражения скорость относительной упругой деформации контактирующих тел имеет вид

$$v = \frac{dU_{12}}{dt} = \lambda_2 \tau v. \quad (9)$$

Полная скорость относительного смещения контактирующих тел $v_{12} = v'_{12} + v''_{12}$. Откуда $v'_{12} = v_{12} - v''_{12}$, что после подстановки в формулу (4) с учетом (9) даст:

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha (v_{12} - \lambda_2 \tau v)}{\delta (v_{12} - \lambda_2 \tau v)^2 + \beta (v_{12} - \lambda_2 \tau v) + \lambda_1 p}. \quad (10)$$

Преобразуя выражение (10), значение τ можно определить из уравнения

$$\delta \lambda_2^2 v^2 \tau^3 - (2\delta v_{12} + \beta) \lambda_2 v \tau^2 + (\delta v_{12}^2 + \beta v_{12} + \lambda_1 p + \mu_0 p \alpha \lambda_2 v) \tau - \mu_0 p \alpha v_{12} = 0. \quad (11)$$

Анализ выражения (11) показывает, что вследствие малости значений на данном этапе исследований первыми двумя членами уравнения можно пренебречь по сравнению с остальными. Тогда

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha v_{12}}{\delta v_{12}^2 + \beta v_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha v}. \quad (12)$$

Тяговое усилие Q_{xy} , развиваемое колесом на площадке контакта длиной $2a$ и шириной $2b$, можно определить как

$$Q_{xy} = 2ab \int_{-1}^1 \tau d\xi, \quad (13)$$

где a и b — половина длины и ширины, соответственно, контактирующих тел; $\xi = x/a$ — безразмерная координата положения точки.

После подстановки формулы (12) выражение для Q_{xy} примет вид

$$Q_{xy} = \tau dx dy = \frac{\alpha k v_{12}}{\delta k^2 v_{12}^2 + \beta k v_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha v}, \quad (14)$$

где k — коэффициент, учитывающий различие в скоростях относительного движения колеса и рельса на различных участках пятна контакта (0,9...0,95); dx и dy — размеры элементарной площадки контакта.

Дискретный характер взаимодействия твердых тел происходит на отдельных пятнах (см. рис. 2), в области которых при деформации и скольжении друг по другу происходит выделение теплоты. При этом возможны существенные изменения свойств материалов поверхностных слоев, которые влияют на их физические и механические свойства. Поэтому можно допустить, что температура на площадке взаимодействия является одним из определяющих критериев в оценке фрикционных свойств пары "колесо — рельс" и зависит как от нагрузки в контакте, так и скорости скольжения.

Так, влияние температуры на безразмерный модуль упругости материала описывается следующей зависимостью

$$E = E_0 \exp \left[\alpha_1 \left(1 - \frac{T_{\text{п}} - T_0}{T_{\text{п}} - T} \right) \right], \quad (15)$$

где E_0 — модуль упругости при нормальной температуре T_0 , МПа; $T_{\text{п}}$ — температура пластичности стали, °С; T — текущая температура; α_1 — коэффициент пропорциональности.

Из этого следует, что с увеличением температуры модуль E уменьшается, и следовательно, уменьшается значение коэффициента сцепления. Также с увеличением температуры уменьшается значение напряжения сдвига. Выражение (12) дает объяснение этому факту. При исследовании процесса контакта колеса с рельсом это обстоятельство может играть большое значение, поскольку тем-

пература поверхностей в центре пятна контакта может превышать температуру окружающей среды на несколько сотен градусов [3, 5]. Поэтому, хотя рост нормального усилия Q_z соответственно фактору пропорциональности коэффициента сцепления (1) приводит к увеличению передаваемого тангенциального усилия Q_{xy} , однако такое повышение массы локомотива должно ограничиваться величиной допустимого контактного сжатия колеса и рельса.

Как следует из зависимости (5), коэффициенты λ_1 и λ_2 обратно пропорциональны модулям упругости. На рис. 4 приведена зависимость тягового усилия Q_{xy} на колесе от скорости относительного скольжения поверхностей v_{12} и упругих характеристик материала λ выходных звеньев привода для шахтного шарнирно-сочлененного локомотива Э10 с осевой нагрузкой 25 кН, опытная партия которых была изготовлена Национальным горным университетом (г. Днепропетровск) и Луганским тепловозостроительным заводом и прошла испытания на шахтах ПАО "ДТЭК Павлоградуголь".

Таким образом, выражение (12) или (14) универсально, так как отвечает современным представлениям о процессе взаимодействия контактирующих тел и качественно хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований [2, 5, 8].

Полученные зависимости использовались при научном обосновании и выборе параметров (схем) привода шахтного локомотива Э10. На рис. 5 представлена расчетная схема шахтного шарнирно-сочлененного аккумуляторного локомотива Э10 с указанием параметров объектов, вошедших в математическую модель, где выражение (14) входит как функция, определяющая условия взаимодействия выходных звеньев привода шахт-

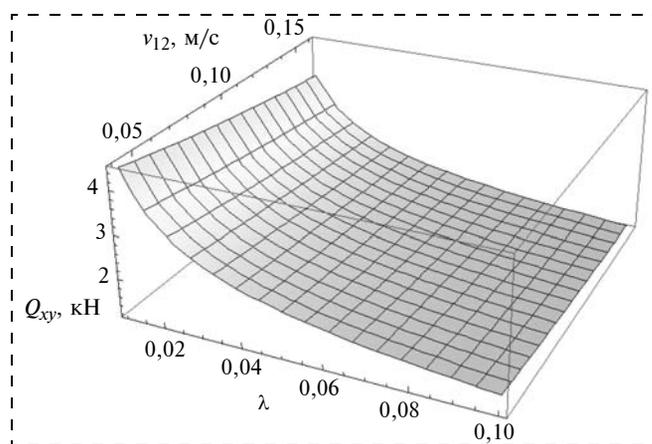


Рис. 4. Зависимость тягового усилия Q_{xy} от скорости относительного скольжения поверхностей v_{12} и упругих характеристик материала λ

ного локомотива. Модульная компоновка включает две тяговые 1, 3 и одну промежуточную 2 секции, что позволяет создавать локомотивы различной сцепной массы с разными видами энергоснабжения.

Сама же тяговая секция спроектирована таким образом, что позволяет:

- вписываться в кривые малого радиуса (до 15 м для рельсовой колеи шириной 900 мм), поскольку имеет жесткую базу длиной 1150 мм;
- устойчиво двигаться по шахтному рельсовому пути с существенными неровностями (большие ступеньки рельсовых стыков, уширения кривизны, локальные прогибы в профиле и изгибы рельсовых нитей в плане) — за счет балансирной подвески колесных пар;
- развивать высокий коэффициент сцепления колес с рельсами (до 0,21 на сухих чистых рельсах), что достигается использованием группового привода (обе колесные пары приводятся в движение одним тяговым двигателем), а также модульной компоновкой;
- иметь существенные тормозные возможности, поскольку на локомотиве установлены не только тормоза, реализующие тормозную силу в точке контакта колес с рельсами (дисковые трансмиссионные и осевые, а также колесно-колодочные тормоза), но и рельсовые и т. д.

Эффективность полученных технических решений подтверждается при сравнении характеристик шахтного шарнирно-сочлененного аккумуляторного локомотива Э10 и серийно выпускаемого аккумуляторного электровоза АРВ10ГЭ примерно той же сцепной массы. Расчет экономической эффективности проведен на примере участка внутришахтного транспорта шахты "Самарская" Западно-Донбасского угольного бассейна для продольного уклона рельсового пути 30...50 ‰.

Технические характеристики локомотивов для колеи 900 мм

Параметры	Базовая техника АРВ10ГЭ-900	Новая техника Э10-900
Масса, кг	11 500	11 300
Сила тяги в часовом режиме, кН	12,3	19,2
Сила торможения, кН	9,2	25,1*

*При возможном одновременном использовании всех тормозов локомотива.

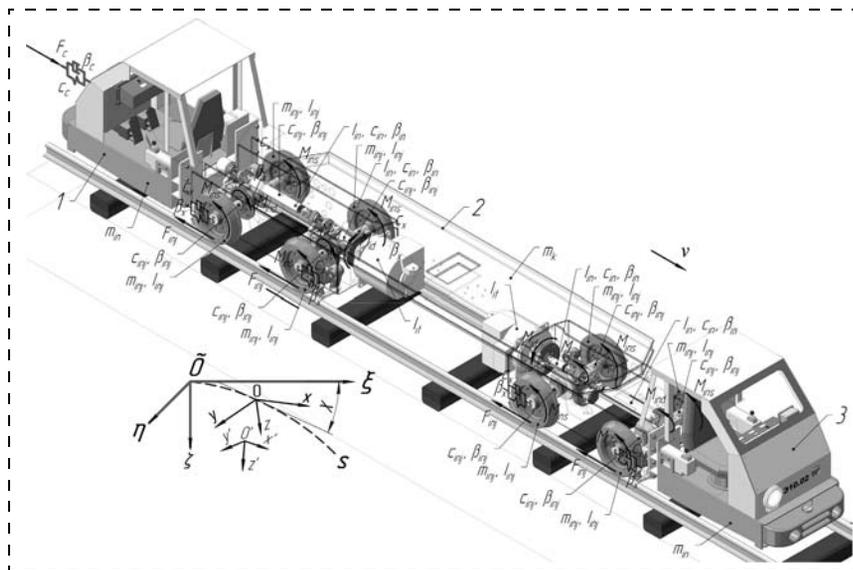


Рис. 5. Расчетная схема математической модели локомотива Э10

Технические характеристики сравниваемых объектов приведены в таблице.

Заключение

При неизменной скорости движения локомотива v_1 изменение касательной составляющей Q_{xy} происходит при приращении скорости перемещения приграничных слоев материалов фрикционной пары "колесо—рельс" v_{12} , что приводит к потерям энергии в зоне контакта и неустойчивому состоянию системы. Температура на площадке взаимодействия является одним из определяющих критериев в оценке фрикционных свойств пары "колесо — рельс" и зависит как от нагрузки в контакте, так и скорости скольжения. Полученные зависимости дают информацию о существующих резервах эффективной реализации силы тяги и могут использоваться при научном обосновании и выборе параметров (схем) привода шахтного локомотива.

Список литературы

1. Марков Н. А., Филиппов А. М., Череватский Д. Ю. Концепция энергосбережения в угольной промышленности Украины // Уголь Украины. 1999. № 11. С. 6—9.
2. Ренгевич А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов // Вопросы рудничного транспорта / Под общ. ред. Н. С. Полякова. М., 1961. Вып. 5. С. 227—247.
3. Исаев И. П., Лужнов Ю. М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. М.: Машиностроение, 1985. 238 с.
4. Голубенко А. Л., Старченко В. Н. Решение динамической контактной задачи с ограничением при взаимодействии колеса и рельса // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. 2006. № 8 (102). Ч. 1. С. 19—25.

5. Костокевич А. И. Экспериментальное исследование коэффициента трения при качении со скольжением // Вісник СНУ ім. В. Даля. 2011. № 4 (158). Ч. 1. С. 14—19.

6. Лужнов Ю. М., Попов В. А., Седов Г. М. Модель фрикционного контакта колеса с рельсом и возможности управления его свойствами // Вестник ВНИИЖТ. 2009. № 1. С. 30—32.

7. Шахтный локомотив. Пат. № 57695 Украина: В61F 5/38. / К. А. Зиборов, В. В. Процив, А. М. Твердохлеб (Украина); заяв. и патентообладатель Государственное вуз "Национальный горный университет"; опублик. 10.03.2011, бюл. № 5.

8. Зиборов К. А., Сердюк А. А., Дерюгин О. В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах // Вибрации в технике и технологиях. 2000. № 4 (16). С. 60—63.

9. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. М.: Изд. АН СССР, 1962. 111 с.

10. Марков Д. П. Триботехнические свойства поверхностей колесно-рельсовой пары (лабораторная оценка) // Вестник ВНИИЖТ. 1995. № 5. С. 30—35.

11. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. 266 с.

УДК 622.022

С. Г. Губанов¹, асп., В. В. Секретов², инж., М. В. Секретов¹, канд. техн. наук, доц.

¹ МГГУ, г. Москва

² СКБ СГУ, Московская обл.

E-mail: gubanov88@rambler.ru

Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка

Приведен анализ динамических нагрузок, возникающих в приводе подъема—опускания пильной рамы штрипсовых станков во время их работы. Этот анализ необходим для проведения расчетов на прочность, выносливость, устойчивость рабочих звеньев и установления рациональных режимных параметров при работе станка.

Ключевые слова: штрипсовый станок, пильная рама, маятниковые подвески, ходовой винт, ходовая гайка, привод рабочей подачи, передаточные звенья, динамические нагрузки.

S. G. Gubanov, V. V. Sekretov, M. V. Sekretov

Analysis of the Dynamic Loads in the Drive Vertical Feed Gangsaw

In article analyzes the dynamic loads generated in a drive of working lifting and lowering of a blade-holding frame of gangsaws at work is carried out. This analysis is necessary for the calculation of strength, endurance, stability, working parts and the establishment of sound operational parameters when using the machine. This analysis has revealed rational speeds of vertical lifting and lowering. On the basis of strength analysis of running screws and running nuts recommendations about increase in their longevity are given.

Keywords: gangsaw, blade—holding frame, pendular suspension, running screw, running nut, cogwheel, feedrate drive, gear units, dynamic loads.

Мировая и российская камнеобрабатывающая промышленность развивается быстрыми темпами в связи с ростом потребления изделий из камня. К таким изделиям относятся: облицовочные плиты интерьеров и экстерьеров офисов, станций метрополитена, театров, вокзалов, домов культуры, кинотеатров, кафе, ресторанов, магазинов; элементы облицовки площадей, улиц, мостов, набе-

режных, парапетов; монументы, памятники, различные декоративные элементы и т. п. Самыми распространенными материалами для перечисленных изделий являются гранит и мрамор.

Для изготовления облицовочных и декоративных изделий из камня применяют распиловочные, камнекольные, фрезерно-окантовочные, водные и водно-абразивные, шлифовальные, бучардовоч-

ные, термообрабатывающие станки. Одной из самых трудоемких операций камнеобработки является распиловочная. Распиловочные станки бывают баровыми, штрипсовыми, дисковыми и канатными.

Высокопроизводительным и самым дешевым методом распиливания гранитов является штрипсовый. Он в 1,5–2 раза дешевле алмазного дискового и алмазно-канатного. Эти станки используются на камнеобрабатывающих предприятиях для получения тонких плит-заготовок (толщиной до 40 мм) с большими размерами по длине и ширине (до 2,5 м).

Исполнительным органом таких станков является пильная рама с поставом пил, которые совершают возвратно-поступательные движения по криволинейной траектории во время рабочего процесса. Криволинейная траектория бывает маятниковой, выпуклой, спрямленной и восьмеркообразной. Рабочим инструментом являются пилы, выполненные из длинных закаленных стальных полос. Абразивным звеном для осуществления рабочего процесса является стальная дробь. Во время рабочего цикла пилы захватывают дробь, подающуюся сверху, и протаскивают ее по дну пропила, выполняя разрушение гранита.

Выпуклая траектория распиливания гранитных блоков является одной из самых эффективных. Она характеризуется постоянством контакта рабочего инструмента (штрипсовой пилы) с распиливаемым блоком, что влияет на более равномерный износ штрипсовой пилы. При этом снижается неравномерность процесса распиливания при увеличении его производительности [3, 5].

У штрипсовых станков с выпуклой траекторией движения пильной рамы во время рабочего процесса возникают большие динамические нагрузки в элементах привода качания пильной рамы и привода рабочей подачи пильной рамы. В связи с этим возникают многочисленные отказы деталей этих систем. К ним можно отнести:

смятие и обрыв резьбы ходового винта и ходовой гайки от усталостного разрушения и пластической деформации;

поломку при внезапных перегрузках и усталостный износ деталей передаточных механизмов (шестерни, зубчатые колеса, подшипники, валы, муфты, шпонки, шлицы и т. д.);

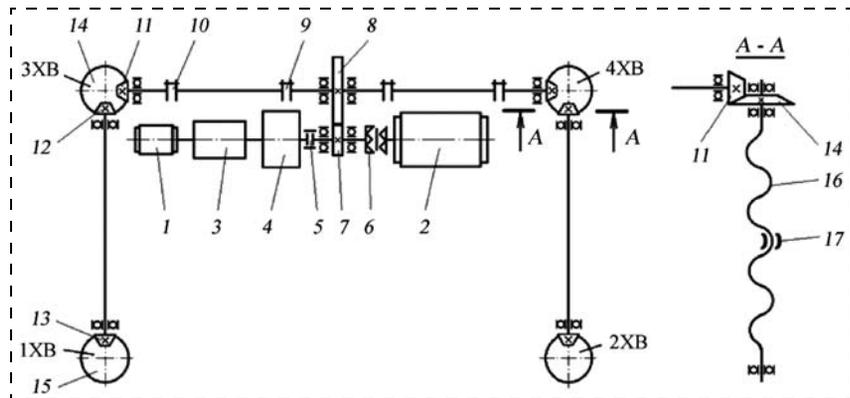


Рис. 1. Кинематическая схема рабочей подачи с вариаторным регулированием скорости движения пильной рамы штрипсового станка:

1 — электродвигатель рабочей подачи; 2 — электродвигатель ускоренной подачи; 3 — система вариаторного регулирования; 4 — планетарный редуктор; 5 — зубчатая муфта; 6 — кулачковая муфта; 7, 8 — цилиндрические зубчатые колеса (цилиндрический редуктор); 9 — втулочная муфта; 10 — дисковая муфта; 11–13 — конические вал-шестерни; 14, 15 — конические зубчатые колеса; 16 — ходовой винт; 17 — ходовая гайка

сгорание обмоток электродвигателей рабочей подачи и ускоренного перемещения пильной рамы из-за попадания влаги внутрь и из-за перегрузок.

Для того чтобы повысить надежность перечисленных элементов, необходимо знать характер и величину нагрузки, действующей на эти элементы. В настоящей работе описан аналитический метод нахождения нагрузок в системе "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" и приводе рабочей подачи пильной рамы (рис. 1) с выпуклой траекторией ее движения.

Схема системы "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" представлена на рис. 2, где R_p — длина маятниковой подвески, м; S — расстояние между точками подвеса O_2 и O_2' , м; L — расстояние между точками крепления маятниковых подвесок к пильной раме M и N , м; Ψ_1 и Ψ_2 — текущие углы отклонения маятниковых подвесок, рад; β — угол отклонения пильной рамы от горизонтального положения, рад.

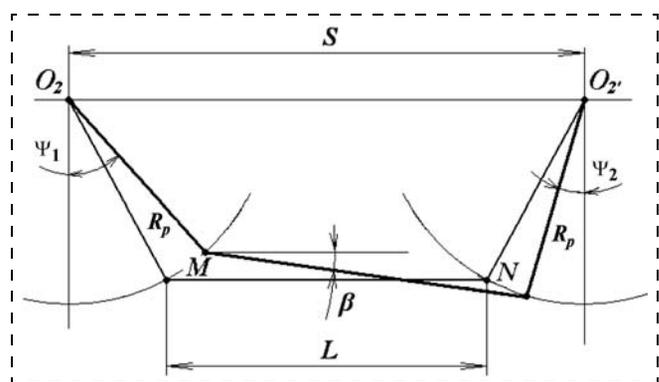


Рис. 2. Схема системы "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки"

Ключевым звеном для определения нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы являются ходовые винты и гайки. Нагрузка на ходовые винты определяется исходя из формулы

$$F_{iXB} = Q - Y_{O_{iXB}}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где Q — нагрузка, действующая со стороны блока на пильную раму и приведенная к ходовому винту, Н.

Значение Q определяется на основании величины усилия на штрипсовую пилу P со стороны распиливаемого блока. Величина P определяется опытным путем. Результаты проведенных исследований по определению критического усилия на штрипсовую пилу P_{\max} приведены в [3, 5]. Определение значения Q основывается на решении уравнения упругой линии балки (штрипсовой пилы). Величина нагрузки Q определяется по следующей формуле

$$Q = \frac{1}{4} n P E_i, \text{ Н}, \quad (2)$$

где n — число задействованных в распиливании пил, установленных в раме; E_i — коэффициент приведения сил P к i -му ходовому винту.

Коэффициент E_i зависит от геометрических параметров системы "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" и от текущего значения угла отклонения маятниковых подвесок Ψ_1 или Ψ_2 .

Значение $Y_{O_{iXB}}$ в формуле (1) — это суммарная сила тяжести и инерции, действующая на i -й ходовой винт. Значение $Y_{O_{3XB}}$ для 3-го и 4-го ходовых винтов определяется по формуле (здесь система "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" рассматривается как физический маятник [1]). В настоящей работе рассматриваются нагрузки, действующие на 3-й и 4-й ходовые винты,

так как определение нагрузок на эти винты дает более полную информацию о характере нагрузок в данной системе:

$$Y_{O_{3XB}} = m_C (g - \varepsilon_{МП} a(\Psi_2) \sin|\Psi_2| + \omega_{МП}^2 a(\Psi_2) \cos|\Psi_2|), \text{ Н}, \quad (3)$$

где Ψ_2 — угол отклонения маятниковой подвески, рад; m_C — масса (кг) системы "пильная рама — 1 маятниковая подвеска — 1 ходовая гайка"; g — ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $a(\Psi_2)$ — центр инерции системы "пильная рама — 1 маятниковая подвеска — 1 ходовая гайка", м (см. рис. 3); $\omega_{МП}$ — угловая скорость (с^{-1}) маятниковой подвески (находится как производная функции угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2); $\varepsilon_{МП}$ — угловое ускорение (с^{-2}) маятниковой подвески (находится как вторая производная функции угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2).

На основании полученной формулы (1) строим зависимость $F_{3XB}(\Psi_2)$. Она представлена в двух вариантах на рис. 4. Из графиков определяются максимальная и минимальная нагрузки на ходовые винты. Величина максимальной нагрузки необходима при расчетах на прочность ходовых винтов и гаек. Величины максимальной и минимальной нагрузок необходимы при расчетах на выносливость.

Зависимость $F_{3XB}(\Psi_2)$, представленная на рис. 4, б, характеризуется превышением значения силы F_{3XB} нулевой отметки. Такой режим работы станка крайне нежелателен, так как при изменении знака сил F_{iXB} , т. е. при изменении вектора силы F_{iXB} в витках ходового винта и гайки происходит смена работающих поверхностей (поверхностей трения). Этот процесс особенно опасен

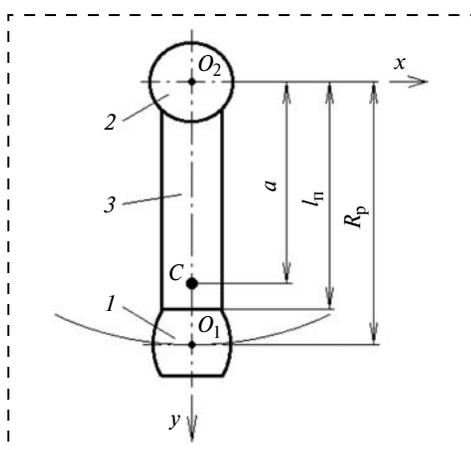


Рис. 3. Центр инерции C системы "пильная рама — 1 маятниковая подвеска — 1 ходовая гайка" штрипсового станка: 1 — пильная рама; 2, 3 — маятниковая подвеска (2 — ось маятника, 3 — маятник)

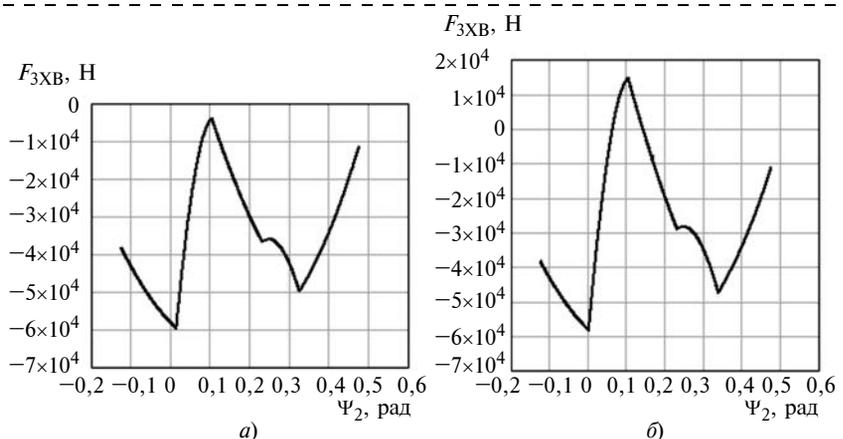


Рис. 4. Зависимость нагрузок F_{3XB} , действующих на ходовой винт 3, от угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2 :

a — $F_{3XB, \max} < 0$; b — $F_{3XB, \max} > 0$

при большой степени изношенности ходовой гайки и винта, т. е. при наличии между ними люфта. При смене рабочих поверхностей витков резьбы происходит удар. В этом случае может произойти разрушение ходового винта и гайки от удара или ударной усталости.

Определив нагрузку F_{iXB} на ходовой винт, можно определить момент на ходовом винте M_{iXB}

$$M_{iXB} = \frac{F_{iXB} S_X}{2\pi\eta_{ВП}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4)$$

где S_X — ход винта (расстояние между соседними витками одной и той же винтовой линии, измеренной по образующей цилиндра), м; $S_X = SZ$, где S — шаг винта (расстояние между соседними витками, измеренное по образующей цилиндра независимо от того, принадлежат ли эти соседние витки одной и той же линии или другим, ей параллельным), м; Z — число заходов винта (число параллельных винтовых линий); $\eta_{ВП}$ — КПД винтовой пары.

Зная значения M_{iXB} (рис. 5) и передаточные числа звеньев, можно рассчитать крутящие моменты на различных звеньях рабочей подачи $M_{ЗВ}$ и крутящий момент на электродвигателе I (рис. 6):

$$M_{ДВ.1} = \sum_1^m \frac{M_{iXB}}{i_{1-iXB}\eta_{1-iXB}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5)$$

где i_{1-iXB} — передаточное число от вала электродвигателя I (см. рис. 1) до i -го ходового винта, η_{1-iXB} — КПД кинематической цепи "электродвигатель I — i -й ходовой винт"; m — число ходовых винтов.

Отрезки кривых на рис. 4 (графики соответствуют одному и тому же режиму работы) при угле отклонения Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,32$ рад соответствуют движению пильной рамы в контакте с распиливаемым блоком. При этом происходит процесс перекачивания с проскальзыванием пилы по дну пропила. Таким образом осуществляется операция распиливания. Абразивным элементом при распиливания является стальная закаленная дробь, которая подается в пропилы сверху в жидкой известковой пульпе. Отрезки от $-0,13$ до $+0,02$ рад и от $+0,32$ до $+0,48$ рад соответствуют свободному движению пильной рамы (вне контакта с распиливаемым блоком). Причем отрезки при Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,11$ рад и от $+0,23$ до $0,32$ рад соответствуют началу и концу контакта штрипсовой пилы с блоком, которые происходят в крайних точках распиливаемого блока. Контакт пил с распиливаемым блоком на отрезке при Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,32$ рад яв-

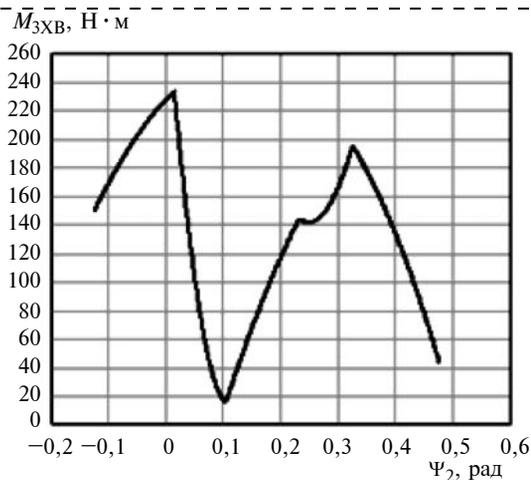


Рис. 5. Зависимость момента, действующего на ходовом винте $F_{ЗВ.МАХ}$, от угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2

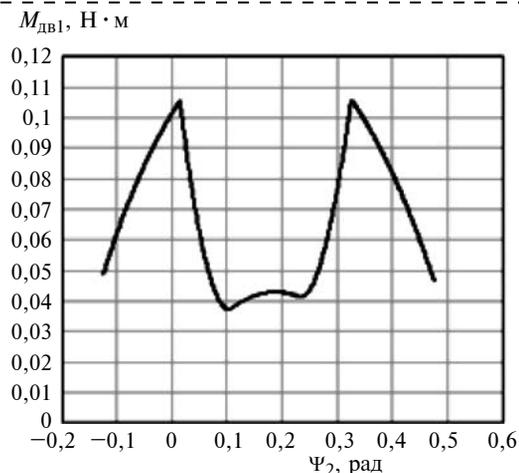


Рис. 6. Зависимость момента $M_{ДВ}$, действующего на электродвигателе, от угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2

ляется в некотором приближении точечным. Характер графика $M_{iXB}(\Psi_2)$ свидетельствует, что цикл нагружения передаточных звеньев, связанных с i -м ходовым винтом, является пульсационным (отнулевым), т. е. когда минимальное значение момента доходит до нуля. При этом показатель асимметрии цикла r равен нулю. Из характера графика $M_{ДВ.1}(\Psi_2)$ видно, что цикл нагружения двигателя и звеньев, передающих общую нагрузку на все винты (на два или четыре), является асимметричным с показателем r , равным положительному значению, близкому нулю. Такой асимметричный цикл близок пульсационному.

Эффективная и надежная работа современных штрипсовых станков невозможна без анализа динамики работы. Эта задача актуальна для системы "пильная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" и привода вертикальной подачи штрипсовых рамных станков с выпуклой траекторией дви-

жения пыльной рамы. Основой для динамического анализа этих систем является формула (1) для определения нагрузок на ходовые винты.

Входными данными для расчета формулы (1) являются геометрические кинематические и силовые параметры, которые позволяют определить динамику системы "пыльная рама — маятниковые подвески — ходовые гайки" и передаточных звеньев вертикальной подачи штрипсовых рамных станков с выпуклой траекторией движения пыльной рамы. Выходными данными являются зависимости нагрузок на ходовые винты рассматриваемых систем от угловых отклонений маятниковых подвесок или от времени работы.

С помощью формул (4) и (5) определяются нагрузки — крутящие моменты в передаточных звеньях привода вертикальной подачи и на валу электродвигателя. Формулы (4) и (5) могут применяться только для жесткой системы передаточных звеньев, т. е. в условиях хорошей смазки узла "ходовый винт — ходовая гайка", при достаточно большом диаметре передаточных валов и т. п. Анализ нагрузок в нежесткой системе передаточных звеньев будет рассмотрен в дальнейшем.

Полученные зависимости необходимы для анализа прочности, выносливости, устойчивости рабочих звеньев. Это анализ позволяет определить оптимальные режимные, прочностные и конструктивные параметры станка. Перечисленные виды расчетов элементов актуально проводить на этапе проектирования и эксплуатации станков.

Список литературы

1. **Воронков И. М.** Курс теоретической механики. М.: Наука, 1964. 596 с.
2. **Дмитриев В. А.** Детали машин. Л.: Судостроение, 1970. 792 с.
3. **Картавий Н. Г., Сычѐв Ю. И., Волуев И. В.** Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
4. **Секретов В. В., Секретов М. В.** Расчет нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пыльной рамы // Горные машины и автоматика. 2003. № 11. С. 38—40.
5. **Сычѐв Ю. И., Берлин Ю. Я., Шалаев И. Я.** Оборудование для распиловки камня. Л.: Стройиздат, 1983. 288 с.
6. **Секретов М. В., Секретов В. В., Губанов С. Г.** Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 4. С. 44—49.

УДК 620.178:677.042

В. М. Сербин, канд. техн. наук, доц., СКФУ, г. Ставрополь

E-mail: vmserbin@yandex.ru

Разработка износостойкой эластомерной композиции для футеровки спиральных классификаторов¹

Изучены триботехнические характеристики различных резин в условиях трения по закрепленному абразиву при наличии водной среды. Показано, что основным фактором, определяющим износостойкость полимеров в этих условиях, является тип каучука. Установлено решающее влияние на износ резин механо-химических процессов в трибосопряжении.

Ключевые слова: спиральный классификатор, резина, износ, износостойкость.

V. M. Serbin

Working out Wearproof of Elastomers Compositions for the Lining of Akins Classifiers

The triboengineering behavior of various rubbers has been studied during friction against fixed abrasives in the aqueous medium. It is demonstrated that the type of a rubber is among the major factors governing the wear resistance of polymers under such conditions. It has been established that mechano-chemical processes in tribocouples significantly influence the wear of rubbers.

Keywords: the spiral classifier, rubber, deterioration, wear resistance.

¹ Статья поступила с "Недели горняка".

Введение

В работах [1, 2] были рассмотрены конструктивно-технологические способы повышения износостойкости резиновой футеровки спиральных классификаторов. Однако анализ показал, что помимо указанных методов значительное увеличение надежности и долговечности рабочих органов этих машин может быть достигнуто также разработкой более износостойкой эластомерной композиции. В первых исследованиях в качестве такого материала использовалась резина марки ИРП-10214, которая по результатам широкомасштабных стендовых и натурных испытаний разнородных футеровочных материалов (металлы, полимеры, эластомеры) показала максимальную износостойкость [3]. Однако эти исследования носили большей частью прикладной характер и их целью был выбор износостойкого материала для конкретных условий эксплуатации. Поэтому для установления более глубоких закономерностей абразивного изнашивания резин в водной среде и получения более достоверной информации по материаловедческому аспекту затронутой проблемы были проведены дополнительные экспериментальные исследования, результаты и практическое применение которых рассматривается в настоящей статье.

Методика экспериментальных исследований

Триботехнические испытания проводились на лабораторной установке (рис. 1), разработанной автором [4].

В состав установки входят: машина трения торцового типа 1, термостат 2 для жидкой среды и приводная станция 3. Машина трения состоит из несущей колонны 4, жестко закрепленной на основании 5. На колонне установлена подшипниковая опора 6 и связанный с ней кольцевой сосуд 7, приводимый во вращение клиноременной передачей 8. Внутри кольцевого сосуда размещено контртело — шлифовальный круг 9, взаимодействующий с узлом трения 10, закрепленным на поперечине 11. На поперечине размещено также нагружающее устройство, включающее стойку 12, рычаг 13, гибкую подвеску 14 и набор грузов 15. Гибкая подвеска понижает инерционность поворотной системы, а упорные подшипники 16 уменьшают потери на трение. Вертикальному смещению этой системы препятствует клемма 17, связанная с тензометрической балкой 18, которая взаимодействует со стойкой 12.

Система подачи жидкой среды в зону трения включает дополнительную поперечину 19 и связанные с ней сопла 20, которые при помощи гибких шлангов 21 соединены с термостатом 2.

В качестве смазочно-охлаждающей среды использовалась водопроводная вода. Трение резиновых образцов осуществлялось о шлифовальный круг типа ПП450 × 50 × 350 24А, выполненный из белого электрокорунда твердостью по Моосу 9...10, зернистостью шлифзерна 0,33 мм и содержанием основной фракции 55 %. Давление в трибосопряжении p изменялось от 0,05 до 0,5 МПа, скорость скольжения v — от 0,2 до 1,0 м/с, температура жидкой среды T — от 5 до 95 °С. В процессе эксперимента фиксировались сила трения и температура в зоне трения. Износ эластомеров оценивался взвешиванием на аналитических весах с последующим пересчетом массового износа в линейную интенсивность изнашивания.

Для анализа продуктов износа был изготовлен экстракционный аппарат, включающий подогреватель, емкость с водой, колбу и притертую пробку с размещенным в ней обратным холодильником. Содержание ацетонового и хлороформенного экстракта в продуктах износа оценивалось по стандартной методике [5].

Известно, что помимо внешних факторов (нагрузка—скорость—температура) на износостойкость резин наиболее значительное влияние оказы-

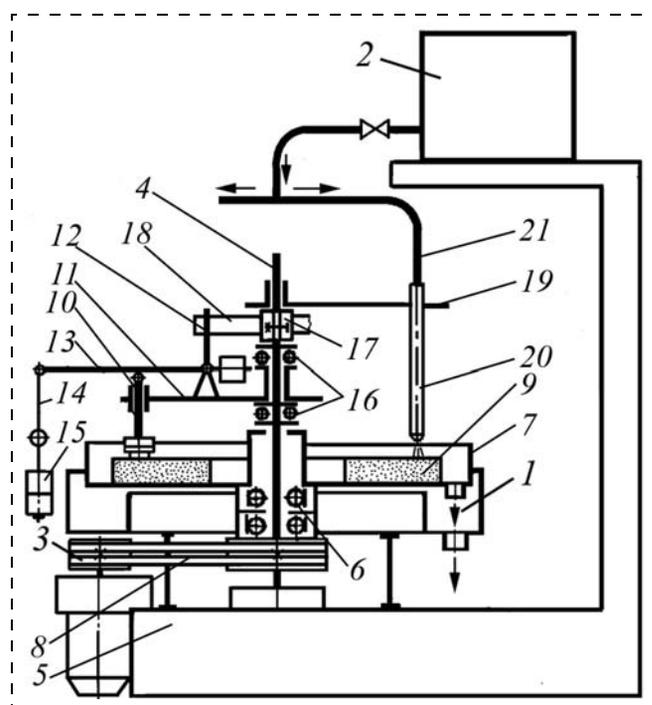


Рис. 1. Схема лабораторной установки

Таблица 1

Физико-механические показатели экспериментальных резин

Показатели	Резиновая смесь на основе			
	БСК	НК	СКИ-3	СКД
Условная прочность при растяжении, МПа	22,0	19,0	22,0	10,0
Относительное удлинение при разрыве, %	447	590	660	390
Сопротивление раздиру, кН/м	84,0	62,0	92,0	47,0
Эластичность по отскоку, %	42,0	44,0	51,0	38,0
Твердость по Шору А, усл. ед.	58,0	58,0	50,0	66,0

вает ее рецептурный состав. Резина — это многокомпонентный материал, содержащий в своем составе десятки ингредиентов. Однако как показывают многочисленные исследования, основное влияние на износостойкость эластомеров оказывает тип каучука. Поэтому в качестве объектов испытания были выбраны резины на основе каучуков общего назначения: натурального (НК), изопренового (СКИ-3), бутадиен-стирольного (БСК) и бутадиенового (СКД). На основе этих каучуков была приготовлена модельная резиновая смесь следующего состава (мас. ч.): каучук — 100; сера — 1,7; оксид цинка — 5,0; стеарин — 1,0; технический углерод К354 — 65,0; неозон Д — 1,0; стирольно-инденовая смола — 3,0; масло ПН-6 — 20,0; сульфенамид Ц — 0,5; воск — 2,0. За счет повышенного содержания масла ПН-6 удалось обеспечить удовлетворительные технологические свойства резиновой смеси на основе СКД.

В табл. 1 приведены физико-механические характеристики экспериментальных резин.

Результаты исследования и их обсуждение

Проведенные ранее испытания резины ИРП-10214 показали, что при нормальном скоростном и тепловом режимах основное влияние на ее износ оказывает давление в трибосопряжении. Поэтому на первом этапе исследования было изучено влияние этого фактора на износостойкость экспериментальных резин. На рис. 2 показан результат испытания при температуре жидкой среды $T = 20^\circ\text{C}$ и скорости скольжения резиновых образцов $v = 0,5$ м/с.

Как видно на рисунке, объекты испытания делятся на две группы. Первую составляют вулканизаты на основе НК и СКИ-3, а вторую — БСК и СКД. При этом интенсивность изнашивания резин, входящих в первую группу, значительно выше

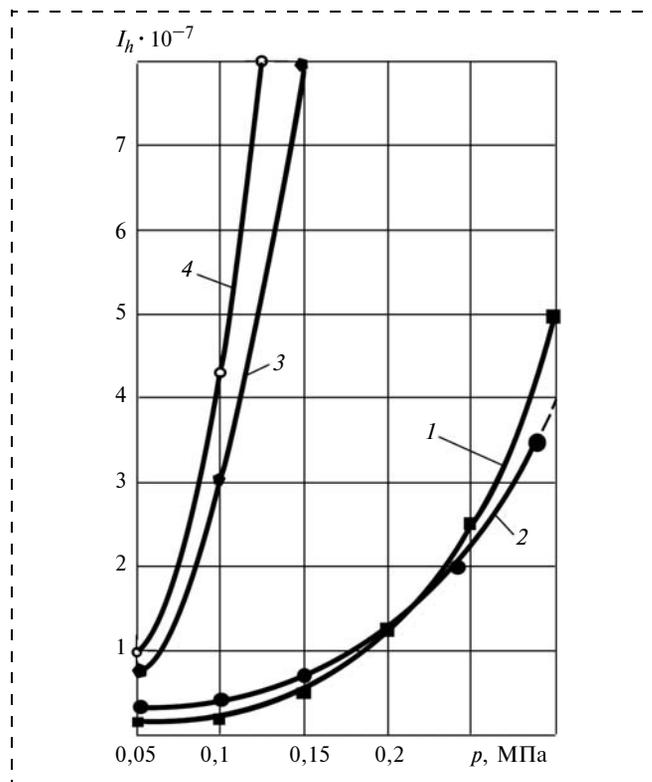


Рис. 2. Зависимость интенсивности изнашивания резин на основе каучуков общего назначения от нагрузки:
1 — СКД; 2 — БСК; 3 — СКИ-3; 4 — НК

(особенно при повышенных давлениях), чем у резин второй группы.

Для установления причин этого явления была изучена структура поверхности трения экспериментальных резин, а также продукты их износа. Следует отметить, что анализ продуктов износа позволяет получить наиболее объективную и достоверную информацию о реальных физико-механических процессах, протекающих в тонких приповерхностных слоях трущихся тел, значительно отличающихся по свойствам и структуре. Сбор этих продуктов довольно сложный и трудоемкий процесс, однако в нашем эксперименте эта задача была решена за счет смазочного действия жидкости, исключаяющего "засаливание" поверхности трения шлифовального круга.

Анализ поверхности трения резин первой группы показывает наличие рисунка Шалламаха¹ (рис. 3, а), что свидетельствует о развитии интенсивного механизма изнашивания посредством "скатывания". При этом продукты изнашивания имели вид липкого субстрата, покрытого густой маслянистой жидкостью темного цвета. Все эти признаки сви-

¹ Складки на поверхности полимера, образующиеся под действием трения.

детельствуют об интенсивной механохимической деструкции, которая развивалась в поверхностных слоях полимера. При этом термическая деструкция исключалась, так как испытания проводились при стабильной "комнатной" температуре воды 20 °С. Отсюда следует, что в результате механохимической деструкции поверхность трения размягчалась и резина теряла упругие свойства. Как следствие, это приводило к нарушению условий смазки и повышенному износу полимера.

Что касается резин второй группы (см. рис. 3, б), то рельеф поверхности трения кардинально отличается от резин первой группы. Эта поверхность является гладкой со следами небольших продольных борозд и углублений. Интенсивность изнашивания резин этой группы находилась в пределах $10^{-7} \dots 10^{-8}$, а продукты износа имели вид сухой мелкодисперсной крошки. Все эти признаки свидетельствуют о смешанном механизме изнашивания с преобладанием усталостного, а также об отсутствии или низкой интенсивности деструкционных процессов.

Дополнительное подтверждение сделанным выводам было получено в результате экстракции продуктов износа в ацетоне и хлороформе. Известно, что при помощи ацетона можно извлекать окисленные продукты деструкции, а при помощи хлороформа — продукты разрушения структурной сетки вулканизата. В процессе проведения эксперимента первоначально было определено содержание ацетонового и хлороформенного экстракта в исходной резине, как основы для сравнительного анализа, а затем экстрагировались продукты износа всех резин, полученные при одинаковых условиях изнашивания ($p = 0,1$ МПа, $v = 0,5$ м/с, $T = 20$ °С). Результаты сравнительных испытаний представлены на диаграммах (рис. 4).

Анализ диаграмм показывает, что наибольшему разрушению в процессе изнашивания подверглись макромолекулы резин на основе СКИ-3 и НК. При этом имели место как окислительные процессы, так и разрушения вулканизационной сетки. В значительно меньшей степени воздействию этих

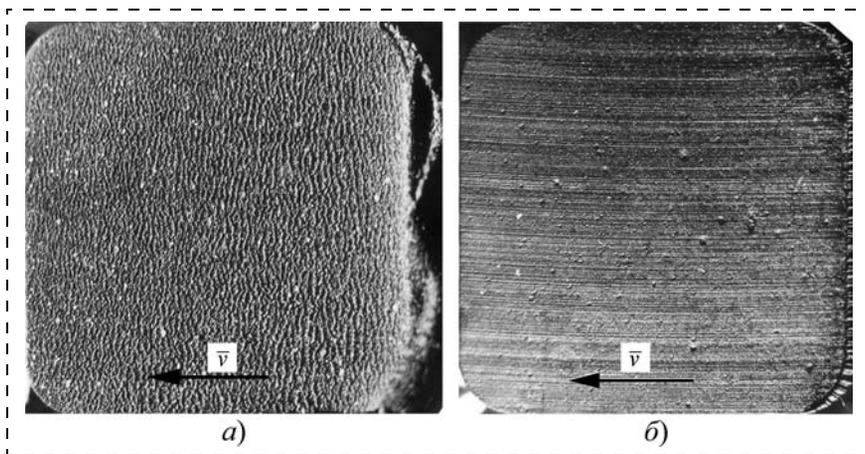


Рис. 3. Морфология поверхности трения резин первой (а) и второй (б) групп (×4)

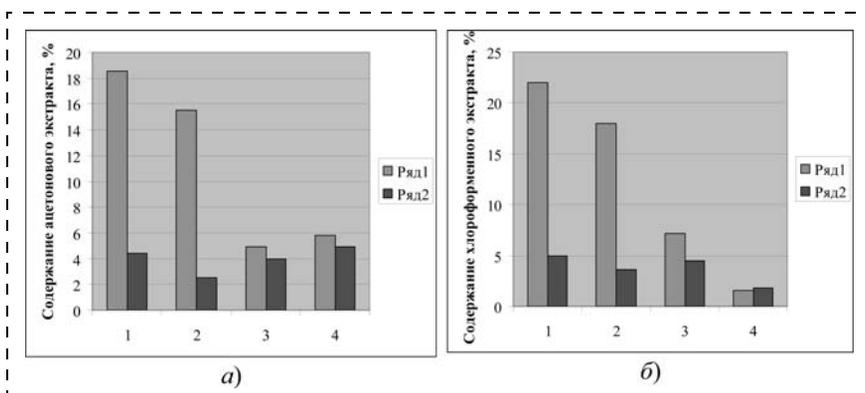


Рис. 4. Содержание ацетонового (а) и хлороформенного (б) экстракта в продуктах износа (ряд 1) и исходной резине (ряд 2) на основе: 1 — СКИ-3; 2 — НК; 3 — БСК; 4 — СКД

негативных факторов подверглись резины на основе БСК и СКД.

Следует отметить, что механизм столь различного поведения полимеров до конца еще не раскрыт, хотя хорошо известно, что в процессе механической переработки сырые резиновые смеси на основе НК и СКИ легко поддаются пластикации, а на основе БСК и, особенно, СКД деструкции практически не подвергаются. В. А. Каргин и Г. М. Слонимский [6] изменение свойств полимеров в поле сдвиговых механических напряжений (что характерно для трения) связывают с изменением молекулярной массы и степени разветвленности цепей, вызванных, в свою очередь, разрывом молекулярных цепей и образованием свободных радикалов на концах разорванной цепи. По мнению автора, возникновение радикалов вызывает ряд вторичных процессов (прежде всего окислительных), приводящих к деструкции и структурированию полимера. Первый процесс приближает свойства полимера к свойствам жидкости, а второй —

к свойствам твердого тела. Эта теория достаточно точно описывает процессы, наблюдаемые в наших экспериментах.

Таким образом, в условиях абразивного изнашивания и смазки водой установлено решающее влияние типа каучука и его структурной устойчивости на абразивную износостойкость эластомеров. Разумеется и другие компоненты резиновой смеси (наполнители, вулканизаторы, мягчители, уско-

Таблица 2

Физико-механические показатели опытных резин

Показатели	Соотношение каучуков: БСК:СКД (мас. ч.)					
	100:0	80:20	60:40	40:60	20:80	0:100
Условная прочность при растяжении, МПа	22	20	17	16	12	10
Сопротивление раздиру, кН/м	84	83	78	72	65	47
Твердость по Шору А, усл. ед.	58	62	62	62	62	66
Относительное удлинение при разрыве, %	447	447	393	470	363	390
Эластичность по отскоку, %	22	28	30	32	38	38
Модуль упругости при 300 %-ном удлинении, МПа	6,2	7,3	8,2	7,7	7,23	5,8

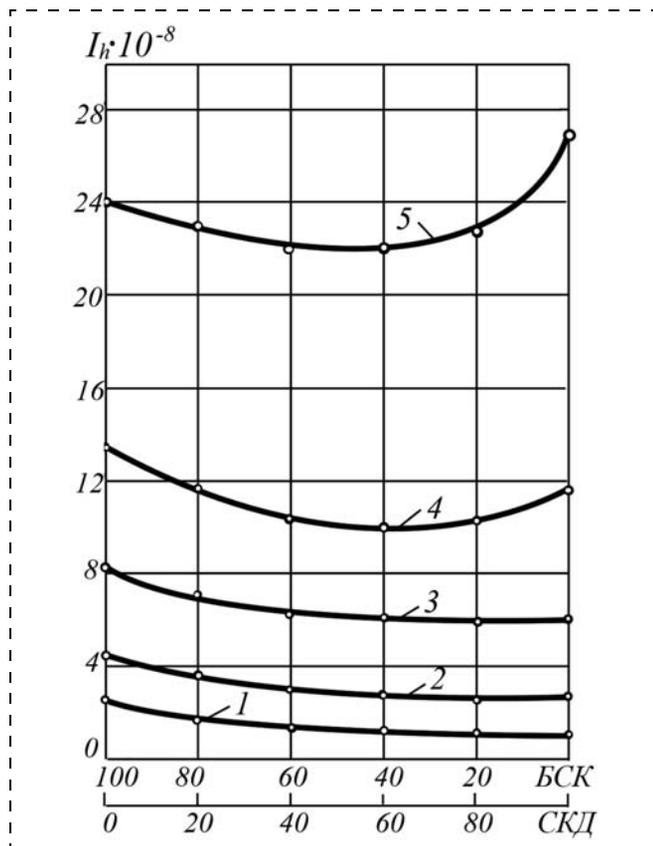


Рис. 5. Влияние соотношения каучуков (мас. ч.) на износ резин при давлении:
1 — 0,05 МПа; 2 — 0,1 МПа; 3 — 0,15 МПа; 4 — 0,20 МПа; 5 — 0,25 МПа

рители и т. д.) оказывают влияние на этот процесс. Однако определяющая роль каучука бесспорна. Интересно, что в рассматриваемых условиях не имеют большого значения физико-механические показатели испытываемых резин. По крайней мере, согласно данным, приведенным в табл. 1, самые низкие показатели по условной прочности при растяжении и сопротивлению раздиру имеет вулканизат на основе 100 % СКД, износостойкость же этой резины самая высокая. Показатели БСК, НК и СКИ-3 соизмеримы, однако износостойкость первой резины значительно выше.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в качестве основы для разработки износостойких эластомерных композиций можно рекомендовать регулярный цис-бутадиеновый каучук СКД-3. Однако известно, что при всех положительных качествах этот каучук обладает неудовлетворительными технологическими свойствами и поэтому чаще используется в комбинации с другими каучуками. Попытка использовать для этих целей комбинацию СКД + НК и СКД + СКИ-3 не увенчалась успехом. Эксперименты показали, что изопреновые каучуки даже при низком процентном содержании выступают в роли катализатора, инициирующего деструкционные процессы. Поэтому в рассматриваемых условиях нет альтернативы бутадиен-стирольному каучуку. В связи с этим была изучена износостойкость полимеров, выполненных из ранее приведенной модельной резиновой смеси, в составе которой каучук БСК последовательно заменялся равными долями СКД (табл. 2).

Испытания образцов проводили при температуре жидкой среды $T = 20^\circ\text{C}$, скорости скольжения $v = 0,5$ м/с в диапазоне давлений $p = 0,05 \dots 0,25$ МПа. Результаты испытаний показаны на рис. 5.

Анализ графиков обнаруживает экстремальную зависимость интенсивности изнашивания от наличия обоих каучуков. Увеличение содержания СКД первоначально приводит к снижению износа, который достигает минимальных значений при соотношении СКД:БСК = 60:40. Дальнейшее увеличение содержания СКД приводит к росту интенсивности изнашивания эластомеров. Наиболее ярко это проявляется при давлениях от 0,15 МПа и выше. Причина этого явления, по нашему мнению, заключается в том, что при использовании смазочно-охлаждающей жидкости создаются условия для поддержания стабильной температуры в трибосопряжении, обеспечивающей устойчивость структуры полимера. В этих условиях решающее влияние на износ резин оказывают как фрикционные, так и

прочностные свойства резин. При пониженных давлениях на передний план выступает влияние пониженного коэффициента трения резин на основе СКД, а при повышенных давлениях преобладающим оказывается влияние более высоких прочностных характеристик резин на основе БСК (см. табл. 1).

Заключение

Таким образом, можно сделать вывод, что в условиях смазки водой повышенной износостойкостью будут обладать резины, сочетающие высокие прочностные и антифрикционные свойства. Этими качествами обладает, как показали наши исследования, резина, содержащая в своем составе комбинацию из 60 мас. ч. СКД и 40 мас. ч. БСК. Кроме того, указанная резиновая смесь обладает удовлетворительными технологическими свойствами — подвулканизация по Муни (ГОСТ 10722—76) снижается примерно на 37 % по сравнению со смесью, содержащей 100 % СКД.

Для проверки эффективности разработанной эластомерной композиции в ОАО "Резинотехник" (г. Черкесск) была изготовлена опытная партия резиновой футеровки для классификаторов типа КСН-20. По результатам опытно-промышленных испытаний в условиях ЗАО "Урупский ГОК"

(Карачаево-Черкесская Республика) эта футеровка показала износостойкость на 30 % выше, чем аналогичная футеровка, выполненная из эталонной резины ИРП-10214. Это позволило рекомендовать новую эластомерную композицию к использованию в серийном производстве при изготовлении крупногабаритных резино-технических изделий, эксплуатируемых в водно-абразивных средах в различных отраслях промышленности.

Список литературы

1. **Сербин В. М.** К вопросу повышения долговечности рабочих органов спиральных классификаторов // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 8. С. 23—29.
2. **Сербин В. М.** Повышение износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов малых типоразмеров // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 45—48.
3. **Пенкин Н. С.** Гуммированные детали машин. М.: Машиностроение, 1977.
4. **Сербин В. М.** Многофункциональная лабораторная установка для испытания эластомеров на абразивное изнашивание // Каучук и резина. 1999. № 2. С. 25—28.
5. **Мальшев А. И., Помогайбо А. С.** Анализ резин. М.: Химия, 1977.
6. **Каргин В. А.** Избранные труды. Проблемы науки о полимерах. М.: Наука, 1986.

ИНФОРМАЦИЯ

Международная ассоциация исследователей стальных канатов (МАИСК)

ХII Международная научно-техническая конференция

"Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения"

02—06 июня 2014 г.
г. Одесса, Украина

Тематика конференции:

- прогрессивные конструкции и технологии изготовления стальных канатов;
- вопросы эксплуатации шахтных канатов;
- проблемы надежности и долговечности стальных канатов;
- теория расчета и проектирования стальных канатов;
- динамика стальных канатов и канатных систем.

Рабочие языки конференции — русский, украинский, английский. Доклады принимаются Оргкомитетом до 25 апреля 2014 г. и будут опубликованы в сборнике трудов конференции.

Для участия в конференции необходимо выслать заявку в адрес Оргкомитета до 20 мая 2014 г. и оплатить оргвзнос.

Оргкомитет:

Украина, 65005, Одесса, ул. Запорожская, 30, офис 4, МАИСК
Малиновский Валентин Анатольевич, д-р техн. наук, профессор,
тел./факс: +0038 048 777-40-27; +0038 050 392 00 45

E-mail: vira@farlep.net

Бартенева Надежда Александровна:

тел. +0038 097 374 39 00,

E-mail: irina2006@ukr.net

УДК 62-5

Л. Д. Певзнер, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой,
МГГУ, г. Москва

E-mail: lpevzner@msmu.ru

Московский горный институт и Уралмаш

На протяжении почти пятидесяти лет Московский горный институт тесно связан с Уралмашзаводом и институтом "НИИТяжмаш". Эти научные и технические связи оказались взаимно плодотворными. Ученые кафедры автоматики Горного института исследовали динамические процессы в электромеханических системах тяжелых горных машин, инженеры НИИТяжмаша использовали рациональные рекомендации ученых в проектах стреловых конструкций, приводах и редукторах драглайнов и мехлопат. О человеческих отношениях между учеными и инженерами эта статья.

Ключевые слова: аналитические и модельные исследования, экскаватор-драглайн, электромеханические системы, электроприводы, стреловая конструкция, автоматическое управление движением ковша, автоматизированная система управления, испытания систем управления.

L. D. Pevzner

Moscow Mining Institute and Uralmash

Since almost fifty years Moscow mining institute has been closely related with Uralmash factory and the research Institute NIITiazhmash. These scientific and technical connections turned out to be cross-fertilizing. Researchers from Automatics department of the Mining institute studied dynamic processes in electromechanical systems of heavy mining equipments while engineers from NIITiazhmash used rational recommendations of scientists in their projects of booms, transmissions and reducers for draglines. This article is about human relations between scientists and engineers.

Keywords: analytic and model research, drag-line, electromechanical systems, electro-transmissions, boom constructions, automatic control of bucket displacement, automatic control system, testing of control systems.

В начале шестидесятых годов прошлого столетия решением Минтяжмаша СССР и Уралмашзавода Московскому горному институту, в частности лаборатории "Динамические процессы в электромеханических системах", которую возглавлял профессор Олег Александрович Залесов, было поручено провести научные исследования по созданию систем управления главными механизмами шагающего экскаватора-драглайна ЭШ-15.90 для автоматического выполнения транспортных операций в цикле.

До этого момента по поручению института "НИИТяжмаш" Уралмаша лаборатория выполняла научные исследования — аналитические с использованием операционных методов и модельные на аналоговых вычислительных машинах. Профессор О. А. Залесов первым в горной промышленности

стал рассчитывать динамику движения, задачи прочности и устойчивости инструментально-вычислительными средствами. Сначала это были аналоговые моделирующие установки, затем — первые быстродействующие электронные счетные машины.

По поручению НИИТяжмаша профессор О. А. Залесов выполнял исследования сложных динамических процессов в двух основных узлах шагающего экскаватора — в стреловой конструкции и тяжелых редукторах многодвигательных электроприводов. Генеральная идея метода Залесова — создание нелинейных математических моделей динамических процессов в исследуемых узлах машины. Линейное представление этих моделей для предварительных аналитических исследований возможно операционными методами и полномасштабным нелинейным моделированием на

аналоговых вычислительных машинах. Эту идею реализовали для решения задач УЗТМ кандидаты наук М. С. Ломакин и В. Ф. Кузнецов.

Исследования динамических процессов в вантовых стрелах шагающих экскаваторов существующих и проектируемых конструкций проводила группа под руководством М. С. Ломакина в тесном контакте с коллективом отдела стреловых конструкций НИИТяжмаша под руководством Б. И. Сатовского.

Группой под руководством В. Ф. Кузнецова исследовались динамические процессы в редукторах многодвигательных приводов подъема, тяги и особенно поворота, где на один вал работают четыре, а в перспективе — до восьми двигателей.

Результаты исследований этих двух групп были использованы в технических проектах главными конструкторами НИИТяжмаша Виктором Модестовичем Мамкиным в электроприводах и Вениамином Львовичем Раскиным в конструкциях типоразмерного ряда шагающих экскаваторов с ковшами вместимостью 15...100 м³ и стрелами длиной 75...100 м.

Начиная с 1963 г. в лаборатории активно развернулись работы по решению задач автоматизации рабочих процессов тяжелых шагающих экскаваторов-драглайнов. Генеральную идею согласования работы трех главных приводов — идею "трех поездов", выдвинутую профессором О. А. Залесовым, реализовывали группы: Л. И. Толпежникова "подъем—тяга", Л. Д. Певзнера — "поворот", М. С. Ломакина, Г. Б. Петерса — электроприводов и конструкторская группа Л. Г. Наумкиной.

В первой группе разрабатывались алгоритмы управления двумя механизмами подъема и тяги по схеме программного управления: предполагалось, что известны две точки — начало и конец движения на разгрузку груженого ковша, определялась длина канатов подъема, которая должна быть выбрана, и длина канатов тяги, которая должна быть вытравлена для реализации требуемого движения. Найденные значения длин канатов оказывались теми самыми заданиями на отработку системам управления электроприводами. Эти значения в реальности чаще всего имели разное значение, значит предельно быстрое движение должно быть у того привода, для которого большее задание на движение. Диаграммы частоты вращения валов двигателей приводов для обеспечения оптимальности по времени приняты трапецеидальными, что позволяло алгебраическими методами найти все параметры программного алгоритма управления.

В группе поворота задача управления движением платформы экскаватора с бифилярно подвешенным ковшом оказалась довольно сложной: следовало синтезировать алгоритм предельно быстрого переноса ковша как маятника из одной точки в другую. Теория оптимального управления осцилляторными системами только, только создавалась, и к тому же управление определялось не в замкнутом, а в программном виде, как функция времени. При этом для определения управления требовались достаточно большие вычислительные возможности. И это в шестидесятые годы, когда о бортовых вычислителях только мечтали. А у нас в лаборатории — только аналоговые вычислительные средства.

Алгоритм управления разворотом платформы с качающимся ковшом в форме синтеза как функция измеренных координат угла разворота платформы и фазовых координат положения ковша относительно вертикальной плоскости стреловой конструкции в явном виде отыскать не удавалось. Однако приближенных представлений этого алгоритма имелось несколько: в почти линейной форме, нелинейный эвристический и даже с прогнозированием на основе использования аналогового вычислительного устройства с высокочастотной периодизацией решений.

В группе электроприводов совершенствовались методы расчета регуляторов мощных электроприводов для реализации структуры управления с подчиненными вложенными контурами, которые должны быть способными реализовать найденные алгоритмы управления.

Реализация найденных алгоритмов управления главными приводами требовала задающих устройств для формирования командных воздействий на системы управления. Элементной базой таких устройств были выбраны синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы и миниатюрные сельсины. Для приведения в начальное состояние этих устройств использовались позиционные высокоточные следящие системы с привода с соответствующими системами управления. Решающие устройства устанавливались на специальных платформах с использованием безлюфтовых зубчатых передач высокого класса точности. Аналогично с использованием линейных вращающихся трансформаторов строились датчики угла поворота платформы и датчик углового отклонения ковша. Были разработаны два варианта схем датчиков углового отклонения ковша. В первом измерялся угол отклонения блока наводки канатов тяги, во

втором — угол отклонения плоскости головных блоков, по значению которого после нескольких последовательных линейных преобразований поворота определялся искомый угол отклонения плоскости, образованный канатами подъема, тяги и осью стрелы — угол отклонения ковша от вертикальной плоскости стреловой конструкции. По второму варианту один из канатов подъема охватывался роликовой парой, чтобы совершать движение параллельно канату подъема. Поворот этой конструкции относительно оси стрелы соответствовал отклонению плоскости головных блоков.

Конструкцию платформ с решающими устройствами установки на ноль и конструкции датчиков угла отклонения ковша проектировали в группе Л. Г. Наумкиной.

Разработанная профессором О. А. Залесовым концепция решения задач автоматизации рабочих процессов шагающего экскаватора, технические предложения реализации подсистем автоматики были представлены на общем собрании научно-технического совета НИИТяжмаша, на котором присутствовали все главные конструкторы, в том числе Б. И. Сатовский, В. М. Мамкин, В. Л. Раскин, их первые заместители: Фейгин, Зиганшин, Г. М. Ярцев, Б. В. Ольховиков, Солодовников. Присутствовали конструкторы ОГК ЭПА, с которыми в дальнейшем пришлось работать бок о бок при испытаниях: А. В. Березин, В. А. Холкин, А. В. Кошкарев, А. Б. Розенцвайг, В. П. Толстого; конструкторы ОГК М и лаборатории испытаний: Б. Г. Осипова, В. А. Оленев, М. А. Барыкина и др.

На собрании с головным докладом выступил профессор О. А. Залесов, по отдельным подсистемам автоматики — М. С. Ломакин, Л. Д. Певзнер, В. Ф. Кузнецов. Каждый рассказал об основных принципах и алгоритмах автоматики управления движением в плоскости стрелы, об управлении движением раскачивающимся ковшом, о колебательных процессах и их демпфировании в тяжелых многодвигательных приводах главных механизмах драглайна. М. С. Ломакин впервые описал разрабатываемые его группой методы автоматического ограничения предельных динамических нагрузок в канатах подъема и тяги во время выполнения технологического цикла экскавации и о возможностях использования этих методов для автоматического выполнения процесса черпания. Л. Д. Певзнер представил предложения по прямому методу измерения отклонения ковша от плоскости стрелы.

Решение научно-технического совета НИИТяжмаша — положительное; одобрены концепция и

первые технические решения системы автоматизации рабочих процессов драглайна.

На рубеже семидесятых годов прошлого столетия макеты экспериментальных систем автоматического управления главными приводами изготовлены. По согласованию с НИИТяжмашем определено место и время для проведения экспериментальных исследований. Это разрез "Назаровский" комбината "Красноярскуголь" — шагающий экскаватор ЭШ-15.90, заводской № 139. Оборудование системы вместе с тяжелой электрической машиной — генератором частоты 400 Гц, общей массой больше полутонны отправлены малой скоростью на разрез. Однако в назначенный срок оборудование не прибыло на станцию назначения. Дело в том, что в сопроводительных документах на контейнер была указана несуществующая товарная станция. Искали по всем возможным станциям в окрестности Назарово. Через две недели нашли.

Подъем оборудования на экскаватор произвели через задний борт. Шкафы следящих систем и усилителей в левую кабину поднимали через переднее окно машиниста в разобранном виде. Монтаж начали с прокладки желобов для питающих и информационных кабелей. Датчики длин канатов подъема и тяги устанавливались на валах лебедок. Для исключения асимметрии оси датчиков и лебедок соединялись компенсирующей муфтой. Датчик поворота платформы соединялся с центральной цапфой. Технически сложная работа в замкнутом пространстве: варить нельзя, сверлить неудобно. Кабельные желоба не крепили, кабели бросили под силовыми шинами и через лючок вывели наверх.

Для крепления датчика углового отклонения ковша опускали стрелу экскаватора. Несколько ослабили подъемные канаты для установки захватных роликов и на люльке смонтировали механику и блок вращающихся трансформаторов. Также бросили многожильные информационный и питающий кабели. Стодвадцатиметровый сигнальный кабель проложен с головы стрелы не экранированным и не витой парой, поэтому информационный сигнал об угле содержал модуляционные помехи на частоте 400 Гц. Пришлось дополнительно собирать фильтр. Для калибровки датчика длин канатов тяги по нулю ковш подтягивался к направляющему блоку до срабатывания датчика перетяги по максимуму: для натягивания канатов наполняли ковш и позиционировали его в горизонтальной плоскости на максимальном выпуске. Подобным образом калибровался датчик длин канатов подъема: нуль — по срабатыванию датчика

переподъема, среднее значение устанавливалось на уровне положения ковша по горизонтали. Нуль датчика поворота платформы устанавливался при любом положении платформы, максимальное значение — при развороте платформы на 180° , полное вращение не предполагалось.

Испытания показали, что значения точности средств измерения соответствуют задачам управления. Недостатком явилась потеря работоспособности следящих систем при температурах ниже $+5^\circ\text{C}$.

Система управления поворотом испытывалась только с датчиком угла поворота платформы, поскольку датчик угла отклонения ковша, смонтированный на головных блоках, отказал уже в начале испытаний: при сложной динамике разгрузки ковша захватный роликовый блок разрушился, упал в отвал, где его успешно закопали.

Датчик угла отклонения ковша по нашим чертежам изготовили на УЗТМ. Как выяснилось при последующем анализе в КБ НИИТяжмаша, в конструкции не доставало одной степени свободы движения.

Во время испытаний при транспортировке на разгрузку обнаружилось, что груженный ковш практически не колеблется, есть небольшое отклонение ковша в сторону движения при торможении, ошибка по разгрузке в пределах допустимой. Датчик отклонения ковша при верхней разгрузке практически не нужен. При разгрузке ковш принимает положение в плоскости стрелы. Стабилизацию производит высыпающая порода, она связывает ковш с отвалом как сплошная среда и движение на копание начинается с нулевых фазовых координат ковша.

Движение на копание происходит иначе: если подъемные канаты натянуты, то тяговые хлещут и хаотично разбалтывают ковш. Первый вариант датчика углового отклонения ковша на основе измерения угла поворота блоков наводки неприемлем — колебания ковша слабо предсказуемы, управлять позиционированием ковша при провисших тяговых канатах невозможно.

На испытаниях управление осуществлялось забросом ковша в точку копания с ослабленным торможением. Длительность торможения и следовательно прогнозируемый угол отклонения ковша вычислялись по измеряемым длинам подъемного и тягового канатов. Ошибки позиционирования ковша — по разгрузке не более $0,5\text{ м}$, по посадке $0,8\text{ м}$ ширины ковша.

Программа испытаний в Назарово систем автоматизации включала достаточно длительные экспериментальные исследования: системы программного управления движения ковша в плоскости стрелы на разгрузку и на черпание; системы автоматической защиты стреловой конструкции от переподъема, перетяги и явления растяжки канатов; системы управления поворотной платформой для автоматического перемещения бифилярно подвешенного ковша.

Работоспособность систем управления была продемонстрирована представителям НИИТяжмаша и техническим руководителям угольного разреза, которые протокольно подтвердили показатели качества процессов управления, заложенные в техническом задании на системы. Осенние испытания системы в Назарово прошли достаточно успешно, выявили недоработки, определили дальнейшие планы.

Первые производственные испытания системы регулирования натяжения подъемных канатов драглайна и управления процессом копания были проведены в 1977 г. на экскаваторе ЭШ-15.90А в ПО "Фосфорит", г. Кингисепп Ленинградской области, затем в следующем году — на экскаваторах ЭШ-15.90 и ЭШ-100.100 на Марганцеском ГОКе и на разрезе "Назаровский". По результатам разработок и испытаний нами и представителями ОГК ЭПА НИИТяжмаша было предложено около 20 авторских свидетельств СССР и патентов, в том числе два иностранных — США и Великобритании.

Следующий этап взаимосвязи Московского горного института и УЗТМ связан с идеологическим и техническим перевооружением системы автоматизации шагающих драглайнов. Появились персональные компьютеры, правда, еще не предназначенные для работы на борту технологического объекта. Но желание сделать бортовую компьютерную систему, которая могла бы выполнять сложные алгоритмы управления, расширить функциональные возможности системы автоматизации, сделав ее уже автоматизированной. К этому времени все работы по автоматизации разделились на два направления: системы автоматического ограничения динамических нагрузок в электро-механических системах драглайна, которые вел М. С. Ломакин, и работы по созданию автоматизированной системы управления технологическими процессами этой сложной и высокоэффективной горной машины, которые вел Л. Д. Певзнер и его аспиранты.

В результате создан экспериментальный образец автоматизированной системы управления, вычислительным ядром которой была "Электроника 60" — первый персональный компьютер с очень несовершенной операционной системой и весьма слабыми вычислительными возможностями. Система содержала две подсистемы: подсистему управления транспортированием ковша на разгрузку и черпание с функциями геометрической защиты движения ковша в рабочем пространстве и информационной подсистемы, позволяющей представлять машинисту показатели эффективности технологического процесса, управляемого им. Экспериментальный образец системы прошел предварительные лабораторные испытания на модели главных приводов шагающего экскаватора ЭШ-20.90, а затем макет экспериментального образца по рекомендации НИИТяжмаша испытывался на разрезе "Октябрьский" комбината "Эстонсланец" в Кохтла Ярве в два приема — летом и глубокой осенью 1986 г. Результаты испытаний принимала бригада с УЗТМ, оценив их положительно.

Известные события девяностых и начала двухтысячных годов существенно повлияли на развитие работ по созданию автоматизированной системы драглайна.

В этот период научные работы и контакты с НИИТяжмашем существенно сократились, тем не менее появилась возможность выполнить работу по распределению потоков теплоты и воздушных масс в кузове драглайна. Составлена модель распределения потоков теплоты и воздуха с использованием специализированных программных продуктов конечно-элементного анализа. Результатами моделирования заинтересовались в лаборатории испытаний УЗТМ, поскольку они достаточно хорошо согласовались с их экспериментальными

результатами. В. А. Оленев — руководитель лаборатории решил использовать разработанную модель распределения теплоты и воздуха в кузове как инструментальное средство для дальнейших исследований.

В 2008 г. интерес к автоматизированной системе управления технологическим процессом возобновился. Толчком тому оказались новые результаты в теории и практике автоматического управления, а главное — появление нового поколения высокопроизводительных промышленных контроллеров бортового исполнения, позволяющих реализовывать в режиме реального времени алгоритмы управления любой сложности.

Структура разработанной системы автоматизированного управления содержала четыре подсистемы: управления движением ковша, диагностики технического состояния силового оборудования, сетевого управления вспомогательным оборудованием и информационной. Разработаны новые эффективные алгоритмы почти оптимального по времени управления движением ковша в циклах транспортирования и черпания на основе методов нечеткой логики; алгоритмы диагностирования на основе методов функциональной диагностики состояния линейных динамических систем; алгоритмы сетевого управления вспомогательным оборудованием через силовые адресно-управляемые ключи; алгоритмы информационного представления хода технологического процесса с использованием SKADA-технологии.

Плодотворные связи Московского горного университета и Уральского завода тяжелого машиностроения не исчерпываются прошлым! Есть большая надежда на возобновление научных и, главное, практических взаимоотношений сегодня и в будущем.

**Издательство "Новые технологии",
редакция и редакционная коллегия журнала "Горное оборудование и электромеханика"
сердечно поздравляют
с праздником 8 Марта
члена редакционной коллегии
Людмилу Ивановну АНДРЕЕВУ
и зам. главного редактора
Юлию Андреевну ЛАГУНОВУ.**

УДК 622.684

**IV Международная научно-практическая конференция
"Техгормет—XXI век":
"Пути повышения эффективности технологий
освоения месторождений полезных ископаемых"****IV International Scientific and Practical Conference
TECHGORMET—21ST CENTURY:
"Ways to Increase Efficiency
of New Mineral Field Development Technologies"**

В работе конференции (14—15 ноября 2013 г., г. Санкт-Петербург) приняли участие 200 ведущих российских и зарубежных экспертов горно-технического сообщества — представителей профильных министерств и ведомств, крупнейших горно-металлургических, горно-добывающих и горно-обогатительных предприятий, компаний-разработчиков техники, оборудования и IT-решений, научно-исследовательских и проектных институтов и вузов.

Всего было представлено 13 стран-участниц: Россия, Украина, Казахстан, Австралия, Германия, Австрия, Чехия, Норвегия, Монголия, Испания, Нидерланды, Великобритания, Польша.

В течение двух дней работы конференции прошли пленарное заседание, секции "Открытые горные работы", "Подземные горные работы", "Минерально-сырьевая база месторождений и обогащение полезных ископаемых", а также четыре круглых стола по наиболее актуальным вопросам секций. Всего было заслушано более 40 докладов, в числе ключевых выступающих: В. Н. Захаров, директор ИПКОН РАН (Председатель Оргкоми-

тета—2013), С. В. Ясюченя, технический директор ОАО "СУЭК", А. Г. Анохин, директор Центра геодинамической безопасности ЗФ ОАО "ГМК "Норильский никель", В. А. Гуськов, руководитель Департамента горных работ ЗАО "Евроцемент Групп", С. Н. Опанасенко, заместитель генерального директора ТОО "Богатырь Комир" (Казахстан), И. В. Эпштейн, начальник горно-технологического управления ЗАО "Полиметалл Инжиниринг", В. П. Баскаков, генеральный директор ОАО НЦ "ВостНИИ", И. В. Зырянов, заместитель директора по науке института "Якутнипроалмаз" ("АК "Алроса") и др.

Основной проблематикой пленарного заседания, секции "Открытые горные работы" (председатель — И. В. Зырянов) и круглого стола "Пути повышения эффективности работы горного предприятия" (модератор — С. В. Ясюченя, сомодератор — И. В. Зырянов) стал поиск наиболее оптимальных путей повышения эффективности работы горного предприятия, а также связанные с этим вопросы рационального недропользования.

Ключевой темой в вопросах подземного способа добычи (председатель секции и модератор круглого стола — В. П. Баскаков) стало повышение безопасности производства. Основополагающий доклад о концептуальных основах совершенствования технологии подземной разработки угольных месторождений представил В. Н. Захаров, директор ИПКОН РАН. О разработке и промышленном применении совместной отработки рудных залежей Октябрьского и Талнахского месторождений, склонных и опасных по горным ударам, рассказал А. Г. Анохин, директор Центра геодинамической безопасности ЗФ ОАО "ГМК "Норильский никель".

Бурное обсуждение на круглом столе секции "Минерально-сырьевая база месторождений и обогащение полезных ископаемых" (председатель и модератор — Т. Н. Александрова, заведующая кафедрой "Обогащение полезных ископаемых" НМСУ "Горный") вызвал доклад О. В. Кнауфа, инженера отдела минеральных ресурсов FEI Company (Нидерланды), который рассказал о технологиях автоматической минералогии, повышающих уровень контроля качества и эффективности обогащения.

Подводя итоги конференции, Председатель Оргкомитета Валерий Захаров, директор Института проблем комплексного освоения недр РАН, отметил высокую научно-практическую значимость представленных докладов и высокий уровень актуальности выбранных тем круглых столов. Популярность конференции "Техгормет—21 век" растет год от года, увеличивается количество участников, расширяется география стран. Очень важно, что здесь происходит обмен опытом между

представителями научно-исследовательских институтов и предприятий.

Результатом двухдневной работы стало официальное Решение конференции, в котором нашли свое отражение конструктивные инновационные предложения, направленные на повышение уровня производительности, безопасности горных работ и, в конечном итоге, конкурентоспособности российских горных компаний на мировом рынке.

В частности было отмечено:

- тенденция к росту глубины карьеров (разрезов) продолжает сохраняться. Горные работы на многих предприятиях ведутся на глубине 300...600 м, в перспективе — 700...900 м;
- изменение высоты подъема горной массы, совершенствование конструкций карьерных автосамосвалов определяют необходимость уточнения их рационального срока службы (пробега);
- повышение производительности оборудования достигается за счет применения мощного погрузочно-транспортного комплекса: экскаваторов с ковшом вместимостью до 40 м³, погрузчиков с ковшом вместимостью до 18 м³, автосамосвалов грузоподъемностью до 300...360 т;
- нарастающее количество локальных систем автоматизации технологических процессов горного производства, не объединенных в единую систему управления горно-добывающим комплексом, приводит в настоящее время к снижению надежности и эффективности функционирования отдельных технологических стадий и всего производства в целом.

Принятые конференцией рекомендации в основном имеют нормативно-правовую направленность.

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

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

Сдано в набор 16.01.2014. Подписано в печать 26.02.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГОЗ14. 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 "Адвансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.