

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА



Учредитель издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

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

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

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

Редакция:
ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

Телефоны редакции:
(499) 269-53-97, 269-55-10
Факс (499) 269-55-10
E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Керопян А.М. Расчет контактной прочности приводного колеса механизма подачи камнерезной машины 2

Набатников Ю.Ф. Обеспечение точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости 5

Южин В.И., Черкашин В.П., Дворянинов Д.С. Проектирование двигателей механизмов подачи с учетом технологии изготовления их зубчатых колес. 12

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н., Сергеев А.В. Разработка структурной модели мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов. 17

Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А. Экскаватор ЭКГ-5А: новое техническое решение системы управления приводами 23

Стадник Н.И., Мезников А.В., Сергеев А.В., Руденко И.Ю. Возможность повышения энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов 29

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Мионов В.И., Тимухин С.А., Лукашук О.А., Савинова Н.В. Влияние угла проскальзывания каната на прочность и долговечность барабана шахтной подъемной установки 35

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Мазеин С.В. Контроль инъекционного давления твердеющего раствора за обделкой тоннеля и проходческим щитом 41

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Витушко О.В., Никифорова Н.А., Семенов Е.В. Усовершенствование методики расчета критической скорости при гидротранспорте отходов обогащения 46

ИНФОРМАЦИЯ

Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2009 г. 52

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

УДК 679.8.053.8

А.М. Керопян, канд. техн. наук, доц., МГГУ

E-mail: am_kerop@mail.ru

Расчет контактной прочности приводного колеса механизма подачи камнерезной машины

Приведена методика выполнения прочностных расчетов приводных колес фрикционного механизма подачи камнерезной машины. Рассмотрен контакт кинематической пары приводное колесо–рельс; исследованы графики функциональных зависимостей сближения в результате деформации и допускаемого контактного напряжения их материалов от вертикальной нагрузки и радиуса приводного колеса.

Ключевые слова: фрикционный механизм подачи, приводное колесо, вертикальная нагрузка, пятно (площадка) контакта, тяговое усилие, сближение приводного колеса и рельса, контактное напряжение.

А.М. Керопян

Calculation of Contact Durability Driving of the Wheel of the Feeder of the Stone-Cutting Machine

In work the technique for performance durability calculations driving wheels of the frictional feeder of the stone-cutting machine is resulted. Contact of kinematic pair is considered: driving wheel—a rail; schedules of functional dependences of rapprochement as a result of deformation and a supposed contact pressure of their materials from vertical loading and radius driving wheels are investigated.

Keywords: the frictional feeder, driving wheel, vertical loading, a spot (platform) of contact, traction effort, rapprochement driving wheels and a rail, a contact pressure.

При расчетах тяговой способности фрикционного механизма подачи следует исходить из того, что на приводное колесо действует максимальная вертикальная нагрузка N_k , которая определяется с учетом требуемого максимального тягового усилия. Задача определения прочностных характеристик сложнапряженного состояния контактирующих тел (колеса и рельса) известна под названием задачи Герца. В работах [1–3] описаны способы решения данной задачи для различных условий.

Рассмотрим схему сближения двух тел в результате деформации приводного колеса и рельса, находящихся в упругонапряженном состоянии (рис. 1) [2, 4].

При нагружении вертикальной нагрузкой N_k упругого колеса, опирающегося на упругий рельс, между ними образуется пятно (площадка) контакта (см. рис. 1, б), форма которого близка к эллипсу с большой a и малой b полуосями, размеры которых определяются по формулам [2, 5]:

$$a = 1,397 n_a \sqrt[3]{\frac{N_k}{E_{np}} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}; \quad (1)$$

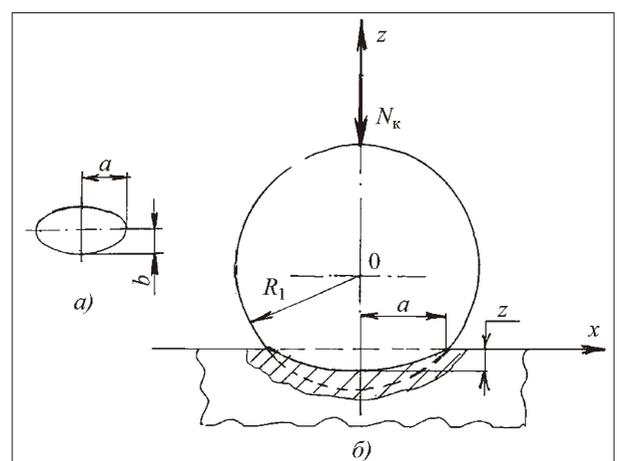


Рис. 1. К определению деформации приводного колеса:
 a – пятно (площадка) контакта; b – расчетная схема деформации приводного колеса

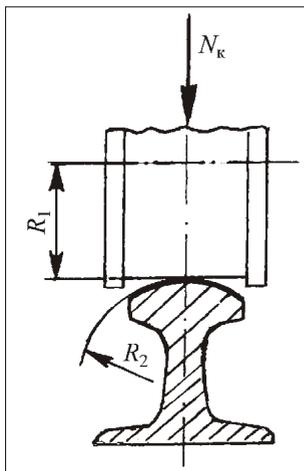


Рис. 2. Схема контакта приводного колеса с рельсом

$$b = 1,397n_b \sqrt[3]{\frac{N_k R_1 R_2}{E_{np} R_1 R_2}}, \quad (2)$$

где n_a, n_b – коэффициенты соответственно большой и малой полуосей пятна (площадки) контакта; R_1, R_2 – радиусы соответственно обода приводного колеса и головки рельса; E_{np} – приведенный модуль упругости материалов колеса и рельса, определяемый по формуле

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3)$$

где E_1, E_2 – модули упругости соответственно материалов колеса и рельса.

В месте контакта колеса и рельса оба тела деформируются, в результате чего происходит их сближение, которое можно рассчитать по формуле [2]

$$z = 0,977n_z \sqrt{\frac{N_k}{E_{np}} \frac{R_1 R_2}{R_1 R_2}}, \quad (4)$$

где n_z – коэффициент взаимной деформации приводного колеса и рельса.

Коэффициенты n_a, n_b и n_z определяются по таблицам, приведенным, в частности, в работе [2], и зависят от соотношения радиусов обода приводного колеса R_1 и головки рельса R_2 .

Линейные размеры, мм

№	R_1	R_2	n_a	n_b	n_z
1	100	500	1,812	0,628	0,876
2	160		1,511	0,709	0,933
3	200		1,385	0,756	0,956
4	250		1,281	0,802	0,971
5	350		1,131	0,892	0,993

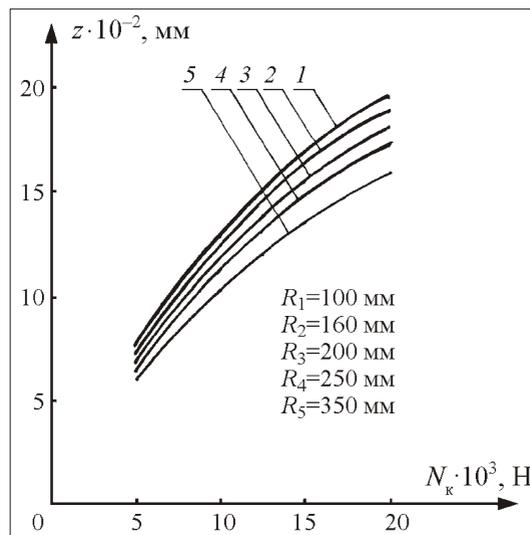


Рис. 3. Зависимость сближения приводного колеса и рельса от вертикальной нагрузки и радиуса приводного колеса

Значения этих коэффициентов для схемы контакта колеса с рельсом, изображенной на рис. 2, приведены в таблице.

На рис. 3 показаны графики зависимостей сближения z в результате деформации приводного колеса и рельса от вертикальной нагрузки, рассчитанные по формуле (4) для диапазона изменения радиуса R_1 обода приводного колеса в интервале 100...350 мм.

Выполненные расчеты показали, что в диапазоне варьируемых параметров N_k и R_1 сближение z увеличивается с увеличением вертикальной нагрузки N_k и уменьшается с увеличением радиуса приводного колеса.

Контактную прочность приводного колеса рассчитываем по наибольшему напряжению сжатия $[\sigma_k]_{max}$, действующему в центре пятна контакта [2]

$$[\sigma_k]_{max} = \frac{1,5N_k}{ab}. \quad (5)$$

Следует отметить, что знаменатель формулы (5) представляет собой площадь пятна контакта: $\Phi = ab$.

Согласно [6] допускаемое контактное напряжение в центре пятна контакта для деталей, подвергнутых нормализации, улучшению или сквозной закалке, рассчитывается по формуле

$$[\sigma_k]_{max} = 2,8 \tau, \quad (6)$$

где τ – предел текучести материала.

Из формулы (6) по рассчитанной согласно (5) величине наибольшего напряжения сжатия мож-

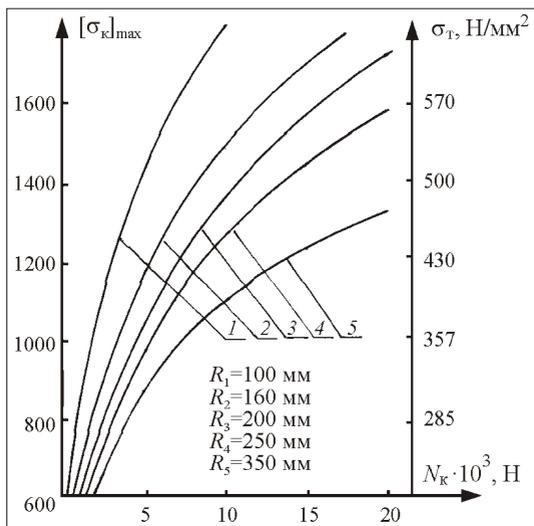


Рис. 4. Зависимость наибольшего напряжения сжатия от вертикальной нагрузки и радиуса приводного колеса

но определить предел текучести материала колеса

$$\tau = \frac{[\sigma_k]_{\max}}{2,8} \quad (7)$$

На рис. 4 показана зависимость рассчитанного по формуле (5) наибольшего напряжения сжатия $[\sigma_k]_{\max}$ от вертикальной нагрузки N_k и размеров приводных колес. Данная зависимость, а также значения характеристик пятна (площадки) контакта и величины сближения колеса и рельса рассчитаны при значении коэффициента Пуассона $\nu = 0,3$. Анализируя упомянутые графики, можно заметить, что контактные напряжения зависят от упругих свойств материала и не являются линейной функцией от вертикальной нагрузки. Это объясняется тем, что с увеличением вертикальной нагрузки увеличиваются и размеры пятна контакта.

Пользуясь графиками, представленными на рис. 4, по величине N_k можно определить марку стали и вид термообработки для материала приводного колеса камнерезной машины.

Для упрощения вычислений с правой стороны на рис. 4 показана ось τ .

Так, например, расчеты показывают, что для вертикальной нагрузки $N_k = 75000$ Н при радиусе приводного колеса 160 мм необходимо выбрать сталь с $[\sigma_k]_{\max} = 1330$ Н/мм², что соответствует $\tau = 475$ Н/мм². Этим требованиям соответствует Ст.45 с термообработкой в виде улучшения.

Для создания больших тяговых усилий в качестве материала приводных колес необходимо ис-

пользовать высокопрочные легированные стали или, если позволяют технические возможности, увеличить диаметр приводных колес. Следует также отметить, что приведенные на рис. 4 зависимости рассчитаны для одного приводного колеса. При расчете тягового усилия для приводного механизма с парой приводных колес указанные значения N_k следует удвоить.

Необходимость улучшения прочностных характеристик приводного колеса механизма подачи камнерезной машины, в частности, повышение работоспособности тяговых колес, подтверждается результатами обследования камнерезных машин.

Если применение высокопрочных материалов окажется недостаточным для обеспечения требуемого тягового усилия, необходимо увеличить число приводных колес машины или выполнять нижнее прижимное колесо приводным [7].

Выводы

1. Выполненные с применением изложенной выше методики расчеты показывают, что механизмы подачи фрикционного типа, аналогичные исследованному, способны развивать тяговые усилия до 100...150 кН. Это обстоятельство дает основание предположить, что, используя технические решения [7, 8] с учетом результатов настоящей работы, возможна разработка унифицированного фрикционного модуля механизма подачи для оснащения эксплуатируемых камнерезных машин.

2. Замена канатного, реечного и других типов приводов на привод фрикционного типа позволит существенно повысить технический уровень современного и намеченного к разработке оборудования для добычи природного камня.

3. При необходимости создания больших тяговых усилий с помощью фрикционного привода перемещения в качестве материала для колес следует применять высокопрочные легированные стали.

Список литературы

1. Денегин В.В. Статическая модель контакта колеса с рельсом. Л.: Записки ЛГИ. Т. 69. Вып. 1. 1975.
2. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наук. думка, 1988. 776 с.
3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
4. Крагельский И.В. и др. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 527 с.
5. Бабичков А.М., Егорченко В.Ф. Тяга поездов. М.: ВИПОМПС, 1962. 264 с.
6. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
7. Керопян А.М., Кантович Л.И. А.С. 1488494. МКИ Е21 С47/10. Ходовая часть камнерезной машины. Оpubл. Б.И. 1989. № 23.
8. Керопян А.М. и др. А.С. 1703821, МКИ Е21 С47/10. Камнерезная машина. Оpubл. Б.И. 1992. № 1.

Обеспечение точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости

Рассмотрены вопросы обеспечения точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости. Метод позволяет проводить сборку без образования и накопления незавершенного производства. Приведен расчет параметров метода и соединений для гидростойки механизированной крепи.

Ключевые слова: горные машины, соединения, точность, сборка, метод, взаимозаменяемость, группы.

Ju.F. Nabatnikov

Ensuring Accuracy of Joints of Mining Machine Parts by Means of Applying the Generalized Method of Group Interchangeability

In the article the issues are considered of ensuring accuracy of joints of mining machine parts by means of applying the generalized method of group interchangeability. The said method allows performing assembly procedure without neither formation nor buffering of any unfinished production. Calculation of method parameters and of joints for hydraulic jacks of powered roof support is presented.

Keywords: mining machines, joints, accuracy, assembly, method, interchangeability, groups.

Для повышения ресурса горно-шахтного оборудования часто необходимо, чтобы точность поверхностей деталей соответствовала 7-му или 8-му качеству. Обработка с такой точностью не всегда возможна по экономическим, техническим и технологическим причинам. Так, технический уровень отечественных предприятий угольного машиностроения позволяет реально обеспечить точность рабочих поверхностей гидроцилиндров и штоков не выше 10-го или 11-го качества. В лучшем случае обеспечивается точность по 9-му качеству, что соответствует рабочим чертежам большинства гидростоек.

Известно, что расширить поля допусков до экономически и технологически целесообразных величин, обеспечивая заданные зазоры (натяги) в соединениях, позволяет метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка). При использовании этого метода поля допусков отверстия и вала разбиваются на размерные группы. В соответствии с границами этих групп сортируются детали соединений. Полная взаимозаменяемость деталей достигается только в границах каждой размерной группы.

Обычно селективную сборку проводят при равных допусках отверстия и вала с равным ко-

личеством размерных групп [1]. В работе [2] рассмотрена сборка с неравными допусками при равном количестве селективных групп для отверстия и вала. Во всех исследованиях отмечается, что основным недостатком селективной сборки являются образование и накопление значительных объемов незавершенного производства и, как следствие, рост затрат на его подержание и обслуживание. Расчеты показывают, что в зависимости от объемов производства и сочетаний законов распределения действительных размеров отверстий и валов объем незавершенного производства может составлять 20...30 % от программы выпуска изделий, что делает сборку невозможной [3]. Основная причина образования незавершенного производства – случайная природа формирования действительных размеров поверхностей деталей при их изготовлении. Добиться полного соответствия законов распределения действительных размеров отверстий и валов практически невозможно. Поэтому при жесткой взаимосвязи между размерными группами отверстий и валов появление непарных деталей при сборке неизбежно.

На кафедре технологии горного машиностроения и ремонта (ТМР) МГГУ разработан

обобщенный метод групповой взаимозаменяемости отверстия с валом. Этот метод позволяет свести объем незавершенного производства практически к нулю за счет комплектации отверстий определенной размерной группы валами из нескольких групп.

В общем случае сборка соединений может осуществляться с различными допусками на размеры отверстия (ITA) и вала (ITB), различными групповыми допусками (a, b) и, как следствие, различными количествами размерных групп (n_1, n_2). Частными являются следующие случаи:

- сборка при равных допусках отверстия и вала ($ITA = ITB$) с равным количеством размерных групп ($n = n_1 = n_2$) и равными групповыми допусками ($a = b$);
- сборка с различными допусками отверстия и вала ($ITA \neq ITB$) при равном количестве размерных групп ($n = n_1 = n_2$) и разными групповыми допусками ($a \neq b$);
- сборка с различными допусками отверстия и вала ($ITA \neq ITB$) при равных групповых допусках ($a = b$) и разным количестве размерных групп ($n_1 \neq n_2$);
- сборка с различными или равными допусками отверстия и вала ($ITA \neq ITB$ или $ITA = ITB$) при групповых допусках $a = ITA$ и $b = ITB$ и количестве размерных групп $n = n_1 = n_2 = 1$ (случай полной взаимозаменяемости).

Для организации сборки соединений необходимо выполнить определенные условия, при которых гарантируется отсутствие брака. Под браком понимается выход зазора или натяга в определенном соединении за предельно допустимые значения.

Рассмотрим общий случай сборки соединений, при котором допуски отверстия и вала не равны друг другу ($ITA \neq ITB$). Примем, что не

равны друг другу групповые допуски ($a \neq b$) и количества размерных групп для отверстия и вала ($n_1 \neq n_2$), а нижнее предельное отклонение размеров отверстия равно EIA .

Первое необходимое условие сборки соединений заключается в том, что при этом должны быть обеспечены фактические зазоры (S_{ϕ}), величина которых не выходит за предельно допустимые значения ($S_{\min} \leq S_{\phi} \leq S_{\max}$). Для этого случая возможны два варианта. Пусть в первом варианте максимальный зазор (S_{\max}) формируется в 1-й размерной группе, а минимальный (S_{\min}) – в n -й (рис. 1, а), а во втором варианте минимальный зазор формируется в 1-й группе, а максимальный – в n -й (см. рис. 1, б).

Из схемы сборки для первого варианта следует:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= EIA + a - eib; \\ S_{\min} &= (EIA - ITA - a) + (eib - ITB). \end{aligned}$$

Вычитая из максимального зазора минимальный зазор и учитывая, что $ITS = S_{\max} - S_{\min}$, получим $ITS = 2a - ITA + ITB$.

При заданных допусках ITS, ITA, ITB групповой допуск (a) и количество размерных групп для отверстия (n_1) будут равны соответственно:

$$\begin{aligned} a &= (ITS + ITA + ITB)/2; \\ n_1 &= ITS/2 + ITA/a \text{ (целое число)}. \end{aligned}$$

Так как величина a положительна, то $ITS > ITB - ITA$. Это значит, что сборка может быть обеспечена при допуске зазора, большем разницы допусков отверстия и вала. В противном случае сборка без брака в соединениях невозможна. Из этого неравенства также следует, что $ITB > ITA$. Таким образом, рассматриваемый вариант реализуется при допуске вала, большем допуска отверстия.

Групповой допуск b и количество размерных групп для вала n_2 определяются как

$$ITB = bn_2; b = ITS/2.$$

В этом уравнении два неизвестных. Для их определения необходимо величину допуска ITB разложить на множители. При этом следует учесть, что групповой допуск для валов не должен превышать половины допуска зазора. Вариантов такого разложения в каждом конкретном случае несколько. Однако каждый из них обеспечивает сборку без брака в соединениях.

Вторым необходимым условием сборки при различных допусках отверстия и вала

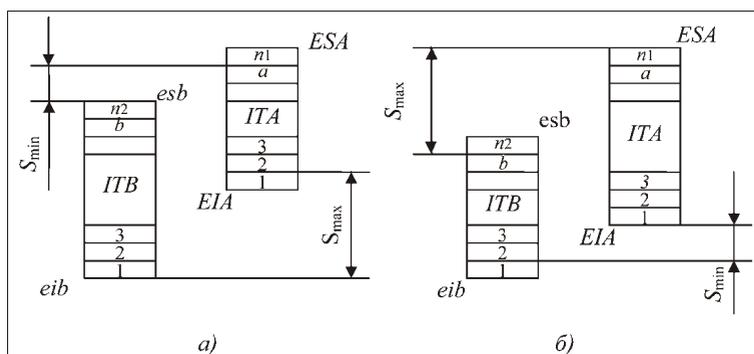


Рис. 1. Схема сборки соединений:

а – при $ITA < ITB, n_1 = n_2, a = b$; б – при $ITA > ITB, n_1 = n_2, a = b$

является их взаимное расположение. При заданных предельных зазорах, допусках отверстия и вала, нижнем предельном отклонении отверстия (EIA) нижнее предельное отклонение вала (eib) определяется по формуле

$$eib = EIA - a - S_{\max}.$$

Для варианта, при котором минимальный зазор формируется в 1-й размерной группе, а максимальный — в n -й (см. рис. 1, б), расчетные формулы имеют вид:

$$\begin{aligned} ITS &= 2b - ITA - ITB; b = (ITS - ITB - ITA)/2; \\ b &= ITS/2; n_2 = ITB/b \text{ (целое число);} \\ ITS &= ITA - ITB - 0. \end{aligned}$$

В этом случае допуск отверстия больше допуска вала, т.е. $ITA > ITB$.

Групповой допуск (a) и количество размерных групп (n_1) для отверстия определяются из уравнений:

$$ITA = an_1; a = ITS/2.$$

Эти уравнения также решаются разложением величины допуска отверстия на простые множители. Выбор конкретных значений группового допуска и количества размерных групп для отверстия из нескольких возможных вариантов обуславливается технологическими возможностями по сортировке деталей, качеством соединений и вероятностью возникновения незавершенного производства.

Нижнее предельное отклонение вала (eib) для этого варианта определяется по формуле

$$eib = EIA - S_{\min} - b.$$

Отметим, что при $n = n_1 = n_2 = 1$ реализуется метод полной взаимозаменяемости, т.е. выполняется условие $ITS = ITA + ITB$.

С использованием рассмотренного метода определим параметры соединений и сборки, обеспечивающие заданную точность в соединениях гидростойки. Задачу обеспечения точности в соединениях гидростойки можно сформулировать следующим образом. При точности изготовления внутренней поверхности цилиндра и грундбуксы по 11-му (10-му) качеству, а наружной поверхности штока и поршня по 10-му (9-му), необходимо обеспечить точность в соединениях по посадке $H8/f8$ ($H7/f7$).

Рассчитаем параметры соединений и технологического процесса сборки цилиндра с поршнем и штока с грундбуксой для интервала номи-

нальных размеров гидроцилиндров и штоков, например, диаметром св. 180 до 250 мм.

Задачу решаем в следующем порядке:

1. По нормативам [4] определяем допуск отверстия $ITA = 300$ мкм, что соответствует 11-му качеству точности и допуск вала $ITB = 200$ мкм, что соответствует 10-му качеству.

2. Задаемся нижним предельным отклонением отверстия $EIA = 0$. Это соответствует наиболее распространенному случаю в машиностроительной практике.

3. По нормативам [4] определяем минимальный $S_{\min} = 50$ мкм и максимальный $S_{\max} = 200$ мкм зазоры в соединениях, соответствующие посадке $H8/f8$.

4. Определяем групповой допуск для размеров вала b и количество размерных групп для вала n_2 :

$$\begin{aligned} b &= (ITS - ITB - ITA)/2 = (150 - 200 - 300)/2 = 25 \text{ мкм;} \\ n_2 &= ITB/b = 200/25 = 8. \end{aligned}$$

5. Находим количество размерных групп n_1 и групповой допуск a для отверстия: $ITA = 300 = n_1 a$; $a = ITS/2 = 150/2 = 75$ мкм. Из данного уравнения следует, что существуют несколько вариантов, обеспечивающих сборку без брака, например: $ITA = 300 = 4 \cdot 75 = 50 \cdot 6 = 60 \cdot 5 = 25 \cdot 12$ и т.п.

Учитывая, что однородность соединений выше при равенстве групповых допусков [1], принимаем: $a = b = 25$ мкм и $n_1 = 12$.

6. Определяем нижнее предельное отклонение размеров вала $eib = EIA - S_{\min} - b = 0 - 50 - 25 = -75$ мкм.

7. Строим схему сборки (рис. 2) и определяем порядок комплектации отверстий (табл. 1).

Из табл. 1 следует, что отверстия определенной размерной группы могут комплектоваться валами из нескольких размерных групп без образования брака в соединениях. Это минимизирует вероятность возникновения незавершенного производства при сборке. Исключением являются лишь две крайние размерные группы отверстий (1-я и 12-я), которые комплектуются валами только одной размерной группы (1-й и 8-й). Порядок комплектации отверстий чрезвычайно прост. Сначала выбираются все валы из 1-й размерной группы, затем — из 2-й и т.д.

Необходимо отметить, что организация сборки с такими параметрами может вызвать определенные затруднения в условиях конкретного производства. Так, количество размерных групп для отверстий $n_1 = 12$, а для валов — $n_2 = 8$. Кроме того, отверстия и валы необходимо сортировать

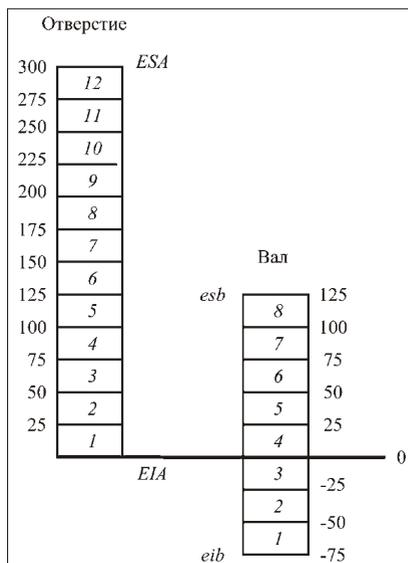


Рис. 2. Схема сборки:
диаметр 180...250 мм; $ITA = 300$ мкм,
 $ITB = 200$ мкм; $a = b = 25$ мкм; $n_1 = 12$,
 $n_2 = 8$; $S_{\min} = 50$ мкм; $S_{\max} = 200$ мкм

Порядок комплектации отверстий валами

Номер группы	
отверстий	валов
1	1
2	1, 2
3	1, 2, 3
4	1, 2, 3, 4
5	1, 2, 3, 4, 5
6	2, 3, 4, 5, 6
7	3, 4, 5, 6, 7
8	4, 5, 6, 7, 8
9	5, 6, 7, 8
10	6, 7, 8
11	7, 8
12	8

Таблица 1

• расширено поле допуска вала с $ITB = 200$ до $ITB = 250$ мкм.

На первый взгляд второй вариант имеет одни преимущества перед первым. Однако нетрудно заметить, что во втором случае резко сократилось количество групп валов, участвующих в комплектации отверстия определенной размерной группы. Этот фактор может оказать влияние на объем незавершенного производства и стать решающим при выборе варианта сборки. Поэтому для окончательного решения поставленной задачи необходимо оценить для двух рассмотренных вариантов объем незавершенного производства. С этой целью с использованием моделирования на ЭВМ выявлена зависимость объема незавершенного производства от производственной программы выпуска изделий для двух рассмотренных вариантов изготовления деталей гидростойки и их сборки при нормальных законах распределения размеров отверстий и валов (табл. 3). Из результатов моделирования следует, что объем незавершенного производства не зависит от производственной программы при первом варианте. При втором варианте вероятность возникновения незавершенного производства весьма существенна (12...22 %) при малых объемах производства. При объемах производства

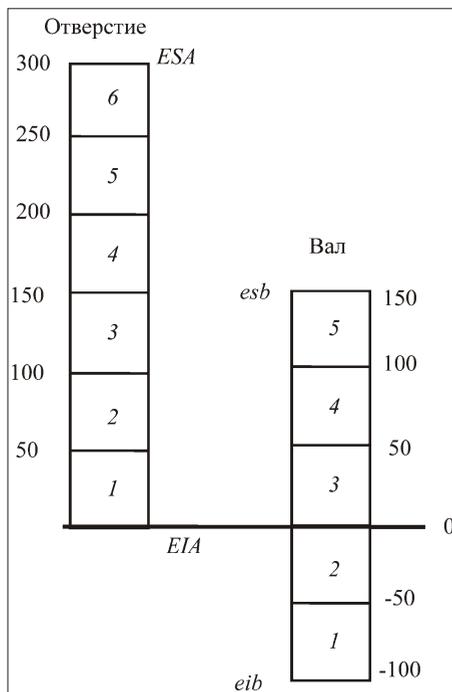
с точностью 25 мкм. Поэтому с точки зрения минимизации затрат на сборку и ее упрощения целесообразно рассмотреть и другие варианты. Например, вариант с меньшим количеством размерных групп для отверстия и вала и большими групповыми допусками.

Примем, что групповой допуск отверстия и вала равен $a = b = 50$ мкм. Проведя расчеты по той же методике, нетрудно показать, что в этом случае параметры соединений и сборки будут равны: $ITA = 300$ мкм (задано), $EIA = 0$ (принято), $ITB = 250$ мкм (расчет), $S_{\min} = 50$ мкм (задано), $S_{\max} = 200$ мкм (задано), $n_1 = 6$ (расчет), $n_2 = 5$ (расчет), $a = b = 50$ мкм (принято), $eib = -100$ мкм (расчет).

Схема сборки и порядок комплектации отверстий валами для этого варианта представлены на рис. 3 и в табл. 2 соответственно. Сопоставляя последний вариант с первым, можно сделать выводы:

- в обоих вариантах обеспечивается заданная точность в соединениях по 8-му качеству;
- во втором варианте уменьшилось количество размерных групп для отверстий (с 12 до 6) и валов (с 8 до 5);
- в два раза (с 25 до 50 мкм) увеличен размерный интервал для сортировки отверстий и валов;

рассмотренных вариантов изготовления деталей гидростойки и их сборки при нормальных законах распределения размеров отверстий и валов (табл. 3). Из результатов моделирования следует, что объем незавершенного производства не зависит от производственной программы при первом варианте. При втором варианте вероятность возникновения незавершенного производства весьма существенна (12...22 %) при малых объемах производства. При объемах производства



Порядок комплектации отверстий валами

Номер группы	
отверстий	валов
1	1
2	1, 2
3	2, 3
4	3, 4
5	4, 5
6	5

Рис. 3. Схема сборки для варианта с меньшим количеством размерных групп для отверстия и вала и большими групповыми допусками:
диаметр 180...250 мм; $ITA = 300$ мкм, $ITB = 250$ мкм; $a = b = 50$ мкм; $n_1 = 6$, $n_2 = 5$; $S_{\min} = 50$ мкм; $S_{\max} = 200$ мкм

Таблица 2

Объем незавершенного производства в зависимости от производственной программы (% от N)

№ варианта	Параметры соединений и сборки	Производственная программа (N), шт.					
		10	25	50	100	200	500
1	$ITA = 300$ мкм $ITB = 200$ мкм $S_{\min} = 50$ мкм $S_{\max} = 200$ мкм $n_1 = 12; n_2 = 8$ $a = b = 25$ мкм	0	0	0	0	0	0
2	$ITA = 300$ мкм $ITB = 250$ мкм $S_{\min} = 50$ мкм $S_{\max} = 200$ мкм $n_1 = 6; n_2 = 5$ $a = b = 50$ мкм	22	16	12	2	0	0

свыше 200 шт. незавершенное производство, так же как и в первом варианте, отсутствует.

Объемы незавершенного производства в зависимости от законов распределений размеров отверстий и валов и их сочетаний представлены в табл. 4. Самым неблагоприятным сочетанием законов является равномерный закон распределения размеров отверстий и нормальный закон распределения размеров валов. Вероятность возникновения незавершенного производства для этого случая больше 30 %. Однако в реальных производственных условиях трудно представить,

что гидроцилиндры изготавливаются на техническом уровне единичного и мелкосерийного производства, а поршни и штоки к ним – на уровне серийного и крупносерийного производства. Поэтому это сочетание законов распределения размеров отверстий и валов можно исключить из рассмотрения.

Данные по первому варианту сборки показывают, что объем незавершенного производства не зависит ни от параметров самих распределений, ни от их сочетаний. Таким образом, при использовании рассмотренного метода сборки ис-

Таблица 4

Объем незавершенного производства в зависимости от законов распределения размеров поверхностей деталей (% от $N = 200$ шт.)

№ варианта	Параметры соединений и сборки	Закон распределения размеров		Объем незавершенного производства (% от N)
		отверстие	вал	
1	$ITA = 300$ мкм $ITB = 200$ мкм $S_{\min} = 50$ мкм $S_{\max} = 200$ мкм $n_1 = 12; n_2 = 8$ $a = b = 25$ мкм	Нормальный	Нормальный	0
		Нормальный	Симпсона	0
		Нормальный	Равномерный	0
		Симпсона	Нормальный	0
		Симпсона	Симпсона	0
		Симпсона	Равномерный	0
		Равномерный	Нормальный	30
		Равномерный	Симпсона	5
		Равномерный	Равномерный	0
2	$ITA = 300$ мкм $ITB = 250$ мкм $S_{\min} = 50$ мкм $S_{\max} = 200$ мкм $n_1 = 6; n_2 = 5$ $a = b = 50$ мкм	Нормальный	Нормальный	0
		Нормальный	Симпсона	0
		Нормальный	Равномерный	21
		Симпсона	Нормальный	10
		Симпсона	Симпсона	3
		Симпсона	Равномерный	5
		Равномерный	Нормальный	34
		Равномерный	Симпсона	28
		Равномерный	Равномерный	2

чезает ее основной недостаток — образование и накопление незавершенного производства. Для этого метода сборки вероятность возникновения незавершенного производства либо близка к нулю, либо равна нулю.

Зависимость объема незавершенного производства от параметров распределений и их сочетаний для второго варианта проявляется в большей степени, чем для первого. Основная причина такого различия — в первом варианте в комплектации отверстий определенной размерной группы участвует большее количество групп валов (до 5), а во втором варианте — меньше (до 2).

Необходимо отметить, что комплектация отверстий крайних размерных групп проводится валами только из одной соответствующей группы валов. Поэтому для гарантированного отсутствия незавершенного производства необходимо, чтобы количество размерных групп для отверстий было больше количества групп для валов, так как при этом увеличивается вероятность того, что количество отверстий в крайних размерных группах будет меньше количества валов.

Оценивая в целом вероятность возникновения незавершенного производства и ее зависимость от рассмотренных факторов, мы рекомендуем для достижения точности в соединениях гидростойки по 8-му качеству использовать первый вариант сборки. Можно использовать при сборке и вторую более простую схему (см. рис. 3), предварительно создав некоторое избыточное количество валов в первой и пятой размерных группах. Расчеты показывают, что это количество должно составлять 0,1...0,2 % от производственной программы.

Формирование сборочных комплектов гидростоек целесообразно осуществлять следующим образом:

1. В соответствии со схемой сборки, обеспечивающей заданную точность соединений (см. рис. 2 или 3), проводится сортировка сборочных единиц по размерным группам.

2. Гидроцилиндр определенной размерной группы комплектуется поршнем со штоком из соответствующей размерной группы. Этим достигается заданная точность в соединении цилиндр—поршень.

3. Измеряется фактический наружный диаметр штока и по его значению выбирается из соответствующей размерной группы грундбукса с требуемым внутренним диаметром. Этим обеспечивается заданная точность в соединении

внутренняя поверхность грундбуксы—наружная поверхность штока.

4. Если шток является одновременно и цилиндром следующей ступени, то измеряется его фактический внутренний диаметр и по его значению из соответствующей размерной группы выбирается поршень со штоком второй ступени. Выбор грундбуксы для данной ступени осуществляется аналогично п.3.

Такой порядок формирования сборочных комплектов позволяет обеспечить селективную сборку в нескольких различных соединениях с требуемой точностью. Нетрудно показать, что при точности изготовления внутренних поверхностей цилиндра и грундбуксы по 10-му качеству точности, а наружных поверхностей штока и поршня по 9-му качеству параметры соединений и сборки будут, например, равны: $ITA = 180$ мкм, $EIA = 0$, $ITB = 120$ мкм, $S_{\min} = 50$ мкм, $S_{\max} = 150$ мкм, $n_1 = 9$, $n_2 = 6$, $a = b = 20$ мкм, $eib = -70$ мкм. Такие параметры обеспечивают точность в соединениях по посадке $H7/f7$.

Необходимо отметить, что при другой исходной точности сопрягаемых поверхностей, другой точности в соединениях и другом интервале номинальных размеров порядок расчета параметров аналогичен рассмотренному.

Подчеркнем также, что комплектация отверстий крайних размерных групп проводится валами только из одной соответствующей группы валов. Поэтому для гарантированного отсутствия незавершенного производства необходимо, чтобы количество размерных групп для отверстий было больше количества групп для валов. Это увеличивает вероятность того, что количество отверстий в крайних размерных группах будет меньше количества валов.

При равных групповых допусках ($a = b$) максимальное количество размерных групп валов (K_{\max}) для комплектации конкретной размерной группы отверстий можно определить по формуле

$$K_{\max} = (ITA - ITB)/b + 1.$$

Учитывая, что $ITB = ITA + 2b - ITS$, получим

$$b = ITS/(K_{\max} - 1).$$

Результаты моделирования показывают, что при $K_{\max} = 3 - 4$ незавершенное производство практически отсутствует и не зависит ни от объемов производства, ни от законов распределения размеров, ни от параметров этих законов и их сочетаний. Поэтому при проектировании сборочных процессов групповые допуски можно при-

нимать равными $a = b = ITS/4$, либо $a = b = ITS/5$. Задавшись допуском отверстия (ITA), предельными зазорами (S_{\min}, S_{\max}) или натягами и групповым допуском ($a = b$), можно определить все параметры метода, включая предельные отклонения размеров и допуск вала (см. рис. 1), обеспечивающие селективную сборку без брака и незавершенного производства. Отметим, что рассмотренный метод может быть использован для расчета размерных цепей.

Выводы

1. Сборка без образования брака в соединениях осуществима при любых допусках отверстия и вала и предельно допустимых зазорах (натягах), если выполняется условие, что допуск зазора (натяга) больше разницы допусков отверстия и вала.

2. Отличительной особенностью сборки с неравными допусками для отверстия и вала (ITA и ITB), неравными или равными групповыми допусками ($a \neq b$ или $a = b$) и различными количествами размерных групп (n_1, n_2) является возможность комплектации отверстий определен-

ной группы валами из нескольких размерных групп без образования брака в соединениях. Такая возможность комплектации многовариантна и существенно уменьшает вероятность возникновения незавершенного производства.

3. Селективную сборку соединений горных машин необходимо осуществлять с использованием обобщенного метода групповой взаимозаменяемости, при котором незавершенное производство либо отсутствует, либо близко к нулю.

Список литературы

1. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1979. 343 с.
2. Булатов В.П. и др. Расчет точности машин и приборов. СПб.: Политехника, 1993. 495 с.
3. Набатников Ю.Ф. Моделирование селективной сборки на ЭВМ и определение объема незавершенного производства // Тр. VI Междунар. конф. "Техника и технология сборки машин". Польша, Жешувская политехника, 28–30 мая 2008 г. С. 37–40.
4. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник. М.: Изд-во стандартов, 1989. Т. 1. 263 с.

ЗА ВЫСОКОЕ КАЧЕСТВО ВЫСТАВОЧНОГО МЕРОПРИЯТИЯ УДОСТОВЕРЕНА ЗНАКАМИ "МСВЯ" (МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА ВЫСТАВОК И ЯРМАРОК) И "UFI" (ВСЕМИРНОЙ АССОЦИАЦИИ ВЫСТАВОЧНОЙ ИНДУСТРИИ, ПАРИЖ)





УГОЛЬ / МАЙНИНГ 2010

МЕЖДУНАРОДНАЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА
УГЛЕДОБЫВАЮЩИХ И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ
И ОБОРУДОВАНИЯ

**7-10 СЕНТЯБРЯ 2010 г.
ДОНЕЦК / УКРАИНА**

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:

-МИНИСТЕРСТВА УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УКРАИНЫ
-ДОНЕЦКОЙ ОБЛАСТНОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ АДМИНИСТРАЦИИ

ОФИЦИАЛЬНЫЙ ИНФОРМАЦИОННЫЙ СПОНСОР
ВЫСТАВКИ НА ТЕРРИТОРИИ СТРАН СНГ

ЖУРНАЛ УГОЛЬ

ОРИГАНИЗАТОРЫ:




Выставочный центр "ЭКСПОДОНБАСС"
УЛ. ЧЕЛЮСКИНЦЕВ, 189-В, Г. ДОНЕЦК, УКРАИНА, 83048
Т./Ф.: +38 (062) 381-22-80, 381-21-50
E-MAIL: NATALY@EXPODON.DN.UA, HTTP://WWW.EXPODON.DN.UA/MINING

Проектирование движителей механизмов подач с учетом технологии изготовления их зубчатых колес

Рассмотрено проектирование движителей механизмов подач угледобывающих комбайнов с учетом технологии изготовления их зубчатых колес.

Ключевые слова: зубчатое колесо, механизм подачи.

V.I. Yuzhin, V.P. Cherkashin, D.S. Dvorianinov

Designing of Locomotors Mechanisms of Giving's with the Account of Manufacturing Techniques of their Cogwheels

Designing consideration of locomotors mechanisms of giving's of coal-mining combines with the account of manufacturing techniques of their cogwheels.

Keywords: then feed gears; feed-motions.

Технология изготовления в принципе не должна определять конструкцию изделия. В рабочих чертежах конструкций технологические указания, как правило, не должны иметь место, хотя ЕСКД разрешает в порядке исключения в технически обоснованных случаях на полях рабочих чертежей делать такие указания. Например, были случаи, когда на чертежах зубчатых венцов зубчатых муфт были представлены профили зубьев переточенного зуборезного долбяка, которым нужно было вести зубообработку внутренних зубьев.

В настоящее время сложилось такое положение при конструировании движителей механизмов подач угледобывающих комбайнов, когда технология изготовления движителей определяет конструкцию этих движителей.

В современных движителях механизма подачи угледобывающих комбайнов имеется звезда, зацепляющаяся с рейкой (цевочной или зубчатой). Звезда является составной частью блока, который содержит и эту звезду, и зубчатое колесо, сцепляющуюся с приводной шестерней, которая находится на выходном валу редуктора механизма подачи (рис. 1).

Целесообразно блок колесо—звезда иметь как цельную конструкцию. Зубья звезды обрабатываются на станках с ЧПУ концевой фрезой диаметром $D = 40$ мм и длиной $L = 70$ мм. Эта фреза на станках с ЧПУ в автоматизированном режиме

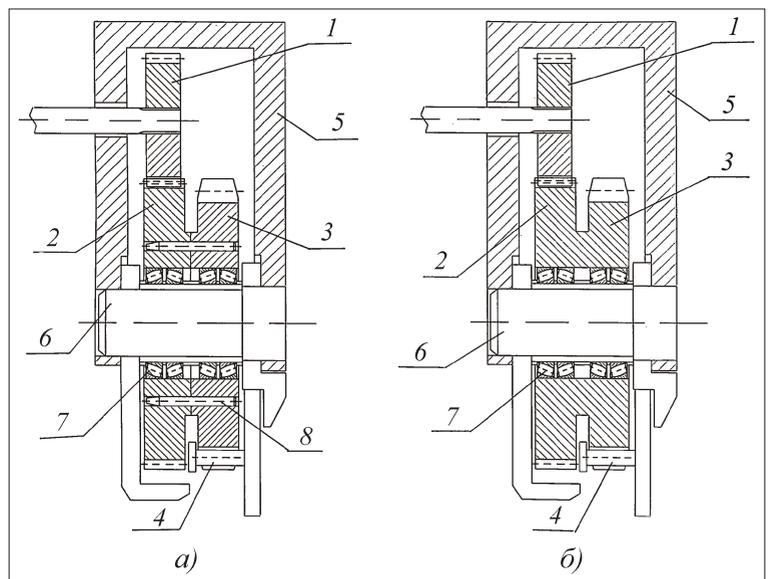


Рис. 1. Конструктивная схема движителя:

a — зубчатое колесо со звездой соединена штифтами; *б* — зубчатое колесо со звездой имеют цельную конструкцию; 1 — приводная шестерня; 2 — зубчатое колесо; 3 — звезда; 4 — цевочная рейка; 5 — корпус движителя; 6 — вал; 7 — подшипники; 8 — штифтовое соединение

обкатывает при фрезеровании рабочую часть зубьев звезды и радиусную часть (т.е. галтель) на ножке зубьев; радиусная часть (галтель) на ножке зубьев имеет радиус $R > 0,6 - D$, что позволяет фрезе свободно иметь вход в радиусную часть (т.е. в галтель) на ножках зубьев звезды и выход из радиусной части (из галтели) на ножках зубьев звезды.

Зубчатое колесо, которое представляет со звездой в блоке цельную конструкцию, имеет обычно модуль $m = 20$ мм или $m = 22$ мм и число зубьев $Z_k = 14...16$. Это колесо зацепляется с приводной шестерней, которая обычно имеет число зубьев $Z_{ш} = 10...12$. Радиусная часть зубьев (галтель) колеса и приводной шестерни имеет на ножках радиус не более $R = 15$ мм.

Приводная шестерня нарезается стандартной червячной фрезой и никаких трудностей здесь не возникает.

При изготовлении зубчатого колеса, которое представляет со звездой в блоке цельную конструкцию, возникают существенные трудности. Зубья колеса нельзя обработать на станках с ЧПУ стандартной концевой фрезой диаметром $D = 40$ мм, так как радиусная часть на ножке зубьев имеет радиус $R < 0,5 - D$, что не позволяет стандартной фрезе свободно иметь вход в радиусную часть на ножках зубьев колеса и выход из радиусной части на ножках зубьев звезды. Стандартная концевая фреза здесь срезает эвольвентную часть зуба.

Стандартная червячная зуборезная фреза здесь также не может быть использована, так как зубья этого колеса и зубья звезды находятся очень близко друг к другу.

В настоящее время упомянутые трудности при изготовлении колеса, которое конструктивно соединено со звездой в блоке, преодолевают тремя различными направлениями проектирования.

I направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке

I направление состоит в том, что зубья колеса нарезаются специальным зуборезным долбяком, так как стандартный зуборезный долбяк имеет модуль не более $m = 12$ мм. Изготовление специального долбяка очень дорого и соизмеримо со стоимостью движителя. Но может быть наиболее существенно и то, что в данное время в промышленности произошло "вымывание" квалифицированных специалистов и инструментальные цеха предприятий просто не могут изготовить зуборезный долбяк. От этого направления практически отказались, хотя

конструкция блока колесо—звезда при применении нестандартного долбяка не изменяется, т.е. остается цельной, что является положительным моментом; не изменяется и геометрия зубьев.

II направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке

II направление состоит в том, что изменяют геометрию зубчатого колеса и приводной шестерни, увеличивая ориентировочно величину модуля до $m = 40$ мм для того, чтобы можно было на станках с ЧПУ использовать стандартную концевую фрезу диаметром $D = 40$ мм. Но при этом для сохранения межосевого расстояния между приводной шестерней и зубчатым колесом необходимо уменьшать число зубьев до величин $Z_k = 7...8$ и $Z_{ш} = 5...6$.

Уменьшение чисел зубьев влечет за собой ухудшение показателей геометрии зацепления как для эвольвентных зубчатых передач, так и для неэвольвентных взаимообкатных зубчатых передач.

Геометрия часто получается неудовлетворительной. Краевой контакт, большие относительные скольжения, неудовлетворительные запасы прочности по износу и задиру (обуславливаемые большой величиной модуля и небольшими числами зубьев) на входе в зацепление и на выходе из него приводят к неудовлетворительным эксплуатационным показателям по условию износостойкости.

Это направление малоэффективное, хотя конструкция движителя при этом направлении не изменяется (за исключением геометрии зубчатой пары), что является положительным моментом. Удовлетворительное зацепление в данном случае можно получить, применяя специальные профили зубьев.

III направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке

III направление состоит в том, что конструкцию блока колесо—звезда делают разъемной. Колесо и звезда изготавливаются отдельно друг от друга и в корпусе движителя соединяются штифтами. Технология штифтового соединения не является простой: необходимо предохранять места штифтования от цементации, работать твердосплавными развертками и т.д. Но самое главное — это эксплуатационная надежность, которая полностью зависит от качества установки штифтов. В настоящее время это направление имеет место, несмотря на то, что это связано с переделкой конструкции блока колесо—звезда, а это в свою очередь влияет на эксплуатационные пара-

метры движителя и, следовательно, комбайна в целом.

Новое направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке

В отделе комбайнов ОАО "ОМТ" разработано новое направление изготовления зубчатого колеса, находящегося в цельном блоке со звездой. Отправной точкой этого нового направления является то, что блок колесо—звезда должен быть цельным, что в любом случае повышает надежность эксплуатации, если не ухудшать качество зацепления $Z_{ш} - Z_{к}$.

Новое направление основано на применении концевой фрезы упрощенной конструкции для нарезания зубьев колеса на станках с ЧПУ.

Идея нового направления состоит в том, что на зуборезном участке механического цеха, где производится изготовление движителя и блока колесо—звезда, изготавливается концевая фреза упрощенной конструкции диаметром $D = 25$ мм и длиной режущей части $L = 70$ мм для нарезания зубьев колеса при ширине колеса до 70 мм.

Ширина колеса 70 мм обеспечивает достаточную прочность зубьев для современных высоконагруженных движителей.

При ширине колеса меньше или равном 45 мм используется стандартная концевая фреза по ГОСТ 17025–71*. Эта фреза имеет диаметр $D = 25$ мм, длину режущей части $L = 45$ мм, число режущих зубьев $Z = 4$. Этой концевой фрезой можно обрабатывать на станках с ЧПУ зубья колеса толщиной до 45 мм.

Концевой фрезой упрощенной конструкции можно нарезать зубья колеса на станках с ЧПУ толщиной до 70 мм. Обоснование возможности нарезания зубьев такой толщины содержится в том же самом ГОСТ 17025–71, где в конструкции фрезы перед режущей частью имеется цилиндрический участок, удлиняющий гладкую часть фрезы и позволяющий торцовым режущим лезвиям работать на глубине до 70 мм.

Зубья концевой фрезы, как известно, содержат боковые и торцовые режущие лезвия. Наиболее сложными как при изготовлении концевой фрезы, так и при переточке изношенных зубьев концевой фрезы, являются боковые режущие лезвия, точность которых относительно оси фрезы и относительно друг друга должна выполняться. Торцовые режущие лезвия могут выполняться с меньшей точностью.

* Применение: ГОСТ 17025–71 отменен. Действует ГОСТ Р 53002–2008 (прим. ред.).

Изготовление концевой фрезы упрощенной конструкции значительно проще по сравнению с изготовлением долбяка. Такую фрезу можно изготовить практически в любом инструментальном цехе, в то время как долбяк можно изготовить только на инструментальном заводе или в инструментальном цехе при наличии в таком цехе специального оборудования и квалифицированных специалистов.

Как показывает опыт эксплуатации концевых фрез, наблюдения и замеры износ боковых режущих лезвий в 2 раза меньше износа торцовых режущих лезвий. Срок службы фрезы определяет износ торцовых режущих лезвий (который в 2 раза больше). Концевая фреза упрощенной конструкции отличается от стандартной фрезы (ГОСТ 17025–71) не только длиной $L = 70$ мм, но и тем, что она содержит только два режущих зуба с боковыми и торцовыми режущими лезвиями; на остальных двух режущих зубьях имеются только торцовые режущие лезвия. Таким образом, изготовление и контроль при изготовлении, а также контроль при переточке будут осуществляться только для двух наиболее точных по изготовлению боковых режущих лезвий, что значительно проще.

Торцовые режущие лезвия по конструкции и углам резания такие же, как и в стандартной концевой фрезе. Торцовые режущие лезвия в концевой фрезе упрощенной конструкции необходимы, так как фреза, имея небольшой диаметр $D = 25$ мм и большую длину $L = 70$ мм, сразу не работает на полную глубину (во избежание отжата от обрабатываемой поверхности), а постепенно углубляется. На полную глубину фреза работает только при окончательном, финишном проходе, чтобы получить наибольшую точность и чистоту обрабатываемой поверхности.

Концевая фреза упрощенной конструкции значительно проще в изготовлении и в эксплуатации. Эта фреза может быть изготовлена для $L = 45$ мм (если по организационным причинам стандартных фрез не окажется в наличии) и для $L = 70$ мм, что практически востребовано при конструировании движителей механизмов подач, так как в данном случае технология изготовления колеса в блоке колесо—звезда определяет конструкцию блока и движителя.

По существу новое направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке, — это направление изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке, но нарезание зубьев производится не специальным долбяком, а концевой фрезой упрощенной конструкции.

Пример анализа движителя угледобывающего комбайна

Конкретный анализ движителя не будем проводить на движителях отечественных комбайнов (К500, К600, К500М), а проведем его на движителе КДК500.38.00.000, разработанном институтом "Донгипроуглемаш" (поссоветское производство).

В движителе КДК500.38.00.000 реализовано II направление, т.е. нарезание зубьев колеса, имеющего цельную, неразъемную конструкцию со звездой, производится на станках с ЧПУ стандартной концевой фрезой диаметром $D = 40$ мм и длиной $L = 70$ мм.

Зубья приводной шестерни $Z_{ш} = 6$ и колеса $Z_{к} = 8$ неэвольвентные; эти зубья взаимобкатные, состоят из трех дуг окружностей и при проектировании не удалось избежать кромочного контакта (рис. 2). Кромочный контакт имеет место при контакте ножки зуба приводной шестерни с вершиной зуба колеса; этот контакт изнашивает вершину зубьев колеса и образует лунку на ножке зуба приводной шестерни.

К тому же небольшие толщины зубьев колеса на окружности вершин (3,83 мм) приводят к заострению зубья колеса при износе.

Нами в качестве примера в движителе КДК500.38.00.000 изменена геометрия зацепления; вместо колес с неэвольвентными, взаимобкатными зубьями разработаны колеса с эвольвентными зубьями (рис. 3).

Числа зубьев не изменялись, $Z_{ш} = 6$ и $Z_{к} = 8$. Для сохранения межосевого расстояния и соблюдения условия по отсутствию заклинивания были приняты коэффициенты смещения $X1=0,65$

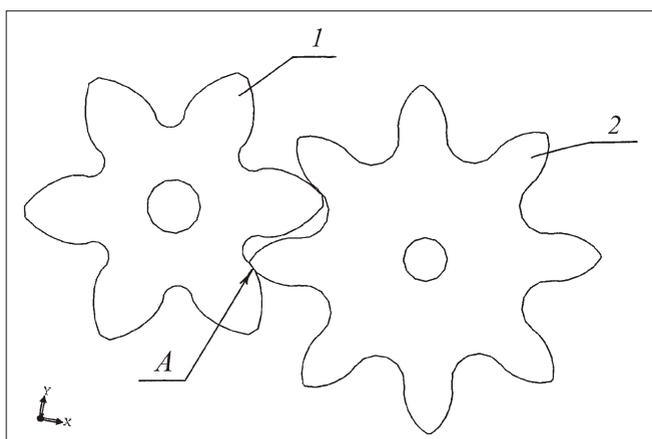


Рис. 2. Зацепление приводной шестерни и зубчатого колеса в движителе КДК500.38.00.000:

1 – приводная шестерня ($Z_{ш} = 6$); 2 – зубчатое колесо ($Z_{к} = 8$); А – кромочный контакт (вход в зацепление); профили зубьев неэвольвентные, взаимобкатные

$X1=0,53$ и величина модуля $m = 40,15$ мм. Величина модуля нестандартная, но это не имеет никакого значения, так как зубья предназначены для нарезания на станках с ЧПУ концевой фрезой диаметром $D = 40$ мм и длиной $L = 70$ мм.

При таких небольших числах зубьев эвольвентное зацепление получилось неудовлетворительным. Для получения коэффициента перекрытия больше 1 (хотя бы равного $= 1,01$) необходимо было увеличить высоты зубьев. Это привело к тому, что толщины вершин зубьев стали недопустимо малыми (4,82 мм – для приводной шестерни; 5,67 мм – для колеса) несмотря на введение тангенциального смещения. Кроме того, имеются кромочные контакты при пересопрежении зубьев на входе в зацепление и на выходе из него (обозначены соответственно А и Б на рис. 3).

Таким образом, зацепление приводной шестерни и зубчатого колеса с эвольвентными профилями зубьев получилось неудовлетворительным, так же как и зацепление приводной шестерни и зубчатого колеса с неэвольвентными, взаимобкатными профилями зубьев, которые реализованы в движителе КДК500.38.00.000.

Удовлетворительное зацепление можно получить при применении специальных профилей зубьев приводной шестерни и колеса.

Реализация нового направления изготовления колеса, соединенного со звездой в блоке

Числа зубьев изменены, $Z_{ш} = 12$ и $Z_{к} = 16$.

Разработано эвольвентное зацепление зубчатых колес $Z_{ш} = 12$ и $Z_{к} = 16$, модуль $m = 22$ мм,

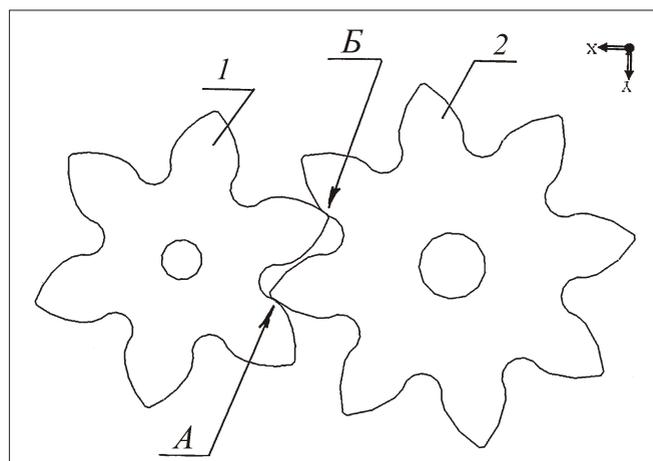


Рис. 3. Зацепление приводной шестерни и зубчатого колеса с числами зубьев $Z_{ш} = 6$ и $Z_{к} = 8$ с эвольвентными профилями зубьев:

А – кромочный контакт (вход в зацепление); Б – кромочный контакт (выход из зацепления)

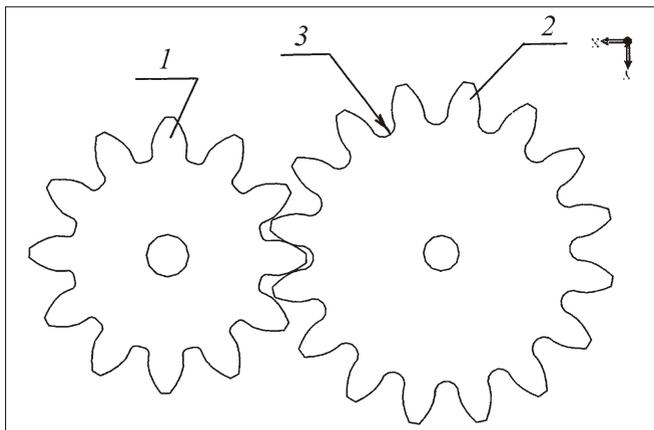


Рис. 4. Зацепление приводной шестерни и зубчатого колеса с числами зубьев $Z_{ш} = 12$ и $Z_k = 16$ с эвольвентными профилями зубьев: 1 – приводная шестерня ($Z_{ш} = 12$); 2 – зубчатое колесо ($Z_k = 16$); 3 – галтель (радиус галтели $R = 13$ мм)

коэффициенты смещения исходного контура $X_{ш} = 0,32$, $X_k = 0,12$ (рис. 4).

Радиусная часть на ножке зубьев (т.е. галтель) имеет радиус $R = 13$ мм.

Новое направление основано на применении (вместо долбяка) концевой фрезы упрощенной конструкции для нарезания зубьев колеса на станках с ЧПУ (рис. 5).

Концевой фрезой упрощенной конструкции можно на станках с ЧПУ нарезать зубья зубчатого колеса $Z_k = 16$ (ширина колеса равна 70 мм), радиусом галтели $R = 13$ мм.

Концевая фреза упрощенной конструкции имеет такие же параметры, как и стандартная концевая фреза по ГОСТ 17025–71 (диаметр $D = 25$ мм, число режущих зубьев $Z = 4$ и те же самые углы резания) за исключением того, что длина режущей части $L = 70$ мм (вместо $L = 45$ мм) и на двух зубьях в целях упрощения изготовления и контроля при изготовлении не имеется боковых режущих лезвий.

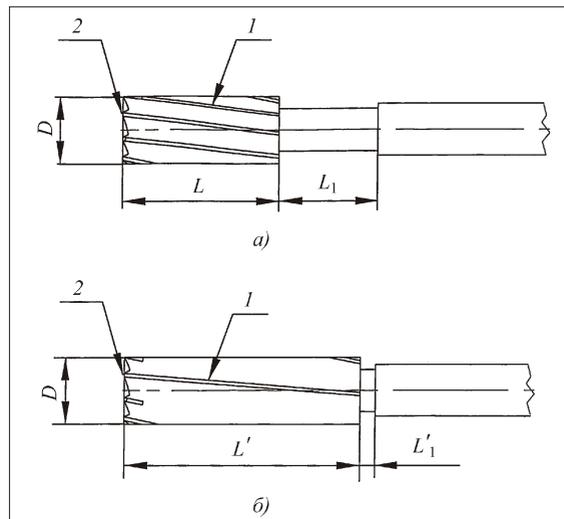


Рис. 5. Концевая фреза для нарезания зубьев колес на станках с ЧПУ: а – стандартная концевая фреза (ГОСТ 17025–71) диаметром $D = 45$ мм, длиной $L = 45$ мм ($L_1 = 25$ мм), которая может быть использована для нарезания зубьев колес на станках с ЧПУ; б – концевая фреза упрощенной конструкции, спроектированная для нарезания зубьев колес на станках с ЧПУ, диаметром $D = 45$ мм, длиной $L = 70$ мм ($L_1 = 5$ мм)

Выводы

В современных конструкциях движителей механизмов подачи угледобывающих комбайнов технология изготовления зубчатых колес движителей влияет на конструкцию этих движителей и даже определяет их конструкцию (например, делать цельную конструкцию блока колесо–звезда или делать разъемную на штифтовых соединениях), что прямым образом оказывает влияние и на эксплуатационные параметры движителя.

Разработана концевая фреза упрощенной конструкции, параметры которой функционально зависят от параметров движителя. Эта фреза проектируется совместно с блоком зубчатое колесо–звезда и профиль этой фрезы помещается на рабочем чертеже движителя. То есть разработанная концевая фреза является принадлежностью движителя угледобывающего комбайна.

УДК 622.232

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко**, канд. техн. наук, доц., **М.Н. Лысенко**, магистрант, ДонНТУ, **А.В. Сергеев**, инж., ГП "Донгипроуглемаш", г. Донецк, Украина

E-mail: misha_maklay@mail.ru

Разработка структурной модели мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов

Разработаны функциональная и структурная модели мехатронных подсистем привода исполнительного органа проходческих комбайнов следующего поколения. Данные подсистемы призваны обеспечить автоматизированную стабилизацию среднего уровня момента на валу электродвигателя и теоретической производительности рассматриваемых машин, что позволит повысить их технический уровень.

Ключевые слова: проходческий комбайн, мехатроника, функциональная модель, структурная модель.

P.A. Gorbатов, N.M. Lysenko, M.N. Lysenko, A.V. Sergeev

Development of Structural Models of Mechatronic Subsystems Drive of Heading Machines

Some functional and structural models of mechatronic drive subsystems of executive organ of heading machines of new generation have been developed. Subsystems data are going to provide automatic stability of the average moment on the shaft of electric engine and theoretical capacity of the machines under to consideration, which will improve their technical standards.

Keywords: heading machines, mechatronic, functional model, structural model.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Одним из направлений дальнейшего совершенствования проходческих комбайнов (ПК), как известно [1, с. 18–22, 341–345; 2], является повышение уровня интеллектуализации процесса управления их режимными функциональными движениями, например, при использовании в составе ПК следующего поколения подсистем привода исполнительного органа (ИО) на основе частотно-регулируемого асинхронного электропривода [3, 4]. Такие мехатронные подсистемы должны включать не только традиционные механические и электрические компоненты, но и обязательно интеллектуального характера информационно-электронные (ИЭ) структурные единицы (преобразователь частоты и регулятор режимов работы) в составе аппаратуры автоматизированного управления режимами работы ИО как составной части общей компьютеризированной подсистемы управления и диагностики ПК.

В соответствии с алгоритмом оптимального проектирования объектов мехатронного класса

[5, с. 13–27] применительно к рассматриваемым подсистемам необходимо сформировать функциональную модель (*F*-модель), на основе которой разработать рациональную структурную модель (*S*-модель) указанных объектов. Это позволит перейти к следующим этапам проектирования: разработке конструктивной модели и конструкторской документации.

Изложенное выше свидетельствует об актуальности решения научной и практической задачи разработки *S*-модели мехатронных подсистем привода ИО ПК в виде синергетически интегрированных традиционных и ИЭ структурных элементов.

Анализ исследований и публикаций

В работах ДонНТУ [3, 4] предложен алгоритм рационального управления режимами работы, разработаны концептуальные положения и математическая модель параллельного проектирования подсистем привода исполнительного органа (подсистем ПИО) проход-

ческих комбайнов на основе асинхронного частотно-регулируемого с короткозамкнутым ротором электропривода. Такие подсистемы призваны обеспечивать реализацию режима стабилизации среднего момента M_p на валу ИО. Указанный режим характеризуется следующими особенностями: скорость перемещения ИО $v_n = \text{const}$, частота его вращения $n_{об} = \text{var}$ (скорость резания $v_p = \text{var}$), средняя толщина стружки на резах $h = \text{var}$, теоретическая производительность $Q = \text{const}$, $M_p = \text{const}$, средняя мощность электродвигателя (ЭД) $P = \text{var}$. Однако в указанных работах практически не рассмотрены вопросы оптимального проектирования структуры указанных мехатронных подсистем привода ИО.

Постановка задачи

Целью настоящего исследования является создание рациональной S -модели мехатронных подсистем привода ИО ПК следующего поколения на основе развития разработок ДонНТУ в рассматриваемой области [3, 4].

Изложение материала и результаты

В качестве объекта исследований рассмотрены ПК стреловидного типа, оснащенные фрезерными ИО, при использовании эффективных технологических схем обработки забоя на основе доминирующих поворотных движений стрелы в горизонтальной плоскости. На рис. 1 представлена полная обобщенная структура ПК мехатронного класса как сложного объекта управле-

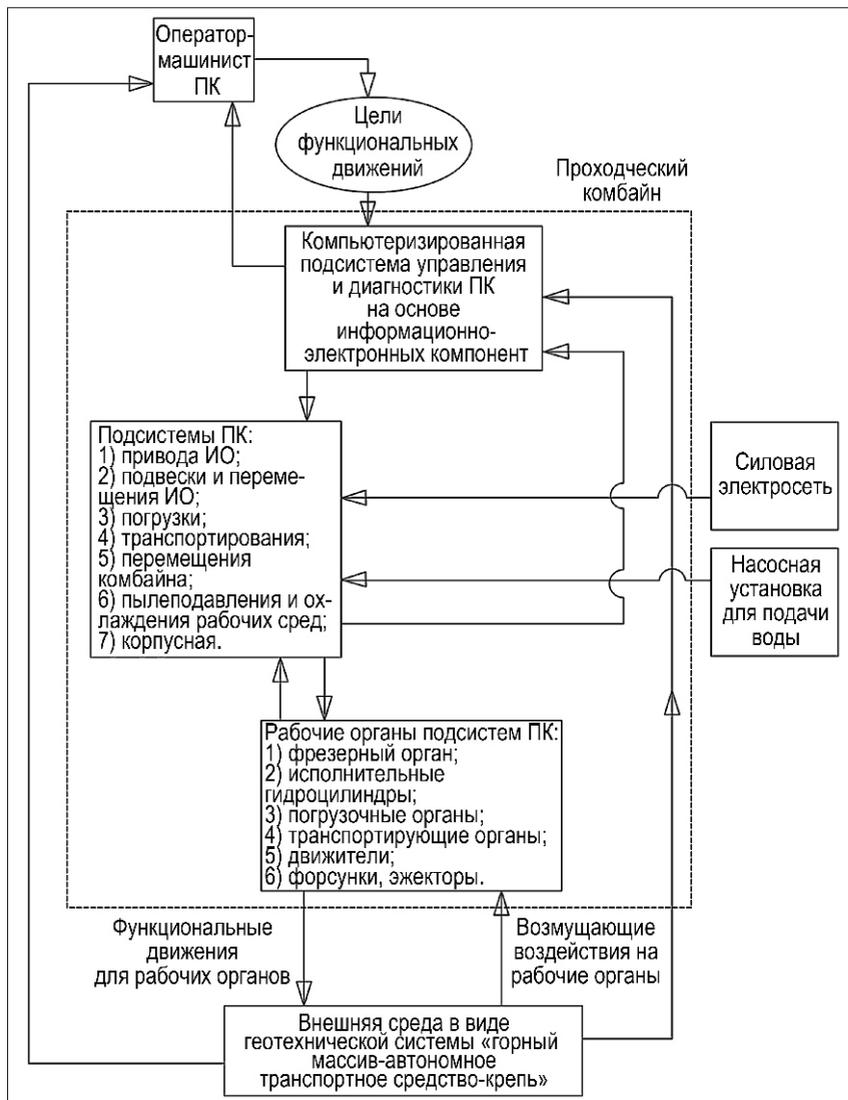


Рис. 1. Обобщенная структура ПК мехатронного класса как объекта управления в системе "комбайн—внешняя среда"

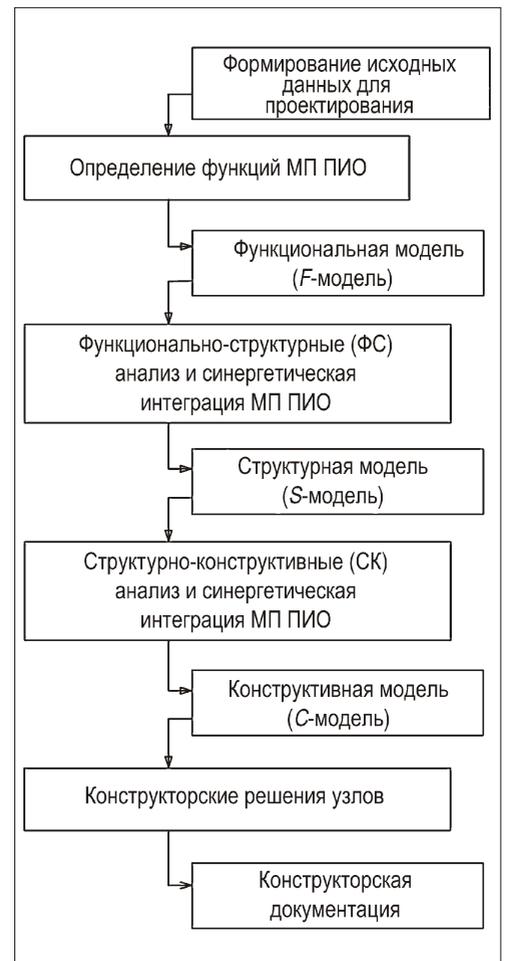


Рис. 2. Последовательность оптимального проектирования узлов мехатронных подсистем ПИО в составе ПК

ния, при его функционировании в системе "комбайн–внешняя среда", разработанная на основе системного подхода к таким объектам [1, с. 22–24, 81–85]. К внешней среде отнесены блоки вне контура "Проходческий комбайн". Особенности основных взаимодействий между соответствующими блоками этой системы ясны из рис. 1.

Применительно к решаемой задаче целесообразно и правомочно [1, с. 23] рассмотрение выделенной из общей сложной системы "комбайн–внешняя среда" мехатронной подсистемы (МП) ПИО, включающей традиционного построения подсистему привода и аппаратуру управления режимами работы ИО с помощью частотно-регулируемого электропривода на основе ИЭ-компонент. В эту подсистему предлагается также ввести человека-оператора со своими психофизиологическими возможностями, как исключительно важное интеллектуальное звено при человеко-машинном управлении ПК, работающими в условиях сложной и неблагоприятной среды подготовительной выработки, которая отличается высокой степенью непредсказуемости появления нештатных и опасных ситуаций.

На рис. 2 на основе рекомендаций [5, с. 13–15] представлена последовательность оптимального параллельного проектирования традиционных и ИЭ-компонент МП ПИО в составе ПК.

Задача оптимального проектирования мехатронного объекта заключается в нахождении наиболее эффективного соответствия между его функциями и конструктивным исполнением. Ключевой идеей такого подхода является приоритет функций узла над структурной организацией и конструктивным его решением. Применяя указанные на рис. 2 взаимосвязанные процедуры анализа, разработчик должен оценивать принимаемые решения, стремясь к высокому уровню синергетической интеграции структурных элементов разной физической природы.

Задачей функционально-структурной (ФС) синергетической интеграции является поиск мехатронных структур, реализующих заданные функциональные преобразования с помощью минимального числа блоков и смежных с ними интерфейсов [5, с. 20–27; 2].

Настоящая статья посвящена разработке этапов представленного алгоритма, включающая ФС-анализ и ФС-интеграцию применительно к рассматриваемым объектам.

Дальнейшими этапами оптимального проектирования МП ПИО должны явиться структурно-конструктивный (СК) анализ и синергетическая интеграция, заключающиеся в минимизации конструктивных решений для реализаций необходимой структуры.

Синергетическая интеграция элементов в мехатронных объектах как основополагающий принцип построения мехатронных систем и перераспределения функциональной нагрузки от традиционных компонент к интеллектуальным является ведущей тенденцией при создании современных сложных машин, так как позволяет добиться качественно нового уровня по критериям производительности, удельных энергозатрат, массогабаритных характеристик, себестоимости и при большем числе выполняемых функций. Здесь следует подчеркнуть исключительную важность реализации указанной выше тенденции применительно к ПК и другим горным машинам, функционирующим в весьма тяжелых условиях и имеющих жесткие габаритные ограничения.

Функциональная и структурная модели мехатронных подсистем ПИО в составе ПК. Проанализируем F -модель МП ПИО, функционально неразрывно взаимодействующих с подсистемами подвески и перемещения ИО (подсистемами ППО) в составе ПК.

В соответствии с системным представлением ПК [1, с. 81–85] подсистемы ППО включают турель, раму стрелы, корпусные узлы подсистемы ПИО, гидропривод регулирования положения ИО на основе пар гидродомкратов, обеспечивающих три степени свободы при перемещениях органа, и сам исполнительный орган.

Рассматриваемые мехатронные подсистемы ПИО совместно с подсистемами ППО в составе ПК предназначены для выемки горных пород с граничными значениями предела прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж} [\sigma_{сжн}; \sigma_{сжв}]$ при реализации режима стабилизации момента $M_p [M_{pn}; M_{pv}]$ на основе автоматизированного управления скоростью резания $v_p [v_{pn}; v_{pv}]$. Здесь индексы "н" и "в" соответствуют нижним и верхним значениям "коридора" поддержания заданного уровня момента M_p и диапазона регулирования скорости v_p .

Для реализации указанной F -модели минимально необходимы следующие структурные блоки, имеющие собственные функциональные назначения (собственные F_j -модели) (рис. 3).

1. Электродвигатель ЭД как преобразователь электрической энергии во вращательное движение ротора с моментом M и частотой вращения n .

2. Редуктор как преобразователь вращательного движения с необходимым передаточным числом u_p характеризуется средним уровнем момента на выходном валу $M_p = M u_p$, где u_p – КПД редуктора.

3. ИО, входящий одновременно в состав подсистем ПИО и ППО и предназначенный для обеспечения выемки породы при реализации режимных параметров – скоростей $v_p = v_{ar}$ и $v_n = const$, величин заглупления в массив B_3 и высоты вынимаемых слоев массива H_c .

4. Регулятор режимов работы (РР) как управляющий модуль, предназначенный для формирования управляющего преобразователем частоты кодового сигнала задания выходного напряжения $U_{зад}$ в зависимости от:

- тока статора ЭД I , рассматриваемого в качестве мониторингового сигнала нагрузки ЭД M ; при этом граничные значения $I = [I_n; I_b]$ (которые целесообразно делать регулируемы в зависимости от условий работы) должны соответствовать границам "коридора" автоматизированного поддержания заданного уровня момента $M_p = [M_{pn}; M_{pb}]$;

- температуры $t = [t]$ обмотки статора ЭД ($[t]$ – допустимое значение t);

- сигналов z_j , характеризующих состояние внешней среды (расход и давление в подсистеме пылеподавления и охлаждения соответствующих узлов; содержание метана в шахтной атмосфере и др.)

Кроме того, РР должен формировать кодовый сигнал K_1 для управления подачей напряжения шахтной электросети к преобразователю частоты.

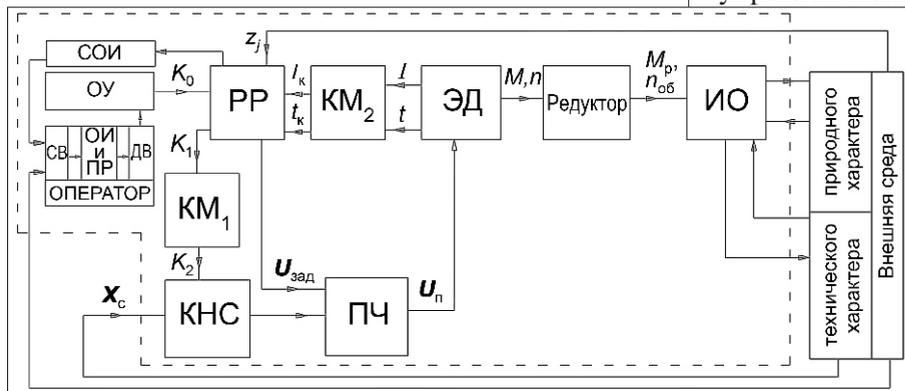


Рис. 3. S-модель мехатронных подсистем ПИО, взаимодействующих с внешней средой

5. Электрический преобразователь частоты (ПЧ), преобразующий подаваемое (в соответствии с сигналом K_1) напряжение шахтной электросети (с параметрами U_c, f_c) в соответствии с кодовым сигналом $U_{зад}$ в напряжение с переменными взаимосвязанными параметрами – частотой $f_1 = [f_n; f_c]$ и действующим значением напряжения питания ЭД $U = [U_n; U_c]$. Здесь $f_c = 50$ Гц и U_c – номинальная частота и фактическое напряжение шахтной электросети, подводимое к пускателю.

При работе ЭД осуществляется одновременное, взаимосвязанное соответствующей зависимостью, регулирование параметров f_1 и U ниже значений f_c и U_c в целях формирования рациональных искусственных статических характеристик [1, с. 222–228]. При этом граничные значения f_1 соответствуют границам регулирования частоты вращения ротора ЭД $n = [n_n; n_b]$ и скорости $v_p = [v_{pn}; v_{pb}]$.

6. На рис. 3 применительно к структурному представлению человека-оператора, взаимодействующего с объектом управления в условиях проходческого забоя, обозначены: СВ – сенсорный вход, обеспечивающий получение соответствующих данных от средств отображения информации (СОИ); ОИиПР – блок обработки информации и принятия решений; ДВ – двигательный выход, обеспечивающий необходимые управляющие воздействия на органы управления (ОУ) [6, с. 16–32].

Оператор в условиях подвижного рабочего места с помощью органов чувств (сенсорный вход) воспринимает информацию о протекании технологических процессов и состоянии внешней среды непосредственно и с помощью соответствующих СОИ. Эта информация им обрабатывается (основную роль здесь играют мышление и память), в результате чего принимается управленческое решение как волевое действие,

связанное с постановкой и осознанием цели, с прогнозированием возможных последствий. Реализация принятого решения осуществляется с помощью управляющих воздействий человека на ОУ.

Между структурными элементами, представленными в S-модели на рис. 3, показаны обратные связи, что необходимо при рассмотрении процесса

управления данными объектам при их функционировании.

Математические модели регулятора режимов работы и преобразователя частоты. Математические модели (ММ) РР и ПЧ можно записать в виде вектор-функций, воспользовавшись предложенными в работах [2, 7] общими подходами к решению подобного характера задач автоматизированного управления и их формализованному представлению.

ММ регулятора режимов работы:

$$U_{\text{зад}} = P_p(X_p, P_p),$$

где $U_{\text{зад}}$ – выходной вектор; $X_p(K_0, I, t, z_j)$ – входной вектор; K_0 – управляющие воздействия оператора; $P_p(I_y, \dots)$ – вектор параметров РР; I_y – ток уставки, соответствующий значению M_p ; \dots – параметр, характеризующий быстродействие РР.

При нештатных ситуациях:

1) $U_{\text{зад}} = 0$, если выполняется хотя бы одно из следующих условий: $t > [t]$, $z_j > [z_j]$, $I > I_{\text{в}}$ при $f_1 = f_{1\text{в}}$;

2) $U_{\text{зад}} = U_{\text{н}}$, если $I < I_{\text{н}}$ при $f_1 = f_{1\text{н}}$.

Если при разрушении горного массива будут наблюдаться систематические недогрузки или перегрузки ЭД, то следует соответствующим образом изменить величину высоты вынимаемых слоев массива H_c в целях реализации режима автоматизированного поддержания заданного уровня момента M_p .

ММ преобразователя частоты:

$$U_{\text{п}} = P_{\text{п}}(X_{\text{п}}, P_{\text{п}}),$$

где $U_{\text{п}}(U, f_1)$ – выходной вектор; $X_{\text{п}}(X_c, U_{\text{зад}})$ – входной вектор; $X_c(U_c, f_c)$ – вектор параметров шахтной электросети; $P_{\text{п}}$ – вектор параметров ПЧ.

Формирование интерфейсов. Рассмотренные основные блоки S-модели (см. рис. 3) должны быть дополнены следующими минимально необходимыми интерфейсами [2]:

1) коммутатором силового напряжения КНС в виде пускателя для подачи или отключения электроэнергии по сигналу управления K_2 ;

2) коммутационным модулем КМ₁, преобразующим управляющий кодовый сигнал K_1 от РР в сигнал K_2 управления КНС;

3) коммутационным модулем КМ₂, преобразующим сигналы обратной связи I и t (характеризующие текущее состояние ЭД) в кодовые информационные сигналы I_k и t_k .

Особенности частотного регулирования ЭД. Частотное регулирование асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором может в общем случае осуществляться на основе модульного или векторного управления [8, с. 34–64]. Модульное или скалярное частотное управление позволяет более просто и эффективно регулировать частоту вращения n ротора ЭД. Это положительное качество данного способа управления особенно существенно проявляется при низких требованиях к динамике асинхронного электропривода и сравнительно нешироком диапазоне регулирования n , что вполне согласуется с решаемыми в настоящей статье задачами. Физическую основу модульного способа управления составляют электромагнитные процессы, формирующиеся в ЭД при скалярном изменении модулей величин, определяющих его электромагнитный момент (частоты, напряжения, токов и магнитных потоков). Подробный анализ данных процессов изложен во многих работах, посвященных теории автоматического регулирования электропривода.

Основываясь на данном анализе, можно сформировать следующие основные принципы частотного регулирования ЭД в составе мехатронных подсистем ПИО проходческих комбайнов с позиции реализации рассматриваемых автоматизированных режимов работы.

1. Для поддержания примерно одинаковых уровней номинального $M_{\text{ном}}$ и критического M_k моментов приводного ЭД необходимо одновременно с изменением частоты f_1 регулировать и величину напряжения U по следующему закону (режим IR-компенсации) [8, с. 45–48]:

$$\frac{U}{f_1} = I r_1 = \text{const},$$

где r_1 – активное сопротивление статора.

2. Указанный закон регулирования может быть реализован при замкнутой системе частотного управления, полностью компенсирующей влияние на электромагнитные процессы в ЭД падения напряжения на сопротивлении r_1 (положительная обратная связь по току статора).

3. В качестве основного мониторингового управляющего сигнала при рассматриваемом модульном способе частотного регулирования ЭД в составе мехатронной подсистемы ПИО, обеспечивающего постоянство средней величины момента M , как уже отмечалось, целесообразно принимать ток статора I , величина которого может оперативно регистрироваться, например, при помощи датчика Холла.

Указанная выше замкнутая система частотного управления с режимом IR -компенсации, являющимся стандартной функцией в современных серийных преобразователях частоты для ЭД, при всех ее положительных качествах не может конкурировать по уровню сложности с разомкнутыми системами частотного управления. Вследствие этого заслуживает внимания разомкнутая система частотного управления, которая довольно успешно работает в преобразователях частоты ЭД подсистем подачи современных очистных комбайнов, разработанных ГП "Донги-проуглемаш" [2].

Суть работы данной разомкнутой системы частотного управления, способной обеспечить заданный стабильный уровень крутящего момента M , состоит в том, что необходимый указанный выше закон регулирования U и f_1 обеспечивается на основе предварительно экспериментально установленных (подобранных) требуемых дискретных значений напряжения U , коррелирующихся с каждой пошагово изменяемой величиной частоты f_1 . Банк исходных данных указанных величин U и f_1 (с достаточно малым шагом дискретизации) хранится в памяти соответствующего микропроцессора РР. Следует отметить, что необходимые величины напряжения, обеспечивающие стабильное критическое значение M_k на каждой искусственной характеристике ЭД, равное величине критического момента на его естественной характеристике, подбираются экспериментально на специальном испытательном стенде при статическом режиме нагружения исследуемого двигателя. Таким образом, кодовый сигнал $U_{\text{зад}}$, формируемый РР, несет информацию о необходимых для выработки с помощью ПЧ значениях попарно связанных параметров U и f_1 в виде вектора U_n в зависимости от величины тока I .

Рассмотренная разомкнутая система частотного управления, по сути имитирующая работу замкнутой системы частотного управления с положительной обратной связью по току статора в режиме IR -компенсации и успешно апробированная в частотно-регулируемом электроприводе подсистем подачи очистных комбайнов меха-

тронного класса [2], вполне может быть использована и для мехатронных подсистем ПИО проходческих комбайнов.

Выводы и направление дальнейших исследований

Разработанные F -модель и S -модель мехатронных подсистем ПИО, взаимодействующих с внешней средой технического и природного характера, предназначены для использования при СК-анализе и СК-интеграции рассматриваемых подсистем с частотно-регулируемым электроприводом в составе создаваемых ПК следующего поколения.

Дальнейшие исследования представляется целесообразным выполнить по формированию ММ оптимального проектирования проходческих комбайнов мехатронного класса, обеспечивающих реализацию альтернативного варианта автоматизированной стабилизации среднего уровня мощности на валу ЭД.

Список литературы

1. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев. Донецк: ДонНТУ, 2006. 669 с.
2. Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П. Мехатроника в угольном машиностроении // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 4. С. 20–29.
3. Горбатов П.А. Научные основы разработки мехатронных подсистем приводов исполнительных органов проходческих комбайнов // Горные машины и автоматика. 2004. № 7. С. 42–44.
4. Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н. Концептуальные положения и математическая модель оптимального проектирования мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 10. С. 34–40.
5. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей. М.: Станкин, 2005. 368 с.
6. Горбатов П.А., Кондрахин В.П., Дорфман П.А. Эргономика и дизайн. Донецк: Копи-Арт, 2000. 149 с.
7. Семенченко А.К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем нелинейной структуры: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк: ДонГТУ, 1997. 33 с.
8. Усольцев А.А. Частотное управление асинхронными двигателями. СПб.: СПбГУ ИГМО, 2006. 94 с.

С.И. Малафеев, д-р техн. наук, проф., гл. науч. сотр., **А.А. Новгородов**, вед. специалист, **Н.А. Серебренников**, ген. директор, ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва

E-mail: sim_vl@nm.ru

Экскаватор ЭКГ-5А: новое техническое решение системы управления приводами*

Рассматриваются результаты проектирования, опыт промышленного производства и эксплуатации мехатронного комплекса для карьерного экскаватора ЭКГ-5А. Электрические приводы главного движения реализованы по системе транзисторный ШИМ-преобразователь—двигатель постоянного тока с микроконтроллерным управлением. Полная оперативная диагностика, оценка состояния оборудования и программирование параметров системы управления двигателями выполнены с помощью модулей индикации и портативного тестера со специальным программным обеспечением.

Ключевые слова: экскаватор, IGBT-транзистор, электропривод, система управления.

S.I. Malafeev, A.A. Novgorodov, N.A. Serebrennikov

Excavator EKG-5A: the New Technical Decision Control Systems of Drives

Results of designing, experience of industrial production and operation of the mechatronic complex for the career excavator EKG-5A are considered. Electric drives of the main movement are realized on system the transistor PWM-converter—the DC motor with the microcomputer control system. Full operative diagnostics, an estimation of a condition of the equipment and programming of parameters of a control system of motors are executed with the help of modules of indication and a portable tester with the special software. Successfully realized technical decision — the first in world practice of the excavator's drive.

Keywords: excavator, the IGBT-transistor, the electric drive, control system.

Введение

На открытых горных разработках, а также на предприятиях строительной отрасли широко используются экскаваторы типа ЭКГ-5А и различные модификации базовой модели. Эта машина серийно выпускается Уралмашзаводом с начала 1980 г., ее механизмы постоянно совершенствуются и в настоящее время, несмотря на мировую тенденцию доминирования экскаваторов с большим объемом ковша, востребована как в России, так и за рубежом.

Однако электрооборудование экскаватора, разработанное в 1970-е гг., практически не претерпело существенного изменения. По-прежнему машины комплектуются устаревшими электроприводами постоянного тока с генераторами в качестве усилителей мощности. Традиционная система Г–Д по принципу работы является реверсивной с простой двунаправленной переда-

чей энергии, автоматически обеспечивает требуемые четырехквadrантные механические характеристики и при современном микроконтроллерном управлении имеет высокие технические характеристики [1]. Вместе с тем морально устаревшая система Г–Д будет постепенно вытесняться другими прогрессивными техническими решениями, в том числе выполненными на основе двигателей переменного тока [2].

Практическая потребность принципиального обновления добывающей техники и создания новых машин, по техническому уровню не уступающих зарубежным образцам, определяет актуальность создания систем управления для экскаваторов на основе современных достижений электропривода, мехатроники и силовой преобразовательной техники [2].

В настоящее время в мировой практике в электроприводах основных механизмов экскаваторов применяются двигатели постоянного тока или асинхронные машины [3]. Двигатель постоянного тока как электромеханический преобразователь энергии имеет идеальные регулировоч-

* Проект выполнен группой сотрудников ООО "Компания "Объединенная Энергия" при участии А.В. Анучина, П.М. Афанасьева, П.А. Афонина, О.Б. Баева, В.С. Герасимова, П.В. Гусарова, С.В. Кононова, В.С. Мамаева, К.Ю. Раца.

ную и механическую характеристики и не исчерпал своих возможностей в экскаваторном приводе несмотря на активное вытеснение его во многих других приложениях электроприводом переменного тока. При этом реализация системы приводов экскаватора с двигателями постоянного тока и полупроводниковыми устройствами управления представляется в настоящее время наименее затратным техническим решением.

Электроприводы постоянного тока с тиристорными управляемыми выпрямителями имеют повышенные по сравнению с системой Г–Д технические характеристики (высокие быстродействие и качество управления, рациональное преобразование энергии, плавность выбора зазоров и др.) при относительно простой технической реализации. Недостаток указанных электроприводов – низкий и переменный коэффициент мощности и искажения формы токов и напряжений. Отметим, что в настоящее время улучшение энергетических показателей достигается с помощью быстродействующих компенсирующих устройств, применение которых значительно увеличивает габариты и стоимость оборудования.

Другой вариант системы электропривода постоянного тока для экскаваторов основан на использовании перспективной IGBT-технологии преобразования энергии. Транзисторные широтно-импульсные преобразователи обеспечивают повышение быстродействия приводов и существенное увеличение коэффициента мощно-

сти без дополнительных компенсирующих устройств.

В настоящей статье рассматриваются результаты проектирования и промышленного освоения системы управления приводами экскаватора ЭКГ-5 с транзисторными преобразователями энергии, полученные в ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва.

Система приводов экскаватора ЭКГ-5А с транзисторными усилителями мощности

Общая функциональная схема электрооборудования экскаватора ЭКГ-5А показана на рис. 1. Электропитание машины осуществляется от сети напряжением 6 кВ. Подключение экскаватора к питающей сети осуществляется с помощью ячейки высоковольтного ввода ЯВВ, содержащей два разъединителя, два вакуумных выключателя, аппаратуру защиты и сигнализации. Понижающий трансформатор TV1 обеспечивает электропитание оборудования напряжением 220 В. Трансформатор TV2 предназначен для электропитания нагрузок напряжением 380 В. Разделительный трансформатор TV3 предназначен для электропитания устройств возбуждения двигателей главных приводов и цепей управления, а также преобразователя двигателя открывания днища ковша экскаватора.

Три электропривода главного движения экскаватора ЭКГ-5 (напора, подъема и поворота) выполнены по системе транзисторный преобразователь–двигатель постоянного тока. Для электропи-

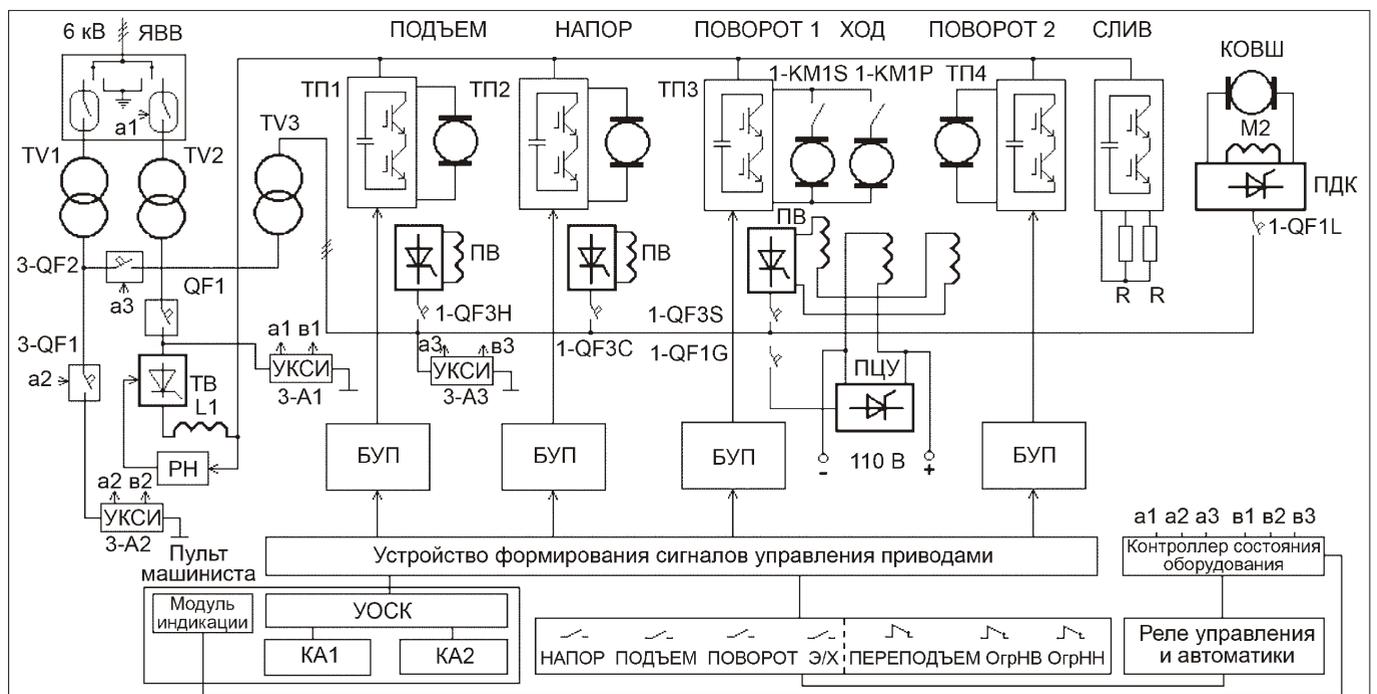


Рис. 1. Функциональная схема мехатронного низковольтного комплектного устройства управления экскаватора ЭКГ-5А

тания приводов используется локальная сеть постоянного тока, организованная с использованием тиристорного выпрямителя TB и сглаживающего реактора $L1$. Выходное напряжение в локальной сети постоянного тока поддерживается постоянным с помощью регулятора напряжения PH , который также обеспечивает ограничение тока и управляемый "мягкий" заряд конденсаторов в звене постоянного тока при включении системы. Управление двигателями осуществляется с помощью транзисторных мостовых преобразователей $TП1 - TП4$. Микроконтроллерные блоки управления преобразователями $БУП$ формируют сигналы управления ключами транзисторных преобразователей в функции сигналов задания и обратных связей по току и напряжению.

Электропитание обмоток возбуждения двигателей напора, поворота и подъема производится с помощью трех трехфазных мостовых несимметричных тиристорных управляемых выпрямителей $ПВ$. В системе электропитания обмоток возбуждения двигателей предусмотрена стабилизация токов возбуждения.

Управление двигателем открывания днища ковша экскаватора $M2$ осуществляется с помощью преобразователя $ПДК$, содержащего нереверсивный тиристорный преобразователь электропитания якорной обмотки, блок питания обмотки возбуждения и систему управления.

Преобразователь электропитания цепей управления $ПЦУ$ представляет собой трехфазный управляемый выпрямитель, выполненный по нулевой схеме и подключенный к вторичной обмотке трансформатора $TВ3$. Блок управления выпрямителя обеспечивает стабилизацию выходного напряжения (110 В).

Контроль сопротивления изоляции электрооборудования осуществляется с помощью трех устройств $УКСИ$ типа "Аргус", подключенных соответственно к цепям 380 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора $TВ2$), 220 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора $TВ1$), 220 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора $TВ3$ электропитания вспомогательных приводов) [4].

Задание скорости движения привода осуществляется машинистом с помощью командоаппаратов $КА1$ и $КА2$.

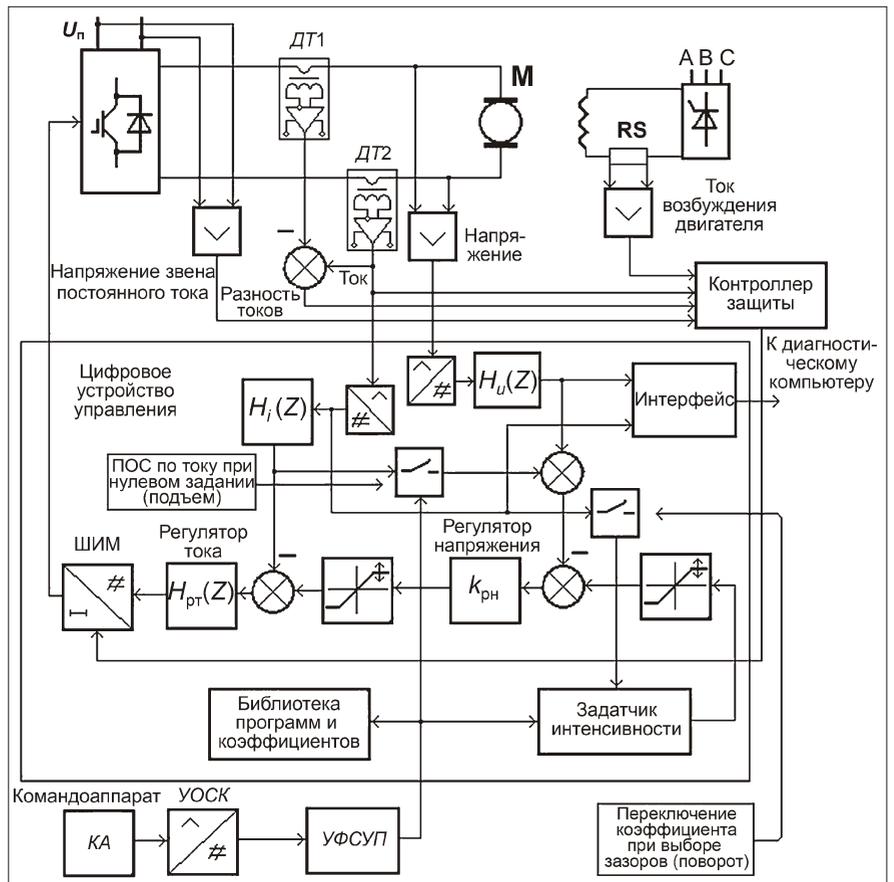


Рис. 2. Функциональная схема главного привода экскаватора:

$H_u(Z)$, $H_i(Z)$ – дискретные передаточные функции фильтров соответственно напряжения и тока; $H_{рт}(Z)$ – дискретная передаточная функция регулятора напряжения

паратов $КА1$ и $КА2$. Устройство обработки сигналов командоаппаратов $УОСК$ предназначено для преобразования выходных сигналов командоаппаратов в систему цифровых сигналов управления приводами главного движения. Устройство формирования сигналов управления приводами $УФСУ$ формирует сигналы задания для приводов главного движения в функции выходных сигналов $УОСК$ и состояния цепей защиты и блокировок. Контроллер состояния оборудования $КСО$ проводит сбор информации о состоянии реле управления и автоматики экскаватора и формирует сигналы управления для преобразователей и посылку в виде последовательного кода для модуля индикации. Модуль индикации размещен в кабине машиниста и предназначен для отображения с помощью светодиодов информации о включенном состоянии электрооборудования.

Электроприводы главного движения (напора, подъема и поворота) реализованы по принципу подчиненного регулирования координат. Функциональная схема привода показана на рис. 2. Главная обратная связь замкнута по напряже-

нию якорной обмотки двигателя. Внутренний подчиненный контур выполняет регулирование тока якорной обмотки двигателя. В системе используются пропорционально-интегральный регулятор тока и пропорциональный регулятор напряжения. Система управления обеспечивает формирование типовой экскаваторной характеристики привода. В целях улучшения динамических характеристик привода используются датчик интенсивности и нелинейная обратная связь по току.

В схеме управления электроприводом поворота применен специальный алгоритм, обеспечивающий безударный выбор зазоров путем изменения параметров датчика интенсивности в функции тока якорной обмотки. В приводе подъема применена положительная обратная связь по току для обеспечения удержания ковша.

В приводе организованы следующие защиты, действующие на отключение сигнала широтно-импульсной модуляции: максимальная токовая защита; защита от нарушения равенства токов в ветвях; защита от превышения напряжения в звене постоянного тока.

Для оценки динамических характеристик системы приводов и их настройки используется переносной компьютер со специальным программным обеспечением. Подключение компьютера производится к устройству формирования сигналов управления приводами с помощью специального кабеля. Диагностика приводов предусматривает регистрацию процессов изменения сигналов задания, напряжения и тока каждого привода. В режиме настройки предусмотрено изменение стопорных токов приводов и максимальных значений выходных напряжений.

Результаты экспериментальных исследований электроэнергетических процессов

В сентябре 2008 г. в ОАО "Апатиты" был введен в эксплуатацию первый экскаватор ЭКГ-5А с разработанной системой управления. В течение восьми месяцев непрерывной работы подтверждены высокие технические характеристики системы. В процессе эксплуатации экскаватора

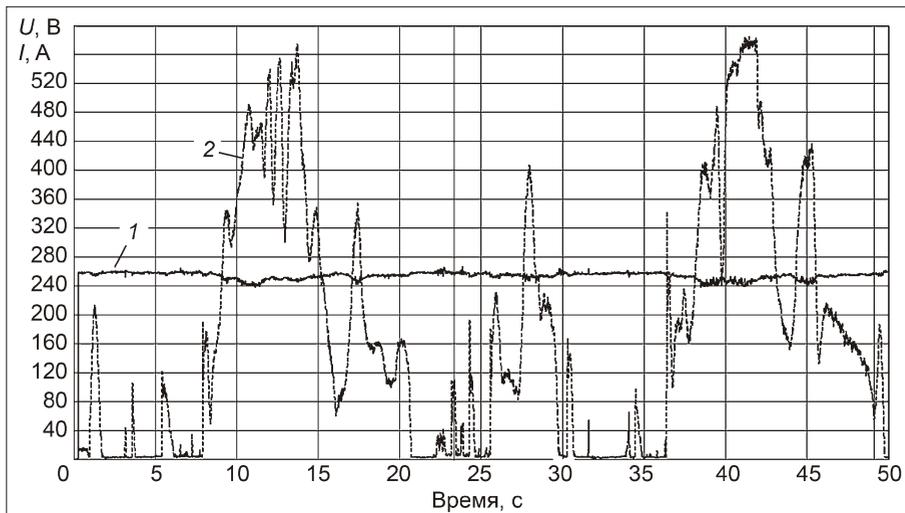


Рис. 3. Ток и напряжение питающей сети (сторона 0,4 кВ понижающего трансформатора): 1 — фазный ток; 2 — фазное напряжение

были проведены регистрация с помощью цифрового осциллографа и анализ процессов в силовых элементах системы.

Регистрация проводилась на интервале времени 50 с, что составляет 1,5...2 цикла экскавации. Для каждого режима копания проводилось не менее 10 регистраций в целях выявления статистических закономерностей. При этом было установлено, что в конкретных условиях работы параметры процессов в различных циклах различаются не более чем на 10 %.

На рис. 3 приведены диаграммы действующих значений фазного тока и напряжения на вторичной обмотке питающего трансформатора. Колебания напряжения не превышают 5 %, а максимальный действующий ток — 590 А. Действующее значение фазного тока, усредненное за цикл экскавации, составляет 240 А, действующее значение напряжения — 245 В.

Диаграмма активной мощности, потребляемой главными приводами, показана на рис. 4. Средняя активная мощность за цикл экскавации равна 90 кВт (при различных условиях экскавации средняя мощность достигала 110 кВт). Максимальное значение активной мощности в цикле экскавации, вычисленной за период сети, не превышает 330 кВт.

На рис. 5 показана диаграмма токов I_n в звене постоянного тока, совмещенная с диаграммой тока I_c , протекающего через балластные (сбросовые) резисторы при торможении приводов. Поскольку напряжение в звене постоянного тока поддерживается практически постоянным и равным 500 В, для сравнительного анализа мощно-

стей и энергий можно оперировать значениями токов. Действующее значение тока потребления за цикл экскавации – 214 А, действующее значение тока, протекающего через балластные резисторы за цикл экскавации, – 24 А.

Таким образом, отношение энергии торможения к энергии потребления составляет примерно 11 %. С учетом того, что напряжение в звене постоянное и равно 500 В, за цикл экскавации на резисторах в среднем рассеивается 12 кВт, а потребляется на совершение полезной работы 107 кВт.

Так как мощность электроприемников собственных нужд экскаватора ЭКГ-5А составляет от 30 до 50 кВт, т.е. как минимум в 2,5 раза выше мощности, рассеиваемой на балластных сопротивлениях, то применение дорогостоящих и сложных устройств возврата электроэнергии в сеть в данном случае нецелесообразно как экономически, так и технически.

На рис. 6 показаны диаграммы мгновенных значений токов и напряжений на стороне 0,4 кВ понижающего трансформатора, а также их первые гармоники. Интервал времени на диаграммах взят при максимальном потреблении тока из питающей сети. Коэффициент мощности при этом равен 0,8. На протяжении цикла экскавации при разных замерах коэффициент мощности изменялся в пределах 0,8...0,83. При этом от действующих значений основные гармоники составляют: тока – 97 %; напряжения – 99 %.

Снижение коэффициента мощности до значения 0,8 обусловлено тем, что среднее выпрямленное напряжение в звене постоянного тока поддер-

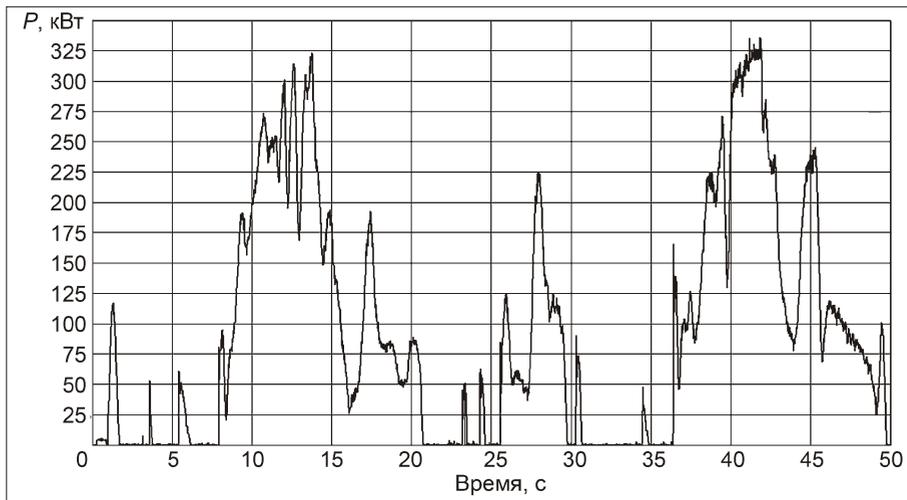


Рис. 4. Активная мощность

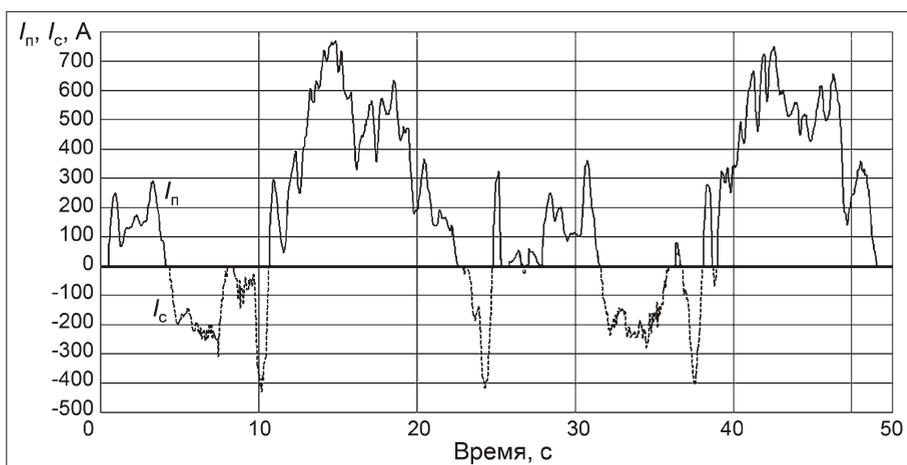


Рис. 5. Выпрямленный ток и ток сбросовой цепи

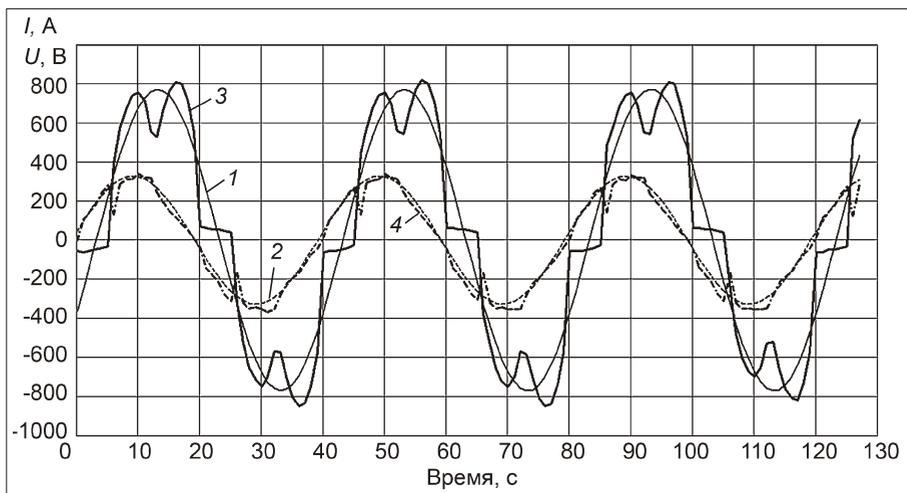


Рис. 6. Ток и напряжение на низкой стороне силового питающего трансформатора: 1 – первая гармоника тока; 2 – первая гармоника напряжения; 3 – фазный ток трансформатора на стороне 0,4 кВ; 4 – фазное напряжение трансформатора на стороне 0,4 кВ

живается с помощью управляемого выпрямителя на уровне 500 В при изменении амплитудного значения линейного напряжения в диапазоне 590...620 В.

Улучшение коэффициента мощности и формы тока можно достичь при использовании активного выпрямителя или специального корректора коэффициента мощности. Однако это связано с усложнением и удорожанием оборудования.

В традиционной схеме экскаватора коэффициент мощности составлял не более 0,6, а в настоящей схеме он не менее 0,8.

Экспериментально установлено, что уровень пульсаций тока якоря двигателя не превышает 4 % от номинального тока двигателя. Мгновенное значение напряжения на якорной обмотке двигателя не превышает 800 В.

Заключение

Анализ перспектив развития экскаваторного привода и результаты промышленной эксплуатации машины ЭКГ-5А с новой системой управления позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение НКУ с транзисторными преобразователями в настоящее время является экономически обоснованным и позволяет получить экономический эффект как по капитальным затратам, так и при эксплуатации.

2. Современные тенденции и прогнозы изменения стоимости компонентов электрических приводов свидетельствуют о том, что стоимость электродвигателей ежегодно возрастает, а стоимость силовых полупроводниковых устройств снижается на 10...15 % в год. В связи с этим в ближайшие годы конкурентоспособность разработанной системы управления будет возрастать.

3. Экскаваторы ЭКГ-5 отличаются повышенным ресурсом механической части, что позволяет успешно эксплуатировать их длительное время. При этом новейшие алгоритмы управления, реализованные на основе высокопроизводительных надежных микроконтроллерных средств, обеспечивают наилучшие "мягкие" и экономичные режимы работы всех механизмов экскаватора, защиту оборудования и экономию энергии. Значительно улучшены условия работы и повышен ресурс всех электрических и механических элементов экскаватора за счет ограничения пусковых токов, ударов в механических передачах, оптимизации параметров движения.

4. НКУ экскаватора ЭКГ-5 с электроприводами, выполненными по системе Г—Д, и асин-

хронным приводным двигателем имеет низкий коэффициент мощности. Большая реактивная мощность потребляется даже при отключенных главных приводах. При новом НКУ улучшенная электромагнитная совместимость оборудования и удовлетворительная работа средств управления при ухудшении электромагнитной среды, характерном для предприятий добывающей промышленности (повышенные отклонения, колебания и искажения напряжения, несимметрия напряжений, высокий уровень электромагнитных помех), обеспечивают высокую надежность работы экскаватора.

5. НКУ Компании "Объединенная Энергия" реализовано на основе блочно-модульного принципа и допускает оперативную модернизацию, замену устройств, выбор вариантов, внесение изменений и др. НКУ могут использоваться как на новых машинах, так и для модернизации работающих экскаваторов. Все элементы и устройства серийно выпускаются Компанией "Объединенная Энергия", обеспечены ЗИП и комплектующими. Оборудование легко адаптируется в любых условиях.

В 2009 г. Компания "Объединенная Энергия" закончила проекты новых НКУ с электроприводами постоянного тока и транзисторными широтно-импульсными преобразователями для новых экскаваторов ЭКГ-10, ЭКГ-12 и ЭКГ-18Р. В настоящее время указанные проекты реализуются по заказам ОАО "Ижорские заводы".

Список литературы

1. Малафеев С.И., Серебrenников Н.А. Создание электрооборудования и систем управления для экскаваторов на основе мехатронной технологии / Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 12. С. 29–34.

2. Малафеев С.И., Серебrenников Н.А. Актуальные вопросы совершенствования электроприводов и технических средств управления экскаваторов / Научные сообщения Национального научного центра горного производства – ИГД им. А.А. Скочинского. Вып. № 333/2007. Техника и технология открытой и подземной разработки угольных месторождений. М., 2007. С. 97–105.

3. Пат. РФ № 2288997, МПК E02F 9/20. Способ управления электроприводами главного движения экскаватора / С.И. Малафеев, В.С. Мамай, Н.А. Серебrenников. Опубл. 10.12.2006. Бюл. № 34.

4. Пат. РФ № 2284081, МПК G01R 27/18; H02H 3/16. Способ контроля сопротивления изоляции и защитного отключения электрооборудования экскаватора / С.И. Малафеев, Н.А. Серебrenников, С.В. Кононов. Опубл. 20.09.2006. Бюл. № 26.

Н.И. Стадник, д-р техн. наук, А.В. Мезников, А.В. Сергеев, И.Ю. Руденко, инженеры,
ГП "Донгипроуглемаш", г. Донецк, Украина

E-mail: av_sergeev@ukr.net

Возможность повышения энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов

Рассмотрены вопросы энерговооруженности, качества и уровня питающего напряжения очистных комбайнов для тонких пластов.

Ключевые слова: энерговооруженность, производительность, тонкий пласт, очистной комбайн.

N.I. Stadnik, A.V. Meznikov, A.V. Sergiyev, I.Yu. Rudenko

Capability of Increase of the Power Availability of Shearers for Thin Beds

The issues of the power availability, quality and feeding voltage level of shearers for thin beds.

Keywords: power availability, capacity, thin bed, shearer.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

В тонких пластах мощностью до 1,5 м в различных угледобывающих регионах залегают наиболее ценные марки энергетических и коксующихся углей, запасы которых составляют от 35 до 95 % общих промышленных запасов угля в бассейнах [1]. Для отработки указанных пластов может быть использована либо струговая, либо комбайновая выемка. Область применения струговой выемки составляет не более 20 % от общего числа пластов мощностью до 1,6 м [2].

С учетом этого, задача повышения производительности очистных комбайнов для тонких пластов является весьма актуальной.

Анализ исследований и публикаций

Необходимым условием повышения производительности является возрастание энерговооруженности и улучшение условий электроснабжения в целях использования мощности электроприводов с минимальными потерями.

Теоретическая производительность $Q_{\text{теор}}$ добычной машины, т.е. максимально возможная (без учета потерь времени на вспомогательные операции и простои) определяется как [3]

$$Q_{\text{теор}} = \frac{P_0}{60H}, \text{ т/мин}, \quad (1)$$

где $P_0 = P_p + P_n + P_v$ – средний уровень общей нагрузки приводных двигателей подсистем привода исполнительных органов и подсистем перемещения выемочной машины, кВт;

P_p, P_n, P_v – мощности соответственно на отделение угля от массива (резание), его погрузку на конвейер и перемещение комбайна вдоль забоя, кВт;

H – удельные энергозатраты, кВт ч/т.

Постановка задачи

Цель работы – исследование проблем увеличения энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов.

Изложение материала и результаты

Следует выделить две группы факторов, определяющих величину мощности электропривода комбайна и эффективность ее использования.

Первая группа определяется техническими возможностями, заложенными в конструкцию добычной машины.

Сюда можно отнести: компоновочные решения, касающиеся расположения электродвигателей резания и подачи и ограничивающие их габариты, что связано с областью применения; характеристики передач.

Вторая группа факторов касается вопросов электроснабжения (уровня напряжения, обеспечения удовлетворительных показателей качества электроэнергии при наличии компактной элек-

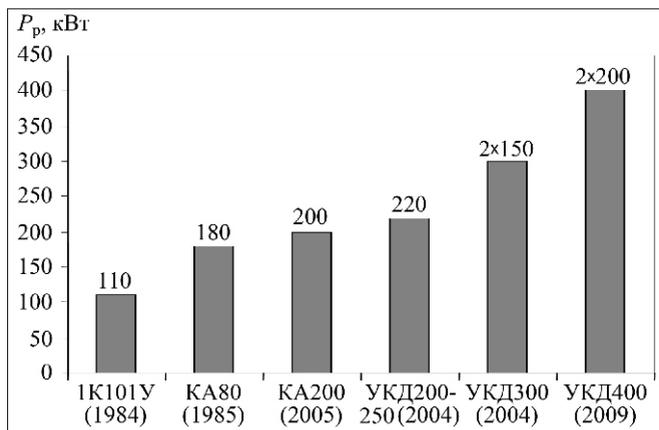


Рис. 1. Рост мощности P_p привода резания очистных комбайнов для тонких пластов (в скобках указан год начала серийного производства)

трической схемы, при этом желательно, чтобы питание электрооборудования комбайна осуществлялось одним кабелем).

Динамика роста мощности P_p , кВт, двигателей резания очистных комбайнов для тонких пластов за последние 25 лет приведена на рис. 1.

В таблице указаны данные современных очистных комбайнов для тонких пластов КА200, УКД200-250, УКД400, а также комбайна КА80. Комбайны КА200, УКД200-250, КА80 оснащены вынесенной системой подачи типа ВСП, перемещение комбайна осуществляется двумя двигателями с помощью тяговой цепи. Комбайн

УКД400 содержит две встроенные частотно-регулируемые подсистемы подачи и жесткий тяговый орган в виде цевочной рейки в составе навесного оборудования забойного конвейера.

Как видно из рис. 1 и таблицы, за последние 25 лет полная установленная мощность очистных комбайнов для тонких пластов возросла почти в 4,2 раза, единичная мощность двигателя – в 2 раза.

Одной из основных проблем при создании очистного комбайна для тонких пластов в целом и его электрооборудования является наличие ряда взаимозависимых ограничений габаритных размеров и параметров оборудования очистного комплекса. На рис. 2 и 3 приведены основные размеры комбайнов УКД200-250, наиболее распространенного в Украине с продольным расположением электродвигателя, и комбайна УКД400 – имеющего на настоящий момент максимальную установленную мощность среди очистных комбайнов с минимальным пределом вынимаемой мощности пласта 0,85 м за счет использования многодвигательного привода с поперечным расположением электродвигателей.

Как видно, вертикальный габарит по корпусу комбайнов для разработки пластов мощностью до 1,3 м составляет 430...450 мм. С учетом толщин корпусов с каналами для водяного охлаждения в таком габарите возможно использование двигателей с внешним диамет-

Параметр	Значение параметра для комбайна			
	КА80	КА200	УКД200-250	УКД400
Максимальная производительность, т/мин	3,3	5,0	5,5	10
Мощность разрабатываемых пластов, м	0,85...1,25	0,85...1,25	0,85...1,3	0,85...1,5
Мощность, кВт:				
двигателей резания	180	200	220	2 200
двигателей подачи	2 55	2 55	2 55	2 30
установленная двигателей комбайна	290	310	330	460
Номинальное напряжение, В	660	660; 1140	660; 1140	1140
Данные двигателей резания:				
тип	ЭКВ3,5-180	ЭКВ3,5-200	ЭКВК4-220	ЭКВ4-150-01 SG7B 490М-4
высота (по корпусу), мм	380	380	428	448 448
расположение на комбайне	Продольно в корпусе			Поперечно в поворотных редукторах
Примечание: страна—производитель двигателя SG7B 490М-4 – Польша, всех остальных – Украина.				

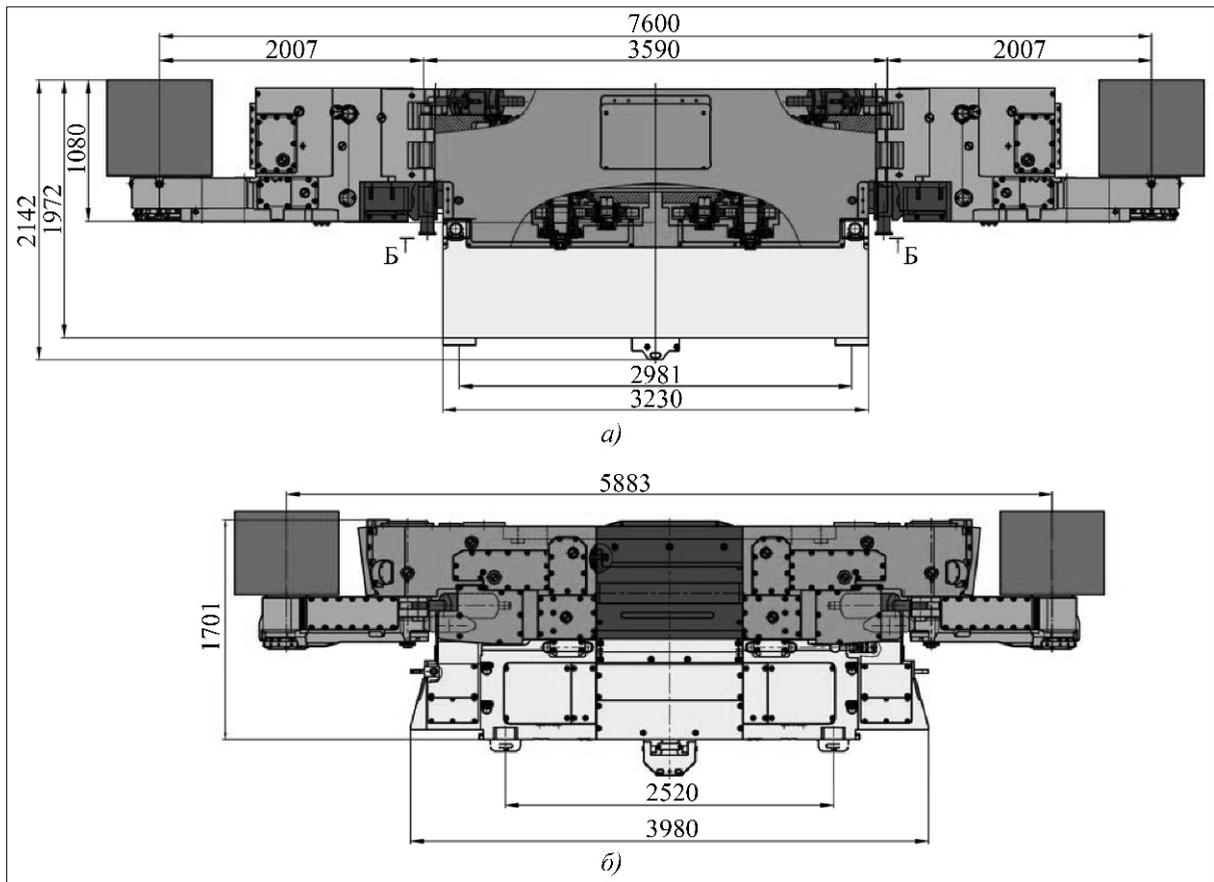


Рис. 2. Основные размеры очистных комбайнов УКД400 (а) и УКД200-250 (б) в плане

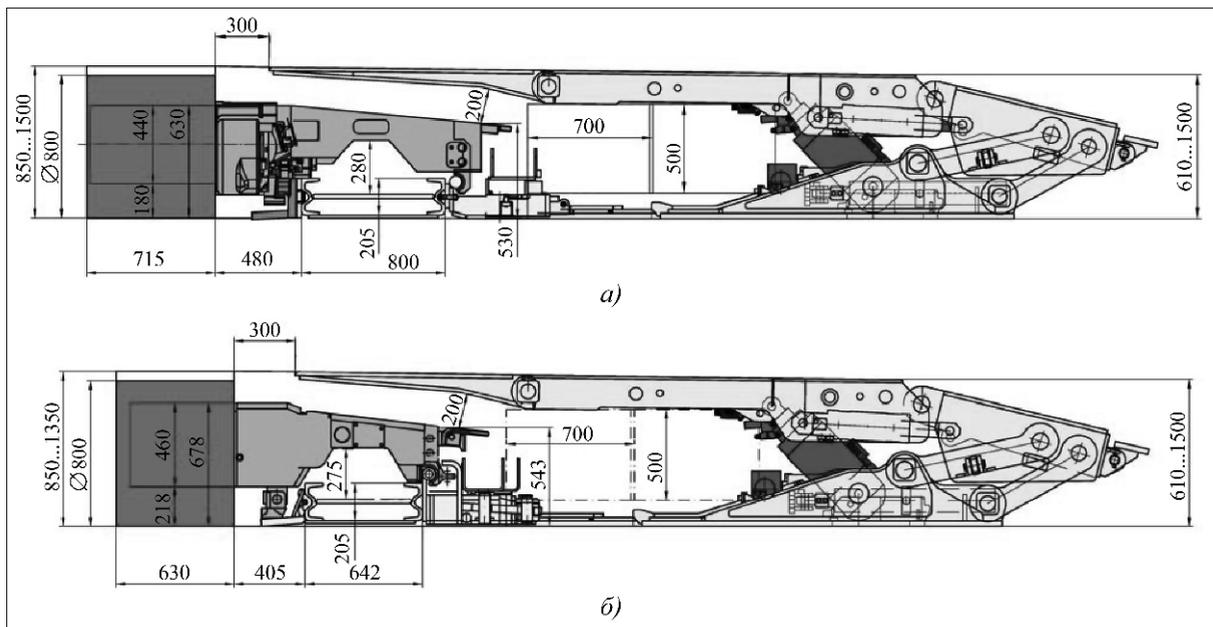


Рис. 3. Основные размеры очистных комбайнов УКД400 (а) и УКД200-250 (б) в сечении лавы

ром D_{a1} статора от 368 до 388 мм. При этом для электрических машин с числом полюсов $2p = 4$ (что характерно для всех комбайновых

двигателей) внешний D_{a1} диаметр статора связан с внутренним D_{i1} вполне определенным соотношением: $D_{a1} = (1,61...1,56)D_{i1}$ [4].

Лимитирован и габарит корпуса двигателя по длине из-за конструктивных (в частности, при расположении двигателей резания в поворотных редукторах длина определяется длиной консоли крепи, ограниченной ее несущей способностью и регламентированном отставанием от груди забоя), а также технологических ограничений (имеются в виду сложности при изготовлении обмотки ротора, как правило, двойной беличьей клетки, при его длине, превышающей 600 мм).

В свою очередь, габариты корпуса двигателя определяют его главные размеры (внешний, внутренний диаметры и длину сердечника статора), от которых зависит его расчетная мощность P [4]. Для асинхронных двигателей

$$P = \frac{k_E P_n}{n \cos \eta}, \text{ кВт А}, \quad (2)$$

где $k_E = 0,97$ (при $2p = 4$) – коэффициент, определяемый в зависимости от числа пар полюсов по экспериментальным кривым;

P_n – номинальная мощность, кВт;

n и $\cos \eta$ – номинальные значения КПД и коэффициента мощности.

Для характеристики использования активных материалов (обмоточных проводов, материала статора и ротора) применяют коэффициент K_A использования (или коэффициент Эссона) [4]:

$$K_A = \frac{P}{D_{il}^2 l n}, \text{ кВА мин/м}^3, \quad (3)$$

где l – длина сердечника статора, м;

n – частота вращения, мин⁻¹.

Величина $D_{il}^2 l$ приближенно определяет объем ротора и при данной частоте вращения от нее зависит объем статора. Следовательно, величина $\frac{P}{D_{il}^2 l}$ определяет мощность на единицу объема, а

коэффициент K_A показывает плотность энергии, т.е. энергию на единицу объема. Практика разработки комбайновых электродвигателей с водяным охлаждением позволила установить целесообразные предельные в настоящее время значения "нагрузок" для магнитной системы (определяются в основном значением магнитной индукции B в воздушном зазоре) и электрической части (характеризуется значением линейной нагрузки A , А/см) машин, а также соответствующего им значения коэффициента K_A использования.

Величина указанного коэффициента для современных комбайновых двигателей находится в пределах 5,34...6,85 кВА мин/м³, что в 1,7 раза

выше аналогичного параметра машин общепромышленного исполнения соответствующей мощности (серия 4А).

Высокие показатели использования материалов упомянутых выше комбайновых двигателей достигнуты во многом за счет применения водяного проточного охлаждения. На протяжении последних 30 лет система охлаждения комбайновых двигателей эволюционировала следующим образом:

– воздушное естественное охлаждение (серии ЭДК и МАД);

– воздушное принудительное охлаждение с одновременным перемешиванием воздуха внутри двигателя вентиляционными крыльями ротора (серия ЭДКО);

– водяное охлаждение корпуса (серия ЭКВ);

– водяное охлаждение корпуса с охлаждением ротора посредством диэлектрической жидкости (серия ЭКВЖ).

При одинаковом габарите по высоте и одной и той же длине активной части обдуваемые электродвигатели по сравнению с необдуваемыми позволили повысить мощность в 1,5 раза. В свою очередь, электродвигатели с водяным охлаждением относительно обдуваемых двигателей обеспечивают рост мощности в 1,3 раза. Планировалось, что коэффициент увеличения мощности двигателей с охлаждением ротора посредством диэлектрической жидкости по сравнению с машинами с водяным охлаждением составит от 1,2 до 1,5. Однако в связи с технологическими трудностями и низкой надежностью опытных образцов двигателя с охлаждением ротора посредством диэлектрической жидкости ни в Украине, ни за рубежом не выпускаются. В настоящее время подавляющее большинство комбайнов для тонких пластов оснащено двигателями резания с водяным охлаждением, исключение составляет комбайн 1К101У с обдуваемым двигателем 4ЭДКО4-110.

С учетом современного уровня конструктивных, электротехнических и магнитных материалов, достигнутая в настоящее время мощность единичного двигателя исполнительного органа (200...220 кВт) является практически предельной для условий тонких пластов.

Существенно увеличить общую энергооборуженность очистных комбайнов для упомянутых условий стало возможным благодаря переходу на многодвигательный привод. Так, вместо одного двигателя резания, продольно расположенного в корпусе, в комбайне УКД400 используются четыре двигателя: два двигателя резания (каждый

из которых установлен в одном из двух поворотных редукторов поперечно) и два двигателя подачи, встроенные в основной корпус.

Питание двигателей резания осуществляется от сети 1140 В, 50 Гц (минимальное сечение питающих жил 70 мм²), двигателей подачи – от преобразователя частоты, установленного на штреке (минимальное сечение питающих жил 10 мм²). При этом габарит комбайна по высоте ограничивает радиус изгиба питающего кабеля, а следовательно, и его диаметр (до величины 60...70 мм).

Рассмотрим влияние второй группы факторов на реализацию указанной мощности комбайна УКД400 (460 кВт) в реальной системе электропитания.

Расчет показывает (см. рис. 4), что значения коэффициентов K_u снижения напряжения на зажимах двигателей исполнительных органов комбайна УКД400 относительно номинальной величины (1140 В) находятся в пределах нормы при длине кабеля до 500 м (что соответствует длине лавы 300...350 м).

Следует отметить, что переход на более высокое напряжение (3000 В) приводит к возрастанию габаритов электрооборудования в связи с повышением уровня изоляции и увеличением нормируемых ГОСТ 24719–81* путей утечки и электрических зазоров. Длина пути утечки возрастает в 3,4 раза, электрический зазор – в 3 раза, минимальная длина взрывозащищенной щели – в 1,6 раза. Также увеличиваются габариты и объем (примерно в 5–10 раз) коммутационной аппаратуры. Так, например, объем, занимаемый контактором 3300 В, 160 А, составляет 29840 см³, что в 10,8 раза больше аналогичного показателя (2752 см³) для контактора с тем же током, но на напряжение 1140 В.

Что касается силовых кабелей, при переходе с напряжения 1140 на 3000 В наряду со снижением сечения основных жил (для питания двигателей резания – с 70 до 16 мм²) имеет место увеличение расхода изоляционных материалов, в результате диаметр кабеля существенно не уменьшается.

Немаловажным при переходе к напряжению 3000 В является и существенное удорожание оборудования, ужесточение требований к эксплуатации, квалификации обслуживающего персонала.

Достигнутые на сегодняшний день показатели энерговооруженности очистного комбайна

*ГОСТ 24719–81 отменен на территории РФ. Действует ГОСТ Р 51330.20–99.

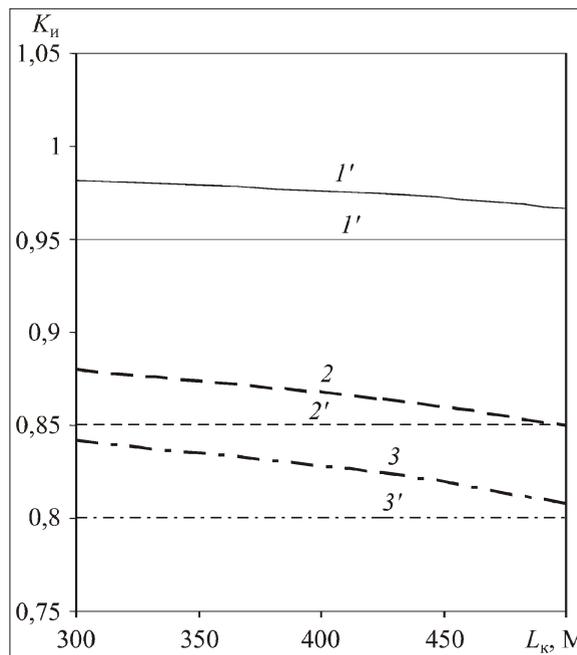


Рис. 4. Зависимость коэффициентов K_u (1, 2, 3) снижения напряжения от длины питающего кабеля L_k соответственно для режимов: номинального (все двигатели комбайна работают в указанном режиме), очередного пуска двигателей резания и при перегрузке (критическом скольжении) одного из двигателей резания; 1, 2, 3 – нормируемые значения коэффициентов K_u в указанных режимах

для тонких пластов позволяют обеспечить скорость его движения при добыче угля от 6 до 9 м/мин при различных горно-геологических условиях [5], а маневровые скорости – до 15 м/мин. В то же время в условиях эксплуатации средняя скорость подачи не превышает 4 м/мин [6]. Ограничением при этом является не низкая энерговооруженность, а другие факторы, в первую очередь это психофизиологические возможности человека-оператора, скорость крепления, погрузочная способность шнеков, неравномерная нагрузка приводов подачи, не позволяющая в полной мере использовать установленную мощность. Реализация уже достигнутого потенциала очистного комбайна возможна только за счет существенного увеличения его функциональных параметров, обеспечивающих адаптивное взаимодействие с другими машинами, средой и оператором.

Выводы и направление дальнейших исследований

Анализ проблем энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов позволяет сделать следующие выводы:

1. С учетом современного уровня конструктивных, электротехнических и магнитных материалов достигнутая в настоящее время величина единичной мощности двигателя исполнительно-

го органа 200...220 кВт является предельной для условий тонких пластов.

2. Существенное увеличение энерговооруженности резания по сравнению с комбайнами предыдущих поколений для условий тонких пластов удалось получить за счет следующих особенностей конструктивного и схемного исполнения:

– использования многодвигательного привода;

– выноса на штрэк преобразователя частоты, обеспечивающего питание частотно-регулируемого привода подачи;

– расположения двигателей исполнительных органов и подачи в поворотных редукторах и корпусе комбайна соответственно, что обусловило возможность увеличения мощности резания до 400 (2 200) кВт;

– питания упомянутых двигателей одним кабелем сечением основных жил $3 \times 70 + 3 \times 35 \text{ мм}^2$ для двигателей резания и подачи соответственно.

3. Поскольку при максимальном значении мощности двигателей резания, равном 2 200 кВт, обеспечено нормальное электропитание при напряжении 1140 В, его увеличение до 3000 В нецелесообразно при работе в очистных забоях длиной до 400 м.

4. Следующим шагом в разработке комбайнов для тонких пластов должно стать создание ком-

байна с высокой мощностью двигателей исполнительных органов и функциональными возможностями, обеспечивающими работу в автоматизированном режиме без необходимости перемещения операторов комбайна и крепи вслед за добычной машиной, а также выравнивание нагрузок в многодвигательном приводе для реализации всей установленной мощности.

Список литературы

1. **Артемьев В.Б.** Перспективы струговой выемки угля // Уголь. 2004. № 3. С. 9.

2. **Луганцев Б.Б., Беликов В.В.** Стругово-комбайновая технология выемки угля. Актуальность разработки // Уголь. 2004. № 4. С. 61–63.

3. **Горные** машины для подземной добычи угля: учеб. пособие для вузов / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; под общ. ред. П.А. Горбатова. 2-е изд., перераб. и доп. Донецк: Норд Компьютер, 2006. 669 с.

4. **Сергеев П.С., Виноградов Н.В., Горяинов Ф.А.** Проектирование электрических машин. М.: Недра, 1970. 632 с.

5. **Стадник Н.И., Сергеев А.В.** Электрический привод подачи очистного комбайна для тонких пластов // Матеріали міжнародної конференції "Форум гірників-2005". 2005. Т. 4. С. 84–93.

6. **Сургай Н.С., Виноградов В.В., Кияшко Ю.И.** Производительность очистных комплексов нового технического уровня и пути ее повышения // Уголь Украины. 2001. № 6. С. 3–5.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

На сайте журнала и его страницах уже размещались некоторые пожелания по подготовке статей с учетом специфики журнала и круга его читателей. Считаю возможным напомнить и дополнить некоторые из них.

1. Значительное количество статей, поступающих в редакцию, подготовлены как доклады или чаще даже как тезисы докладов. Между тем доклад предполагает возможность уточнения отдельных положений при выступлении, упрощенную подготовку материала. Главное при этом – донести до слушателя основную идею. Статья же требует более тщательной проработки материала. Настоящее пожелание особенно актуально в связи с приближающейся "Неделей горняка–2010".

2. Ссылки на литературу. В требованиях к публикациям указываются правила их нумерации, соблюдения норм библиографического описания. Ниже пойдет речь об их смысловой функции.

В докладе или диссертационном материале основная цель ссылки – соблюдение авторских прав, а также подтверждение кругозора автора в соответствующей области. В случае необходимости автор доклада или диссертант дает личные пояснения. При подготовке статьи цель ссылки, помимо признания приоритета, – помочь читателю разобраться в предлагаемом автором материале. Это твердое убеждение редакции.

Окончание см. на стр. 51

УДК 620.178.325.2

В.И. Миронов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Институт машиноведения УрО РАН, **С.А. Тимухин**, д-р техн. наук, проф., УГГУ, **О.А. Лукашук**, ст. преп., УГГУ–УПИ, **Н.В. Савинова**, канд. техн. наук, доц., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: oldim96@mail.ru

Влияние угла проскальзывания каната на прочность и долговечность барабана шахтной подъемной установки

Показано, что основной нагрузкой, определяющей напряженное состояние элементов конструкции барабана, является давление со стороны каната, а динамические нагрузки в канате меняют давление только в пределах дуги проскальзывания, величина которой зависит как от уровня нагрузки, так и от коэффициента трения между канатом и барабаном. Тем самым обоснована зависимость величины динамических напряжений в барабане и, следовательно, его прочности и долговечности от условий контакта каната с барабаном.

Ключевые слова: горные машины, шахтная подъемная установка, элемент конструкции, коэффициент трения, усталость, долговечность, деградация, эксперимент.

V.I. Mironov, S.A. Timukhin, O.A. Lukashuk, N.V. Savinova

Rope Slip Angle Impact on Durability and Longevity of a Mine Hoist Drum

The basic load determining the stress condition of drum's structural elements is the pressure coming from the rope. Dynamic loads in the rope alter the pressure within the range of the slip curve, the value of which depends both on the load level and on the rope-drum friction coefficient. Which means that the value of dynamic stress in a drum and after all its durability and longevity also depends on the rope-drum contact conditions.

Keywords: mining machines, mine hoist, structural element, friction coefficient, fatigue, durability, degradation, experiment.

Оценка прочности и усталостного ресурса элементов горных машин и оборудования представляет собой триединую задачу:

- определение динамических нагрузок за весь срок службы с учетом нестационарного характера реакции реальной электромеханической системы на внешние воздействия;
- определение напряженно деформированного состояния (НДС) несущих элементов конструкции и его инвариантных характеристик;
- определение долговечности и живучести изделия в конкретных условиях эксплуатации на основе прочностных и ресурсных характеристик материала.

В общих чертах постановка и пути решения данной задачи одинаковы для многих отраслей техники. Особенность горных машин состоит в уникальности многих конструкций, обладающих

высокой энергоемкостью, большой массой и габаритами при высокой скорости движения.

Каждая из частных задач является предметом многочисленных исследований, как правило, не связанных между собой. Так, в области исследования динамики шахтных подъемных установок (ШПУ) создано множество детерминированных моделей их поведения в различные моменты эксплуатации [1, 2]. Но разнообразный и, в общем, случайный характер внешних воздействий не позволяет рассчитать историю нагружения отдельных деталей, необходимую для решения второй и третьей задач. Использование методов статистической динамики также ограничено ввиду отсутствия сведений о статистиках активных воздействий. Получить подробные сведения о нагрузках за весь срок службы подъемной установки можно лишь на основе использования и

расширения возможностей систем компьютерного мониторинга [3].

Надежное определение НДС возможно в деталях простой формы, работающих в области упругих деформаций. Но даже в этом случае нет корректного решения задачи при появлении в исходно бездефектном теле усталостной трещины. Следовательно, остается открытым вопрос включения в ресурс конструкции стадии развития трещины. Как правило, при решении второй задачи не проводится разделение свойств поверхностного слоя и основного металла детали и не учитывается их деградация [4]. Не решен однозначно вопрос об эквивалентном, по числу циклов до разрушения, напряжении при сложном напряженном состоянии.

Линейное суммирование усталостных повреждений, широко используемое при решении третьей задачи, позволяет проводить перегруппировку циклов реального спектра напряжений, замену случайного спектра стационарным режимом, асимметричного цикла симметричным. Иными словами, становится возможным достаточно простое и эффективное обращение с результатами решения двух первых частных задач. Однако прогноз долговечности на основе линейной гипотезы дает многократные ошибки, часто в ущерб усталостной прочности.

Приведенный перечень проблем, возникающих при оценке ресурса изделия, не является исчерпывающим, но дает некоторое представление о сложности и многогранности данной задачи. Цель настоящей статьи ограничена поиском решения внутренних проблем третьей из частных задач, для чего необходимы сведения о нагрузках и напряженном состоянии барабана ШПУ, в обечайке которого появляются трещины через 10–12 лет эксплуатации. При обследовании барабана установки Ц 3,5 2А одного из рудников Урала трещины обнаружены в зоне сварного шва у ребра жесткости между лобовиной и обечайкой, а также в подпорном кольце.

Появление трещин в обечайке после многолетней эксплуатации можно связать с усталостью металла, увеличением динамических нагрузок, например, вследствие износа направляющих, или с деградацией свойств материала, когда случайные перегрузки становятся критическими.

Обычное представление нагрузки на обечайку в виде равномерно распределенного внешнего давления справедливо только при допущении свободного скольжения каната по барабану. В соответствии с теорией Эйлера скольжение каната в сторону

большого натяжения не происходит при выполнении известного условия

$$F_1 = F_2 + F_2(e^f - 1), \quad (1)$$

где f – коэффициент трения каната по барабану; α – угол навивки; F_1 и F_2 – натяжения каната в двух произвольных точках дуги обхвата, причем $F_1 > F_2$.

Разность натяжений каната определяется весом навитого каната, равным $q R$, где q – погонный вес каната, R – радиус барабана. Полагая $F_1 = Q_0$, а $F_2 = Q_0 - q R$, где Q_0 – натяжение каната в точке набегания на барабан в начале подъема скипа, приходим к условию

$$q R = (Q_0 - q R)(e^f - 1),$$

которое нарушается при $f = 0$ (в отсутствие трения), но для параметров реальной установки выполняется при любом $q > 0$. Следовательно, проскальзывания каната по барабану и выравнивания натяжений при навивке не происходят. Натяжение каната на барабане определяется значением F_2 на входе. Соответствующее нормальное давление $p = F_2/BR$ по спиральной канавке шириной B находится по формуле

$$p = \frac{Q_0 - q R}{BR}. \quad (2)$$

В расчете обечайки методом конечных элементов определение напряженно-деформированного состояния проводилось в среде инженерного анализа *APM Win Machine* в расчетном модуле *APM Structure 3D*. При построении геометрической модели барабана в качестве конечных элементов использовались пластины и оболочечные элементы. Нагрузка в виде нормального внешнего давления в пределах одного витка каната принималась неизменной, а по длине образующей оболочки менялась по кусочно-линейному закону, подобному диаграмме усилий подъемной установки. По такой схеме определялись статические напряжения и места их концентрации в барабане (рис. 1, см. 4-ю стр. обложки). В начале подъема груза максимальная интенсивность напряжений имеет место в зоне приварки ребра жесткости к обечайке и составляет 95,7 МПа, что соотносится с расчетом методами сопротивления материалов [1].

Переменные напряжения в барабане связаны с колебаниями нагрузки в канате. Данный вопрос давно и основательно исследуется и хорошо

освещен в литературе, например, в специальной монографии [5]. По некоторым оценкам, амплитуда колебаний нагрузки в канате при разгоне и при экстренном торможении составляет порядка 20 и 60 % соответственно от статической нагрузки Q [2]. Резкое изменение натяжения каната вызывает проскальзывание части каната по барабану. Полагаем, что динамические усилия в канате и нормальное давление на барабан равномерно распределены в пределах дуги скольжения α , где нарушается условие (1). Центральный угол дуги скольжения α_0 определяется из условия строгого равенства в выражении (1).

Полагая, например, в конце разгона $F_2 = 0,4Q$, $F_1 = Q + q \alpha R$, при $f = 0,1$ для данной установки находим угол скольжения каната в сторону подъема $\alpha = 3^\circ$. Заметим, что снижение коэффициента трения, возможное при наличии хорошей смазки, до $f = 0,05$ увеличивает угол скольжения до 6° , а при $f = 0,01$ $\alpha = 32^\circ$.

Увеличение усилия в канате при экстренном торможении до $1,6Q$ приводит к проскальзыванию каната в противоположном направлении в пределах угла $\alpha = 5,2^\circ$. С уменьшением коэффициента трения до 0,05 и 0,01 угол скольжения увеличивается до $10,6^\circ$ и 60° соответственно. В конечно-элементном расчете динамическая нагрузка прикладывалась в пределах витков дуги скольжения, от числа которых зависит уровень напряжений в обечайке барабана.

Последнее обстоятельство следует отметить особо. Обычно полагается [2], что напряжения в элементах ШПУ можно оценить, исследуя, например, величину тока в электроприводе. Напряжения в барабане определяются не только величиной динамических нагрузок в канате, но и условиями трения в зоне их контакта. Число витков скольжения прямо влияет на уровень амплитуды динамических напряжений.

На основании проделанных расчетов сформирован упрощенный график циклических нагрузок в точке действия напряжений максимальной интенсивности в месте приварки ребра жесткости к обечайке (рис. 2). Принято, что в течение суток выполняются 150 подъемов скипа с грузом и одно экстренное торможение. Полагается, так-

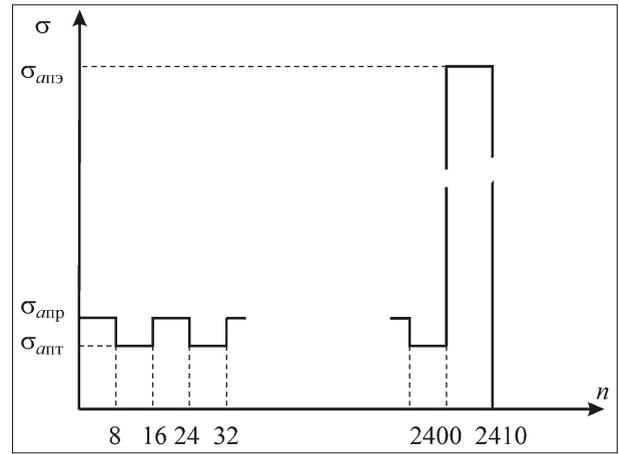


Рис. 2. График циклических нагрузок в опасной точке обечайки

же, что при снятии ускорения происходит восемь колебаний постоянной амплитуды, а при экстренном торможении — десять колебаний.

В графике не нашли отражения возможные колебательные процессы с неопределенными параметрами, связанные с загрузкой и выгрузкой породы, подъемом скипа с загрузочной рамы при ослабленном канате, прохождением стыков направляющих и др. В то же время учтены весьма значимые по амплитуде колебания пускотормозных режимов и экстренных торможений. Амплитуда колебаний в каждом режиме полагалась неизменной, что приемлемо только для оценочного проектного расчета. При наличии данных о реальной загруженности подъемной установки принятые ограничения снимаются, и прогноз долговечности уточняется.

В первой строке таблицы приведены расчетные параметры циклов интенсивности напряжений, возникающих в опасной зоне обечайки при разгоне груженого скипа, торможении порожнего скипа и экстренном торможении сразу после разгона. Соответствующие амплитудные напряжения обозначены σ_{ap} , σ_{at} и $\sigma_{atэ}$, а средние напряжения цикла σ_{mp} , σ_{mt} и $\sigma_{mэ}$. Уменьшение коэффициента трения на порядок приводит к существенному увеличению амплитуды динамических напряжений, что отражено во второй строке таблицы.

Разгон груженого скипа				Торможение порожнего скипа				Экстренное торможение в начале подъема			
σ_{ap} , МПа	σ_{mp} , МПа	$\sigma_{apр}$, МПа	$N_p, 10^9$	σ_{at} , МПа	σ_{mt} , МПа	$\sigma_{atт}$, МПа	N_t , МПа	$\sigma_{aэ}$, МПа	$\sigma_{mэ}$, МПа	$\sigma_{atэ}$, МПа	$N_э, 10^6$
1,5	97,6	2,0	6,75	1	101	1,4	19,7	5,4	108,1	7,5	64
6,5	96,5	7,9	1,58	1,5	93,5	1,8	1286	57	95	68,9	0,16

Умышленно принят более жесткий режим действия динамических нагрузок во всех витках каната на барабане.

Кроме амплитудных σ_a и средних σ_m значений интенсивности напряжений, полученных в расчете НДС, в таблице указаны приведенные к симметричному циклу их значения $\sigma_{ан}$, найденные по формуле [6]

$$\sigma_{ан} = \sigma_a / (1 - \sigma_m / S_{B0}), \quad (3)$$

где $S_{B0} = 540$ МПа – предел прочности материала обечайки (сталь 09Г2С). Приведенные в таблице амплитудные напряжения обозначены $\sigma_{анр}$, $\sigma_{ант}$ и $\sigma_{анэ}$.

При использовании выражения (3) кривые усталости для всех напряженных состояний и коэффициентов асимметрии цикла должны слиться в одну кривую, которую можно построить по данным испытаний, проведенных при симметричном цикле. Наиболее часто употребляемое в расчетной практике показательное уравнение кривой усталости для материала принимает вид

$$\sigma_{ан} N = \sigma_1 N_0, \quad (4)$$

где $\sigma_1 = 200$ МПа – предел выносливости стали при симметричном цикле, определенный на базе испытаний $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов; m – показатель степени, характеризующий угол наклона усталостной кривой в логарифмических координатах ($\lg \sigma - \lg N$).

Кривая усталости обечайки также описывается выражением (4), но предел выносливости материала следует заменить пределом выносливости детали $\sigma_{1д}$. С этой целью воспользуемся систематизацией сварных узлов конструкций, приведенной в пособии [7]. Тавровое соединение косынки с обечайкой относится к 8–9-й группе узлов и предел выносливости составляет 30...36 МПа.

По формуле (4) подсчитаны значения долговечностей N_p , N_T и $N_э$ для разных уровней напряжений (см. таблицу) при $\sigma_{1д} = 30$ МПа. Поскольку на соответствующих графиках есть напряжения выше и ниже предела выносливости, то кривая усталости делится на два участка с разным наклоном. В соответствии с рекомендациями европейских норм и технических документов, приведенных в пособии [7], принято $\sigma_1 = 3$, $\sigma_2 = 5$.

Формально можно посчитать долговечность, например, по линейной гипотезе суммирования

повреждений. В соответствии с графиком на рис. 2 за сутки происходит $n_p = 1200$ колебаний при разгоне груженого скипа, столько же $n_T = 1200$ колебаний – при торможении порожнего скипа и $n_э = 10$ колебаний – при экстренном торможении. Усталостная поврежденность материала при неизменных параметрах цикла в соответствии с линейной гипотезой суммирования усталостных повреждений оценивается относительным числом циклов n/N . Тогда накопленная усталостная поврежденность σ_c материала за сутки, подсчитанная по формуле линейного суммирования с учетом данных таблицы $\sigma_c = n_p/N_p + n_T/N_T + n_э/N_э$, составит $63,26 \cdot 10^{-6}$.

С учетом того что предельная поврежденность принимается равной 1, прогнозируемая долговечность барабана, равная σ_c^{-1} , составляет 15807 суток, или 43,3 года.

В статье [4] приведена методика расчета долговечности элементов конструкций горных машин, основанная на экспериментах по циклической деградации прочностных и пластических свойств материала. Подобные эксперименты проведены с образцами стали 09Г2С, из которой выполнены элементы конструкции барабана ШПУ.

Специальные механические эксперименты проводились в несколько стадий. Сначала проводились типовые усталостные испытания стандартных образцов на стационарном уровне напряжений с определением средней долговечности. Затем, на том же уровне напряжений, несколько стандартных образцов тренировались до разной степени наработки. Далее, из тренированных стандартных образцов вырезали малые однократные образцы. Наконец, однократные образцы испытывали на растяжение в нагружающем устройстве повышенной жесткости [8], позволяющем зафиксировать реологически неустойчивые состояния материала на падающей ветви полной диаграммы деформирования (ПДД).

На рис. 3 приведены статические диаграммы деформирования стали 09Г2С в исходном состоянии (кривая 1) и при разной степени наработки $n_{тр} = n/N$ (кривая 2 при $n_{тр} = 0,18$ и кривая 3 при $n_{тр} = 0,5$). Здесь n – текущее число циклов тренировки стандартных гладких десятикратных образцов на уровне максимального напряжения $\sigma_m = 0,85 \sigma_{тр}$; N – число циклов до разрушения. Начала координат осредненных диаграмм на рис. 3 совмещены, так как накопленных циклических деформаций не наблюдалось.

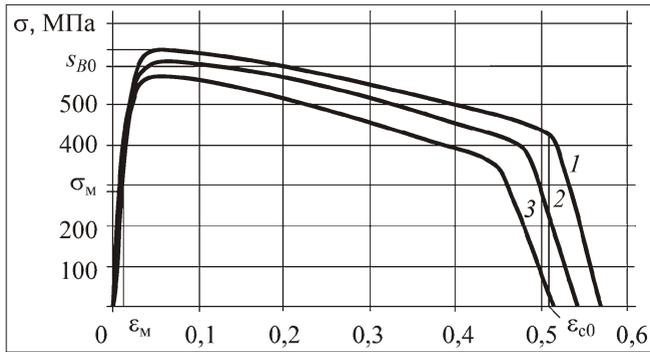


Рис. 3. Дegrадация ПДД стали 09Г2С:
 1 – $n_{тр} = 0$; 2 – $n_{тр} = 0,18$; 3 – $n_{тр} = 0,5$

Испытания выявили нелинейную по циклам деградацию параметров исходной диаграммы, выразившуюся в снижении прочностных и деформационных свойств стали с ростом наработки. Предел прочности стали $S_B(\sigma_m, n)$ и пластичность стали $\epsilon_c(\sigma_m, n)$, определяемая длиной ПДД, становятся функциями условий нагружения. На рис. 3 отмечена предельная пластическая деформация стали ϵ_{c0} в исходном состоянии ($n_{тр} = 0$). В предельном состоянии при $n = N$, т.е. при $n_{тр} = 1$ происходит полное вырождение ПДД. Материал переходит в хрупкое состояние, а предел прочности снижается до уровня максимального напряжения цикла, т.е. критерием усталостного разрушения является равенство

$$S_B(\sigma_m, N) = \sigma_m. \quad (5)$$

Отметим, что неизбежность перехода пластичного материала перед усталостным разрушением в хрупкое состояние доказывается и физическими методами исследований [9]. Преимущество феноменологического подхода в том, что кинетические кривые $S_B(\sigma_m, n)$ (или $\epsilon_c(\sigma_m, n)$) описывают усталостный процесс в терминах напряжений и деформаций, что важно для согласования с уравнениями теории упругости, используемыми для определения напряженного состояния элементов конструкций, эксплуатируемых в области многоциклового усталости.

Произвольный выбор аналитической функции для описания опытных кривых $S_B(\sigma_m, n)$ и $\epsilon_c(\sigma_m, n)$ может привести к неоднозначности прогноза долговечности деталей. Вместе с тем он делает подход более гибким, пригодным для описания деградационных процессов в материалах разных классов. В оценочных расчетах можно использовать [4] простую степенную функцию

$$S_B(\sigma_m, n) = S_{B0} k n^m, \quad (6)$$

где S_{B0} – предел прочности материала до циклической тренировки (см. рис. 3), показатель степени m определяется из условия лучшей аппроксимации экспериментальных данных; k – коэффициент, учитывающий влияние концентрации напряжений. Обработка экспериментальных данных показала, что для стали 09Г2С показатель степени можно принять постоянной величиной $m = 2,1$.

Полученные результаты испытаний образцов на одноосное растяжение в условиях стационарного изменения нагрузки в дальнейшем используются для расчета усталостной долговечности нерегулярно нагруженной конструкции барабана ШПУ, элементы которой испытывают сложное напряженное состояние. Проблема перехода от одномерных моделей к сложному напряженному состоянию в настоящее время недостаточно изучена. В скалярном варианте теории для оценки долговечности барабана эквивалентное напряжение определялось выражением (3).

Обобщение подхода на случай нестационарного нагружения и условия эквивалентности двух циклических состояний материала при разной истории изменения нагрузки проводится по схеме, рассмотренной в работе [4]. Смена напряжений после n_1 циклов нагружения на уровне напряжений σ_{m1} меняет интенсивность деградации предела прочности и трактуется как переход с одной кинетической кривой на другую, по правилу

$$S_B(\sigma_{m1}, n_1) = S_B(\sigma_{m2}, n_2), \quad (7)$$

где n_2 – эквивалентное число циклов, за которое предел прочности стали на уровне напряжений σ_{m2} стал бы таким же, как за n_1 циклов на уровне σ_{m1} .

Расчет долговечности с учетом циклической деградации материала реализован в авторской рабочей программе, объединяющей выражения (3)–(7). При этом из расчета исключаются две часто используемые гипотезы – линейного суммирования повреждений и независимости повреждающего действия цикла напряжений в общем спектре.

Прогнозируемая долговечность обечайки барабана до появления усталостной трещины с учетом циклической деградации материала составила 40,2 года. Разница с линейным суммированием в 7,2 % невелика и не позволяет объяснить появление в барабане трещин усталостного характера через 12 лет эксплуатации.

Более правомерно связать появление трещин с перегрузкой каната при стопорении скипа в направляющих. По данным обследования действующих грузовых ШПУ шахт Южного Урала возможны не только значительная деформация, но и разрыв несущего каната, рассчитанного на 6,5-кратную перегрузку [10]. Наши расчеты показывают, что действие в канате разрывного усилия вызывает появление в опасных точках барабана напряжения, сопоставимые с пределом прочности материала.

Таким образом, появление хрупких трещин в зоне сварного шва возле подкрепляющих ребер и опорного кольца обечайки связано, на наш взгляд, со случайными пиковыми перегрузками. Зародившиеся трещины соизмеримы с шириной переходной зоны у сварного шва и останавливаются за ее пределами в вязком металле. Дальнейшее развитие трещин возможно уже по усталостному механизму, что требует отдельного исследования.

Основные результаты данной работы следующие:

- величина динамических напряжений в элементах конструкции барабана определяется динамическими усилиями в канате и условиями трения в зоне контакта;
- на примере расчета динамических напряжений при экстренном торможении скипа показано, что учет условий трения каната на барабане может дать значительную поправку, снижающую запас прочности;
- расчет долговечности барабана с учетом условий трения каната и деградации свойств материала не дает оснований для объяснения появления усталостных трещин после 12 лет эксплуатации;

- расчетные напряжения при действии в канате разрывной нагрузки сопоставимы с пределом прочности материала, что позволяет связать появление трещин в элементах конструкции барабана с недопустимыми перегрузками в эксплуатации.

Список литературы

1. Федоров М.М. Шахтные подъемные установки. М.: Недра, 1979. 309 с.
2. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъемных установок. Пермь: УрО РАН, 1994. 203 с.
3. Трифанов Г.Д. Современные средства обеспечения надежности безопасности эксплуатационных установок / В кн. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: Сб. тр. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УГГУ, 2008. 377 с.
4. Миронов В.И., Якушев А.В., Лукашук О.А., Боярских Г.А. Усталостный расчет элементов конструкций горных машин с учетом деградации свойств конструкционных материалов при циклическом нагружении // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 3. С. 46–50.
5. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната. М.: Углетехиздат, 1955. 207 с.
6. Павлов П.А. Основы инженерных расчетов элементов машин на усталость и длительную прочность. Л.: Машиностроение, 1988. 252 с.
7. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: учеб. пособие. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.
8. А.с. G 01 № 3/08. Устройство и способ для испытания образцов материалов на растяжение / В.И. Миронов, В.А. Андронов, А.В. Якушев и др. Бюл. № 13 от 10.05.2005.
9. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металла. Киев: Наук. думка, 2003. 238 с.
10. Латыпов И.Н. Обоснование и обеспечение безопасной эксплуатации шахтных барабанных подъемных установок: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург: УГГУ, 2008. 28 с.

УДК 622.272

С.В. Мазеин, канд. техн. наук, сервис-инж., ООО "Херренкнехт Транспортные Тоннели"

E-mail: maz-bubn@mail.ru

Контроль инъекционного давления твердеющего раствора за обделкой тоннеля и проходческим щитом

Описаны принцип работы и действующие усилия проходки герметичными механизированными щитами. По данным постоянного контроля нагнетаемого твердеющего раствора (в каналах хвостовой оболочки щита и за тоннельной обделкой) определены параметры инъекционного давления, помогающего передвижению щита.

Ключевые слова: щитовой механизированный комплекс, датчик давления раствора, усилие на щеточное уплотнение.

S.V. Mazein

The Control of the Injection Pressure of the Hardening Mortar Over the Finishing of Tunnel and After Tunneling Shield

Are described the operating principle and the acting efforts of driving by the mechanized shields. The parameters of the injection pressure, which helps to the movement of shield, are determined according to the data of a constant of a control of the forced hardening mortar (in the pipes of the tailed shell of shield and over the tunnel finishing).

Keywords: shield mechanized complex, pressure sensor of mortar, force for brush packing.

Введение

Современным высокотехнологичным техническим средством возведения тоннелей в неустойчивых грунтах является работающий при активном пригрузе забоя тоннелепроходческий механизированный щитовой комплекс (ТПМК) с режущим ротором: при бентонитовой суспензионной среде пригруза — это щит с гидропригрузом, а со средой пригруза забоя модифицированным химическими добавками грунтом — это щит с грунтопригрузом [1]. Тоннелепроходческие комплексы строят тоннели со сборной кольцевой обделкой из герметичных железобетонных блоков, для стабильности такой конструкции и уменьшения осадок земной поверхности над тоннелем применяется непрерывное нагнетание (инъекция) твердеющего раствора в образующийся технологический кольцевой зазор между грунтом и обделкой. На этапе проектирования тоннеля, проходимого в сложных геологических условиях, при решении вопроса о возможности применения щитов с широким спектром диаметров и с двумя способами пригруза забоя крайне важно верно оценить достаточны

ли для продвижения щита конструктивно заложенные усилия проходческих домкратов, отталкивающих от кольцевой обделки цилиндрическую щитовую конструкцию.

При проектировании и использовании таких щитов необходим полный учет всех действующих по оси тоннеля усилий щита, включая помогающее усилиям домкратов, но малоисследованное давление раствора на щеточное уплотнение хвостовой оболочки щита. Современным решением мониторинга усилий закачиваемого раствора, прикладываемых к щиту, стало внедрение системы непрерывного контроля с помощью датчиков давления раствора, располагаемых как в каналах нагнетания, так и в сегментных блоках кольцевой обделки тоннеля.

В данной статье с использованием промышленных данных о проходке нескольких тоннелей герметичными немецкими щитами "Херренкнехт" различных диаметров:

- проанализированы свойства нагнетаемого раствора и его силового воздействия на различные щиты;

- представлены результаты контроля за давлением раствора на гидропригрузном щите диаметром 8,39 м датчиками в обделке тоннеля в г. Кельне (Германия), которое зависит от расстояния до щита и времени твердения, от высотного положения точек замера и от среднего давления в линиях нагнетания;

- установлен вклад давления раствора в сумму действующих на щит сил.

Автор весьма признателен г-ну Вальдемару Кнаубу за предоставленную для исследования информацию о внедрении фирмой "VMT GmbH" системы контроля давления, закачиваемого за обделку раствора.

Особенности технологии нагнетания, свойств и воздействий раствора

В целях обеспечения проходки, безосадочной для земной поверхности, и нормальной эксплуатации тоннеля строительный зазор, образующийся между грунтом и оболочкой щита, грунтом и обделкой тоннеля, заполняют (тампонируют) твердеющим раствором. Нагнетание тампонажного раствора обеспечивает геометрическую неизменяемость блочной обделки, совместную работу обделки с окружающим грунтом, предотвращение осадок, сохранность, долговечность и повышение водонепроницаемости обделки на период эксплуатации тоннеля. При этом нагнетаемая под контролируемым давлением в каналах закачки суспензия раствора создает помогающее передвижению щита усилие на щеточное уплотнение сзади щитовой оболочки.

Пневмоприводные двойные насосы закачки твердеющего раствора работают непрерывно в автоматическом режиме с момента начала до конца цикла проходки. Эти насосы настраиваются в зависимости от времени проходки (расчитываемый объем закачки постоянен) на определенное количество порций в минуту. Высокое давление в линии закачки указывает на заполнение пространства за блоками раствором, и в результате насосы начинают работать с меньшей производительностью. При продолжительном простое щита на экране компьютера высвечивается красный сигнал о падении давления в канале закачки, после чего машинист щита включает насосы нагнетания до момента набора необходимого давления в этих каналах. Раствор выкачивается из расходной емкости двойным насосом поочередно в две линии. Растворная емкость заполняется подачей из растворного узла, находящегося в стартовой камере.

Такая технология тампонажа предусматривает особые требования к характеристикам раствора: жизнеспособность растворной смеси до 24 ч, текучесть при осадке конуса 11...12 см, пластическую прочность при сжатии отпрессованного под давлением 0,1 МПа раствора до 0,05 МПа, долговременную прочность при сжатии образцов не менее 0,5 МПа [2].

Результаты контроля давления раствора датчиками, установленными за обделкой

Объектом исследований стала проходка тоннеля гидропригрузным щитом диаметром 8,39 м с обделкой внешним диаметром 8,1 м, кольцами толщиной 0,4 м и шириной 1,5 м из железобетонных блоков для скоростного трамвая "Север—Юг" в г. Кельне по насыщенному водой песчано-галечному грунту. Здесь была внедрена разработанная фирмой "VMT GmbH" система контроля давления раствора за блоками (GPSS). В специально предусмотренные отверстия каждого блока выбранных для эксперимента и только что собранных колец (№ 20, № 86, № 155 Восточного тоннеля) монтировались мембранные датчики давления нагнетаемого раствора, постоянно посылающие сигнал измерения через преобразователь на бортовой компьютер щита (рис. 1, см. 3-ю стр. обложки).

Сюда же собирались и данные о давлении раствора в линиях нагнетания насосом, которые по высотному положению в кольцевом зазоре почти совпадают с датчиками в центральной части блоков. Измерения и усредняющие их за цикл расчеты проводились в десяти последующих после монтажа датчиков проходческих циклах, заходках протяженностью по 1,5 м, что позволяло сравнить давления, действующие в шести линиях нагнетания А1...А6 и в шести датчиках на блоках Д1...Д6 в зависимости от удаления щита. Средняя цикличность операций по времени: 1 ч — проходка, 2 ч — простой на монтаж кольца.

Зависимость давления раствора от расстояния до щита

Действующие усредненные показатели давления раствора за обделкой приведены для трех экспериментов в виде (рис. 2, см. 4-ю стр. обложки), представляющем собой картину давлений раствора по развертке кольцевого зазора (крайние точки соответствуют верхним датчикам Д1 и Д6) и по удалению кольца замера от щита.

Уровень значений давления раствора по шести датчикам в зазоре вокруг кольцевой обделки

является переменным в зависимости от удаления щита и характеризуется:

1) не самым максимальным уровнем ($(1,30 \ 0,47) \cdot 10^1$ МПа) давления, воздействующего на щит, на удалении щита до 1,5 м, что объясняется потерями гидравлического давления жидкого раствора через зазор "щит–массив" и трещины нарушенного грунтового массива;

2) максимальным уровнем ($(1,95 \ 0,37) \cdot 10^1$ МПа) на удалении щита 1,5...3 м, что связано с максимальной концентрацией давления нагнетанием при объемном сжатии еще жидкого раствора уже без утечек в сторону щита и в сторону грунтового массива через заполненные раствором трещины;

3) постепенно снижающимся уровнем (от $(1,42 \ 0,30)$ до $(0,61 \ 0,20)$ МПа) при удалении щита от 3 до 9 м, что связано с ослаблением влияния нагнетания с увеличением расстояния и набирающим ход процессом твердения раствора, при котором образующаяся с течением времени структура кристаллогидратов вяжущего начинает проявлять все большее капиллярное сопротивление гидравлическому давлению на датчик;

4) стабильно низким уровнем ($(0,52 \ 0,20) \cdot 10^1$ МПа), почти не снижающимся при удалении щита от 9 до 15 м и далее, что можно объяснить пренебрежительно малым влиянием давления нагнетания, установившимся равновесием давления грунтового обжатия раствора и обделки с капиллярным давлением воды раствора, а также приобретением твердеющим раствором водонепроницаемых свойств.

Давление раствора по высотным отметкам и от давления в линиях

Давление раствора за обделкой и в линиях нагнетания при всех измерениях увеличивается вертикально от верхней к нижней части заполненного кольцевого зазора, что соответствует классическим представлениям о давлении столба суспензионной среды.

Особый интерес вызывает поведение раствора при его непосредственном контакте с щеточным уплотнением щита, т.е. на начальном цикле измерений при проходке. Совмещенные графики

давлений в этом цикле на датчиках и в линиях по профилям измерений от кольца № 155 (1 и 6 – верхние, 2 и 5 – средние, 3 и 4 – нижние) показывают (рис. 3):

- отсутствие давления на датчиках Д1...Д6 в их начальном положении в рабочем пространстве щита при атмосферном давлении;
- давление на нижних датчиках Д3 и Д4 до $0,6 \cdot 10^1$ МПа при прохождении их через щеточное уплотнение;
- дальнейшее резкое возрастание давления на всех датчиках Д1...Д6 по выходу их из щита до $2,8 \cdot 10^1$ МПа, т.е. почти до значений давления в соответствующих линиях нагнетания, что позволяет предположить в условиях гидростатики и аналогичное давление на щеточный задний торец щита;
- плавное падение тех и других давлений по окончании проходки, причем более значительное – для линий нагнетания А1...А6.

На рис. 4 показаны зависимости средних значений давлений раствора на датчиках $P_{д1} \dots P_{д5}$ и в линиях нагнетания $P_{л1} \dots P_{л5}$ (МПа) при проходке соответственно первых пяти колец от точки измерений (нижний цифровой индекс озна-

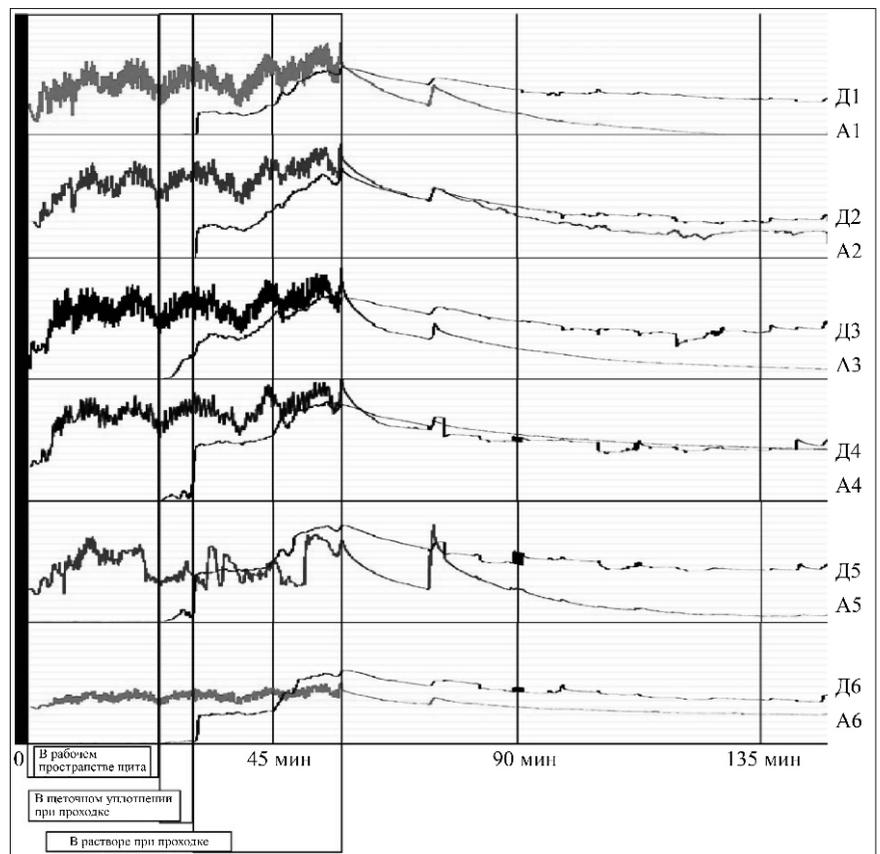


Рис. 3. Временная диаграмма давлений раствора (шкала от 0 до $3,4 \cdot 10^1$ МПа) в линиях А и на датчиках Д для первого от кольца № 155 цикла проходки

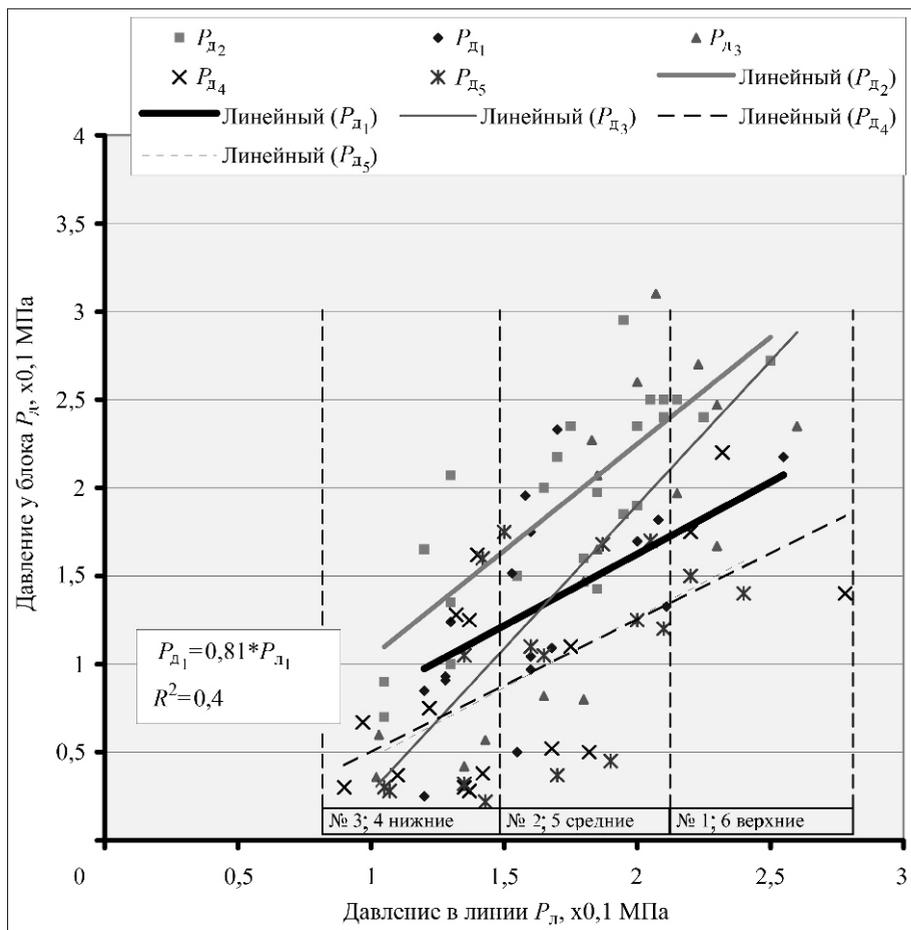


Рис. 4. Зависимость давления раствора по периметру кольца (P_d) от давления при нагнетании (P_l) для удаления на 1...5 колец шириной по 1,5 м

чает удаление щита от датчиков Д в кольцах). Как видно, указанные зависимости характеризуются линейным законом распределения.

Полученная с достоверностью аппроксимации $R^2 = 0,4$ прямая зависимость с указанным доверительным интервалом при проходке начального кольца:

$$P_{d1} = (0,81 \pm 0,32) P_{l1}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

позволяет без дополнительных экспериментов с установкой в блоках датчиков и измерением на них давления оценить давление раствора на щеточное уплотнение по давлению в линиях нагнетания.

При этом действующее давление P_p раствора на щит принимается равным давлению на датчики при проходке начального кольца P_{d1} , вычисленному по давлению в линиях нагнетания P_{l1} . Для неблагоприятных условий герметичности щели над задней оболочкой щита (при отсутствии внешнего хвостового оперения на щитах с

гидропригрузом) названную выше зависимость для усредненных расчетов можно выразить так:

$$P_p = P_{d1} = 0,66 P_{l1}, \text{ МПа}. \quad (2)$$

Для благоприятных условий герметичности (с внешним хвостовым оперением на щитах с грунтопригрузом) зависимость для усредненных расчетов можно выразить следующим образом:

$$P_p = P_{d1} = 1,00 P_{l1}, \text{ МПа}. \quad (3)$$

Полученные зависимости $P_p(P_{l1})$ являются предварительной оценкой и могут быть уточнены для растворов с другими свойствами и другой геологии трассы тоннеля путем аналогичных экспериментов.

Вклад давления раствора в сумму действующих на щит сил

Методика расчета усилий на проходческих домкратах $F_v(H)$ для продвижения щита по горизонтальной выработке выглядит следующим образом:

$$F_v = W + F_B + F_S + G_T + F_K + P_p (D^2 - D_0^2)/4, \quad (4)$$

где $F_B = P/S$ и F_S – усилия соответственно давления P опорной среды и прижима ротора к площади S забоя; G_T – вес прицепных тележек (определяет силу тяги от щита к катящимся или скользящим технологическим прицепами); W – коэффициент трения качения или скольжения тележек, удвоенный с учетом местных сопротивлений [3]. Сила трения W есть сумма сопротивлений грунта по оболочке щита и силы трения щеточного уплотнения по обделке. Дополнительно нами учитываются F_K – сила натяжения (балласт и сопротивление на роликах) груженой конвейерной ленты, применяющейся в щитах с грунтопригрузом, и толкающее щит усилие инъекционного раствора; P_p – давление раствора за щитом; D и D_0 – внешний диаметр соответственно щита и обделки.

Исследования геометрии и силовых параметров немецких щитов показали, что толкающие щит усилия инъекционного раствора при давлении

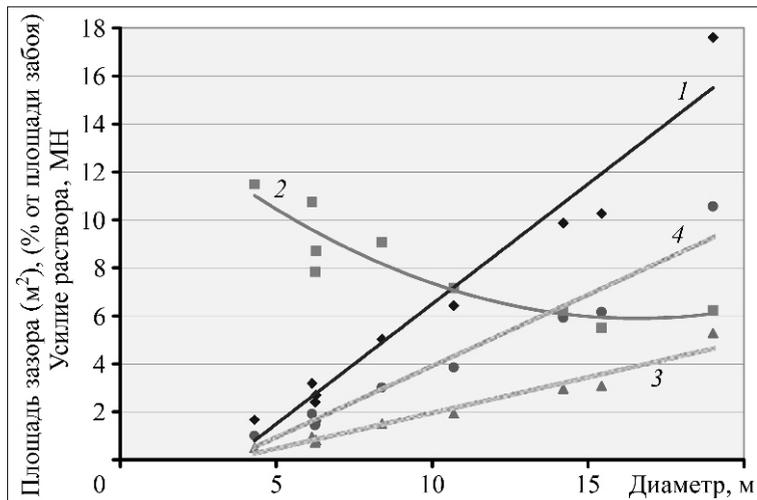


Рис. 5. Параметры технологического зазора и усилия раствора от диаметра щита

нии 0,3...0,6 МПа составляют 2...4 % от конструктивно заложенных максимальных усилий проходческих домкратов и 4...8 % — от их рабочих усилий.

Площадь технологического зазора растет с увеличением диаметра щита (прямая 1, рис. 5), однако приведенная к площади забоя (кривая 2) — увеличивается с уменьшением диаметра щитов, что доказывает актуальность учета усилий раствора особенно при выборе конструктивных силовых параметров для малогабаритных щитов. На рис. 5 также приведены зависимости значений прикладываемых к щиту усилий раствора при среднем его давлении 0,3 МПа (прямая 3) и 0,6 МПа (прямая 4). На такие значения можно снизить как рабочие, так и конструктивно заложенные максимальные усилия проходческих домкратов.

Это в свою очередь приводит к снижению материалоемкости конструкций щита (каркаса, оболочки, домкратов), поскольку проведенным

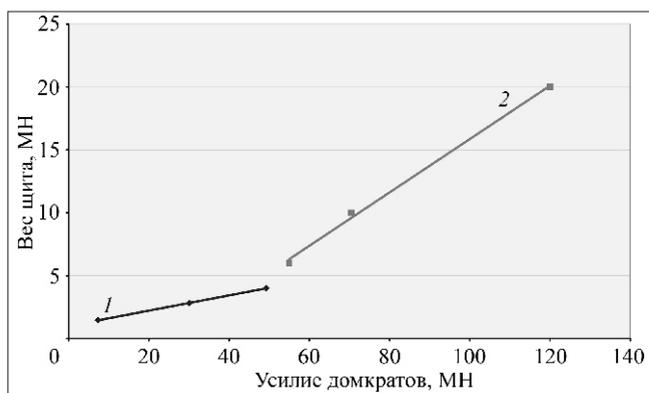


Рис. 6. Зависимость веса щитов от усилия проходческих домкратов

нами анализом известных технических параметров ряда немецких щитов определено, что прирост требуемых усилий домкратов вызывает увеличение веса щита в соотношении: 0,06 — для малых щитов диаметром от 4 до 7 м (прямая 1, рис. 6) и 0,21 — для больших щитов диаметром от 7 до 14 м (прямая 2).

Ожидаемый экономический эффект от учета давления раствора в выборе силовых параметров щита может быть определен по снижению выбираемого веса щита из расчета действующих цен 1 т импортного щитового оборудования (ориентировочно — 18 тыс. евро/т).

Выводы

1. Давление раствора на хвостовой торец щита в среднем для расчетов принимается равным давлению на датчики в блоках при начальном цикле проходки.

2. Давление на датчики в блоках $P_{д1}$ на начальном цикле проходки можно выразить через давление в линиях нагнетания $P_{л1}$ в данном цикле: для неблагоприятной герметичности щели над задней оболочкой щита $P_{д1} = 0,66 P_{л1}$, для благоприятной — $P_{д1} = 1,00 P_{л1}$, что позволяет без дополнительных экспериментов с установкой в блоках датчиков и с измерением на них давления оценить давление раствора на щеточное уплотнение по давлению в линиях нагнетания.

3. Полученные зависимости являются предварительной оценкой и могут быть уточнены для растворов с другими свойствами и другой геологии трассы тоннеля путем аналогичных экспериментов.

4. Результаты исследований могут быть применены для минимизации расчетных усилий продвижения как импортных, так и отечественных щитов с непрерывным нагнетанием раствора.

Список литературы

1. Мазеин С.В., Соломатин Ю.Е. Активный пригруз забоя. Большие миксциты "Херренкнехт" в Москве // Метроинвест. 2004. № 4. С. 18–22.
2. Технологический регламент на сооружение транспортных тоннелей Краснопресненского проспекта щитом $D = 14,2$ м фирмы "Херренкнехт" (ФРГ) / под ред. В.Е. Меркина. М.: НИЦ ТМ ОАО "ЦНИИС", 2004. 82 с.
3. Клорикьян В.Х. Горно-проходческие щиты и комплексы / В.Х. Клорикьян, В.А. Ходош. М.: Недра, 1977.

УДК 622.751.77:661.185.1:622.648

О.В. Витушко, канд. техн. наук, ООО "ШАХТСТРОЙМОНТАЖ", г. Донецк, Украина, **Н.А. Никифорова**, канд. техн. наук, НМетАУ, **Е.В. Семененко**, канд. техн. наук, ИГТМ НАН Украины, г. Днепропетровск, Украина

E-mail: evs_igtm@mail.ru

Усовершенствование методики расчета критической скорости при гидротранспорте отходов обогащения

Предложен универсальный метод расчета критической скорости при гидротранспорте полидисперсных твердых материалов, позволяющий повысить точность расчетов за счет учета зависимости критической скорости течения пульпы от коэффициента гидравлического сопротивления.

Ключевые слова: гидротранспорт, критическая скорость, гидравлический уклон, полидисперсный материал, коэффициент гидравлического сопротивления.

O.V. Vitushko, N.A. Nikiforova, E.V. Semenenko

The Improvement of Calculation Procedure of Critical Velocity During Hydrotransport of Cleaning Rejects

The universal method of flow critical velocity calculation during hydrotransport of polydisperse solid materials is offered, which allows calculations accuracy rise at the expense of accounting of dependence of pulp flow critical velocity on drag coefficient.

Keywords: hydrotransport, critical velocity, hydraulic gradient, polydisperse material, drag coefficient.

Добыча и переработка большей части минерального сырья невозможны без применения мокрых методов обогащения, что предопределяет использование напорного гидротранспорта для доставки исходного сырья на обогатительное производство и отвода отходов обогащения. Важным условием надежной работы гидротранспортных установок является точность расчета параметров гидротранспорта, наиболее важный из которых – критическая скорость – минимальная скорость потока гидросмеси, ниже которой твердые частицы выпадают на дно трубопровода.

Существует большое количество методик расчета критической скорости [1–6]. Однако в современных экономических условиях применение этих методик зачастую приводит к большим погрешностям, что сопряжено с опасностью возникновения режимов течения с заилением труб и аварийной остановкой гидротранспортной установки в результате забивания магистрали твердым материалом либо с неоправданным перерасходом электроэнергии для обеспечения чрезмер-

но высокой скорости течения. Есть и другие факторы, ограничивающие применение известных методик расчета критической скорости. Так, в гидротранспортных системах горных предприятий вместо стальных труб все чаще используются трубы, изготовленные из полиэтилена или поливинилхлорида, имеющие меньшую стоимость и отличающиеся простотой укладки и низким коэффициентом гидравлического трения [7]. Кроме того, использование полимеров как флокулянтов в технологиях сгущения пульп или в качестве гидродинамически активных веществ также приводит к снижению гидравлического сопротивления магистралей [8, 9]. Однако существующие методики расчета не позволяют учитывать изменение гидравлического сопротивления магистрали и критической скорости как в случае применения полиэтиленовых и поливинилхлоридных труб, так и при использовании гидродинамически активных веществ.

Целью статьи является усовершенствование методики А.Е. Смолдырева в области расчета

критической скорости при гидротранспорте отходов обогащения.

В соответствии с рекомендациями А.Е. Смолдырева [2, 3], а также с учетом результатов, приведенных в [10–13], зависимость гидравлического уклона от скорости пульпы при транспортировании полидисперсного материала может быть представлена в следующем виде:

$$i = Fr^2 A \frac{B}{\sqrt{Fr}} C; \quad (1)$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{2gD}}; A = 1 - S_1; B = 0,71 S_2 Fr_w; C = f S_3;$$

$$Fr_w = \frac{w}{\sqrt{2gd_{cp}}}; \frac{Ar(1 - S_1)}{1 - ArS_1}; Ar = \frac{s}{\rho_0},$$

где i – гидравлический уклон, м вод. ст./м; $–$ коэффициент гидравлического сопротивления; Fr – критерий Фруда для потока пульпы в трубопроводе; S_1, S_2, S_3 – объемные концентрации соответственно тонких (с крупностью менее 0,16 мм), мелких (с крупностью от 0,16 до 2 мм) и кусковых (с крупностью более 2 мм) фракций; A – коэффициент, учитывающий влияние тонких фракций; B – коэффициент, учитывающий влияние мелких фракций; C – коэффициент, учитывающий влияние кусковых фракций; v – средняя расходная скорость потока пульпы, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; D – диаметр трубопровода, м; $–$ эффективный параметр Архимеда транспортируемого материала; Fr_w – критерий Фруда для частиц транспортируемого материала; f – обобщенный коэффициент трения частиц о нижнюю стенку трубы [1–3]; w – скорость стесненного падения частиц мелкой фракции, м/с; d_{cp} – средневзвешенный диаметр частиц мелкой фракции, м; Ar – параметр Архимеда транспортируемого материала; s – плотность транспортируемого материала, кг/м³; ρ_0 – плотность воды, кг/м³.

В рамках методики А.Е. Смолдырева [2, 3] критическая скорость определяется на основе принципа М.А. Великанова, который в виде формулы может быть записан так [1–3]:

$$\frac{i_{кр} - i_{кр}^0}{i_{кр}} = K, \quad (2)$$

где $i_{кр}$ – гидравлический уклон при течении пульпы с критической скоростью, м вод. ст./м; $i_{кр}^0$ – гидравлический уклон при течении воды с

критической скоростью, м вод. ст./м; K – константа М.А. Великанова [1].

Подставив зависимость (1) в выражение (2), а также учитывая, что величина $i_{кр}^0$ рассчитывается по формуле Дарси–Вейсбаха, после несложных преобразований получим уравнение для расчета критической скорости

$$b_{кр}^3 - \frac{C}{S_1} b_{кр} - \frac{B}{S_1} = 0; \quad (3)$$

$$b_{кр} = \sqrt[3]{\frac{C}{S_1} Fr_{кр}}; Fr_{кр} = \frac{v_{кр}}{\sqrt{2nD}}; \frac{K}{1 - K},$$

где $b_{кр} = \sqrt{i_{кр}}$, $i_{кр}$ – гидравлический уклон воды при течении со скоростью, равной критической скорости гидротранспортирования; $Fr_{кр}$ – критерий Фруда для потока пульпы в трубопроводе в критическом режиме; $n_{кр}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в критическом режиме.

В соответствии с формулами Кордана дискриминант уравнения (3) имеет вид [14]

$$Q = \frac{1}{4} \frac{q}{S_1} - \frac{B}{S_1}^2; \quad (4)$$

$$q = \frac{4G}{27E}; E = \frac{S_1}{S_1}; G = \frac{f^3 R_3^3}{(0,71 Fr_w)^2 R_1 R_2^2},$$

где E – параметр, учитывающий свойства частиц тонких классов крупности транспортируемого материала; G – параметр, учитывающий свойства частиц мелких и кусковых классов крупности транспортируемого материала; R_1, R_2, R_3 – массовые доли в транспортируемом материале соответственно тонких, мелких и кусковых фракций.

При отсутствии в транспортируемом материале частиц тонких классов ($R_1 = 0$) для расчета параметров E и G используют формулы

$$E = \frac{Ar}{S_1}; G = \frac{f^3 R_3^3}{(0,71 Fr_w)^2 R_2^2}.$$

Свойства корней уравнения (3) определяются знаком величины Q [14]. Если дискриминант положителен, то существуют один вещественный и два комплексных корня, если отрицателен – то три вещественных корня, причем только один из них больше нуля. Знак выражения (4) определяется знаком первого сомножителя, т.е. зависит от соотношения величин G , $–$ и S_1 . Для оценки интервалов изменения величины G были взяты такие диапазоны изменения вхо-

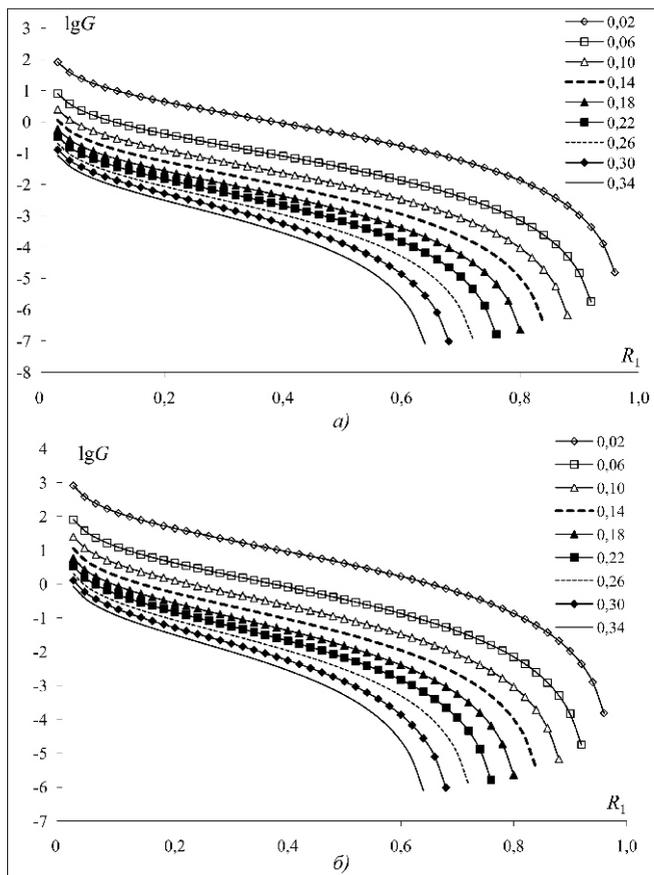


Рис. 1. Зависимость $\lg G$ от массовой доли тонких классов для различной массовой доли мелких классов при разных значениях $\frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2}$:

$$a - \frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2} \quad 0,00074; \quad b - \frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2} \quad 0,0074$$

дующих в нее величин: f от 0,08 до 0,7 [1–3]; $Fr_w = 1,414$ [1, 4, 15]; $R_3 = 1 - R_1 - R_2$, а R_1 и R_2 от 0 до 1. После подстановки предельных значений величин в выражение для расчета параметра G получим, что первый множитель, не зависящий

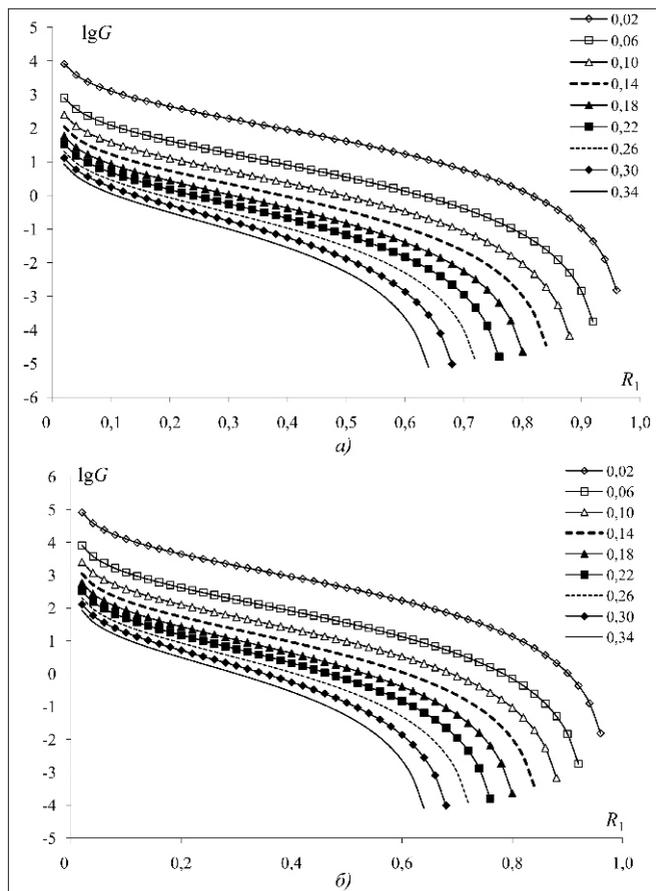


Рис. 2. Зависимость $\lg G$ от массовой доли тонких классов для различной массовой доли мелких классов при разных значениях $\frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2}$:

$$a - \frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2} \quad 0,074; \quad b - \frac{f^3}{(0,71Fr_w)^2} \quad 0,74$$

от гранулометрического состава материала, изменяется от 0,00074 до 0,74, а второй, используя для расчета данные, характеризующие кривые на рис. 1, 2 – от 0,00043 до 110000. Анализ интервалов изменения величин, входящих в урав-

Таблица 1

Возможные решения уравнения (3)

Условие решения уравнения (3)	Формулы для расчета значения физически реального корня уравнения (3)
$C = 0$	$b_{кр} \sqrt[3]{\frac{B}{S_1}}$
$B = 0$	$b_{кр} \sqrt{\frac{C}{S_1}}$
$\begin{matrix} C & B & 0 \\ q & 1 & \end{matrix}$	$b_{кр} \sqrt[3]{\frac{0,5B}{S_1}} \sqrt[3]{1 - \sqrt{1 - q}} \sqrt[3]{1 - \sqrt{1 - q}}$
$\begin{matrix} C & B & 0 \\ 1 & q & \end{matrix}$	$b_{кр} \sqrt{\frac{4C}{3(S_1)}} \cos \frac{1}{3} \arccos \frac{1}{\sqrt{q}}$

Физически реальные решения уравнения (3)

Условие решения	Формула для расчета корня уравнения (3)
$q < 1$	$b_{кр} = \sqrt[3]{\frac{1 - S_1}{S_1} \frac{0,71w}{\sqrt{2gd_{cp}}} z(q); z(q)} \frac{\sqrt[3]{1 - \sqrt{1 - q}} \sqrt[3]{1 - \sqrt{1 - q}}}{\sqrt[3]{2}}$
$1 < q$	$b_{кр} = \sqrt{f - \frac{1 - S_1}{S_1} z(q); z(q)} \frac{2}{\sqrt{3}} \cos \frac{1}{3} \arccos \frac{1}{\sqrt{q}}$

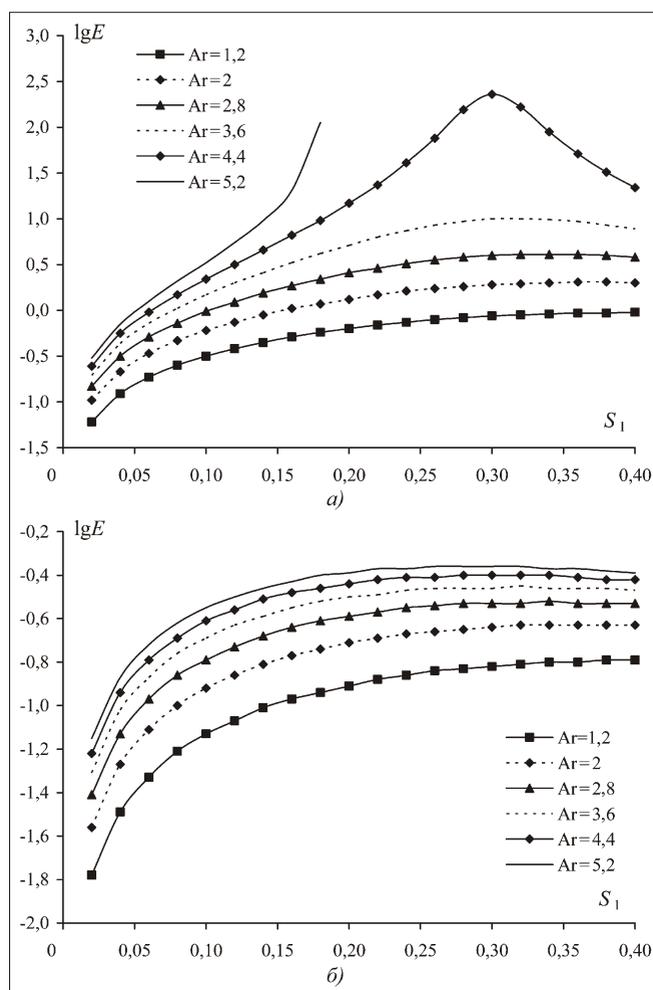


Рис. 3. Зависимость $\lg E$ от концентрации тонких классов для различной плотности материала при разных значениях :
 а — $\rho = 0,4$; б — $\rho = 1,4$

нение (3), с учетом результатов экспериментов [16, 17] показывает, что $S_1 < 4$. С учетом этого была получена оценка возможных значений параметра E (рис. 3 и 4). Поскольку значения параметра G изменяются в более широких пределах, чем значения параметра E , то при расчетах могут быть реализованы все положительные действительные корни уравнения (3), представленные в табл. 1.

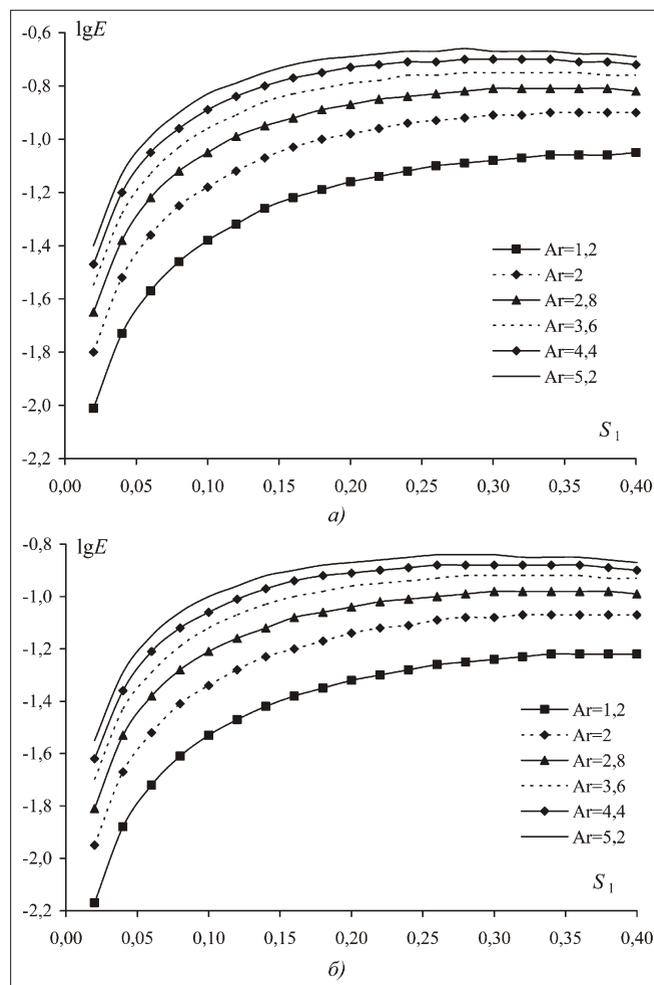


Рис. 4. Зависимость $\lg E$ от концентрации тонких классов для различной плотности материала при разных значениях :
 а — $\rho = 2,4$; б — $\rho = 3,4$

Из табл. 1 видно, что в случае полидисперсного материала, содержащего частицы и мелких, и кусковых классов крупности, решение уравнения (3) в зависимости от величины q может быть сведено к виду, соответствующему наличию частиц либо только кусковых ($B = 0$), либо только мелких ($C = 0$) классов крупности. Выделив с учетом формулы (4) два диапазона значений q , соответствующих положительному и отрица-

тельному дискриминанту уравнения (3), можно записать обобщенные формулы для расчета корня уравнения (3) (табл. 2).

Параметр z учитывает изменение значения $b_{кр}$ за счет присутствия частиц кусковых классов крупности при $q = 1$ и за счет присутствия частиц мелких классов крупности, если $1 < q$ (рис. 5).

С учетом формул (см. табл. 2) в общем случае можно записать следующее уравнение для расчета критической скорости гидротранспортирования:

$$\sqrt{b_{кр}} v_{кр} = \sqrt{2gD} \quad (5)$$

где $\sqrt{b_{кр}}$ — правая часть выражений для определения $b_{кр}$ из табл. 2.

Для решения уравнения (5) необходимо знать зависимость величины $b_{кр}$ от средней расходной скорости потока пульпы. Анализ известных формул для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от скорости пульпы показывает, что для условий гидротранспортных систем используются два вида функциональной зависимости [1, 4, 10–13]

$$\frac{a}{\lg^2(bv)}; \quad \frac{m}{D^n v^n}, \quad (6)$$

где a, b — эмпирические коэффициенты логарифмической зависимости величины $b_{кр}$ от критерия Рейнольдса; n, m — эмпирические коэффициенты степенной зависимости величины $b_{кр}$ от критерия Рейнольдса; ν — кинематический коэффициент вязкости воды.

Подстановка первой из формул (6) в выражение (5) приводит к нелинейному уравнению, решение которого можно получить только численными методами. Использование же второй формулы (6) позволяет получить аналитическую зависимость для расчета критической скорости гидротранспортирования полидисперсных материалов

$$v_{кр} = \sqrt[2n]{\frac{2gD^{1-n}}{m}} \cdot \frac{2}{2-n}. \quad (7)$$

Поскольку зависимость (7) получена в явном виде, это дает возможность проводить аналитические исследования режимов работы гидротранспортных систем и обосновывать эффективные скорости и концентрации пульпы. Кроме того, в формуле (7) учтена зависимость критической скорости течения пульпы от коэффициента гид-

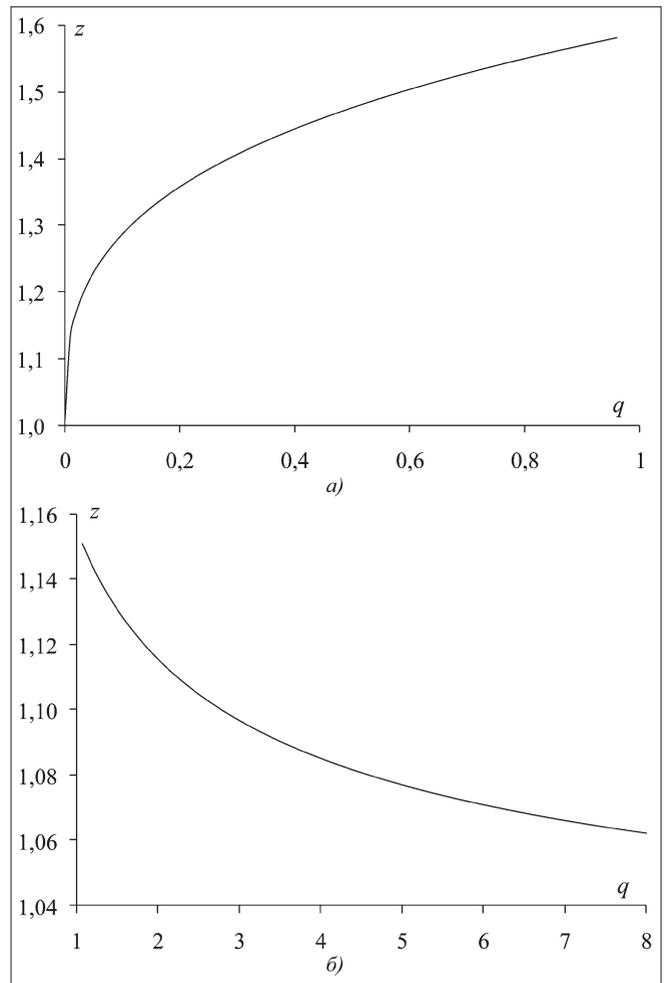


Рис. 5. Зависимость $z(q)$ в разных интервалах значений q : $a - q = 0...1$; $б - q = 1...8$

равлического сопротивления, что позволяет не только повысить точность расчетов параметров гидротранспорта, но и расширить область применения метода расчета, распространив его на гидротранспорт по трубам, изготовленным из любых материалов, а также гидротранспорт в присутствии гидродинамически активных веществ.

Использование формул (1)–(7) осложняется тем, что имеющиеся данные для определения параметра λ , характеризующего соотношение основного и дополнительного гидравлических уклонов в критическом режиме течения, достаточно противоречивы [1, 4, 9, 15–17]. Решение этой задачи требует дополнительных исследований и является направлением дальнейших научных поисков.

Список литературы

1. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю.Д. Баранов,

Б.А. Блюсс, Е.В. Семенов, В.Д. Шурыгин. Днепропетровск: Новая идеология, 2006. 416 с.

2. **Смолдырев А.Е.** Трубопроводный транспорт. М.: Недра, 1980. 390 с.

3. **Смолдырев А.Е.** Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. М.: Металлургия, 1985. 383 с.

4. **Силин Н.А., Витошкин Ю.К.** Гидротранспорт угля по трубам и методы его расчета. Киев: Изд-во АН УССР, 1964. 88 с.

5. **Медников Е.П.** Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1981. 175 с.

6. **Надежность** и долговечность напорных гидротранспортных систем / Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили, Д.Г. Сулаберидзе, Л.А. Алехин. М.: Недра, 1984. 119 с.

7. **Шурыгин В.Д., Семенов Е.В.** Применение полиэтиленовых труб для напорного гидротранспорта россыпей и руд // Инженерные сети из полимерных материалов. 2007. №3(21). С. 18–22.

8. **Применение** гидродинамически активных добавок полимеров и поверхностно-активных веществ в энергосберегающих технологиях / А.В. Ступин и др. // Прикладная гидромеханика. 2001. Т. 3 (75). № 1. С. 74–81.

9. **Покровская В.Н.** Трубопроводный транспорт в горной промышленности. М.: Недра, 1985. 191 с.

10. **Витушко О.В., Никифорова Н.А., Семенов Е.В.** Усовершенствование методики расчета гидравлического уклона пульпы при гидротранспорте отходов обогащения // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 10. С. 41–46.

11. **Blyuss, Eu. Semenenko, N. Nykyforova.** The calculation procedure of hydrotransport parameters of bulk solids using hydrodynamically active additives solutions // Papers presented at the 14th International Conference on Transport and Sedimentation of Solid Particles, June 23–27, 2008, Saint Petersburg, Russia. P. 41–48.

12. **Семенов Е.В., Никифорова Н.А.** Влияние гидродинамически активных добавок на параметры гидротранспорта // Гірничя електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник / Національний гірничий університет. Дніпропетровськ, 2007. Вип. 79. С. 111–116.

13. **Семенов Е.В., Бобров В.Б., Никифорова Н.А.** Влияние гидродинамически активных добавок на предельные параметры системы гидротранспорта отходов // Научно-технический сборник "Разработка рудных месторождений". Кривой Рог. 2008. Вып. 92. С. 115–119.

14. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1981. 720 с.

15. **П 59-72/** Инструкция по гидравлическому расчету систем напорного гидротранспорта грунтов. Л.: Энергия, 1972. 24 с.

16. **Карасик В.М., Асауленко И.А., Витошкин Ю.К.** Интенсификация гидротранспорта продуктов и отходов обогащения горно-обогатительных комбинатов. Киев: Наук. думка, 1976. 156 с.

17. **Коберник С.Г., Войтенко В.И.** Напорный гидротранспорт хвостов горно-обогатительных комбинатов. Киев: Наук. думка, 1967. 140 с.

Продолжение, начало см. на стр. 34

Часто создается впечатление, что авторы статьи полагают, что читатель прежде всего должен запастись книгами и журналами, на которые даются ссылки и только затем приступить к чтению статьи (кому надо – тот найдет). Но даже, если найдется подвижник, решившийся на такой шаг, его ждет неудача, особенно, если речь идет об изданиях последних 10–15 лет: тиражи книг и журналов, выпущенных в эти годы, незначительны, а материалы конференций вообще расходятся между их участниками. К тому же и адрес дается не всегда полный. Например, указывается город, но не называется издательство и даже год выпуска. Естественно, сложности вызывают отсылки к материалам зарубежных конференций и изданиям, выпущенным пусть даже и в ближнем, но зарубежье.

Поэтому перед автором статьи стоит сложная задача приводить сведения из других источников кратко, но в объеме, достаточном для понимания излагаемого материала.

Еще одно пожелание: в ссылках на "книжные источники" указывать конкретные страницы.

3. Ссылки на ГОСТы. В настоящем номере отмечены два примера (стр. 14, 33) ссылок на ГОСТы, действие которых на территории РФ прекращено. Конечно, у редакции нет возможности работать с ГОСТами и другими стандартами, и данные примеры – дело случая. Мы понимаем, насколько сложен доступ к стандартам разного уровня. Поэтому убедительно просим не упускать из виду и это обстоятельство.

Редакция.

Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2009 г.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Андреева Л.И., Лапаева О.А. Технология ведения горных работ и производство техники для горно-добывающей промышленности. № 3

Пивняк Г.Г., Кириченко В.И., Пилов П.И., Кириченко В.В. О путях повышения конкурентоспособности предприятий горно-металлургического комплекса. № 8

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Бурков П.В., Епифанцев К.В. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния верхнего перекрытия механизированной крепи МКЮ.2Ш-26/53 производства ОАО СХК "Юргинский машзавод". № 6

Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В., Антипов Ю.В. Расчет параметров барабанного рабочего органа самоходного тоннельного тубингоукладчика. № 4

Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Поляков Ал.В., Антипов В.В. Управление направленным движением проходческого щита и устройства контроля его положением. № 2

Мазеин С.В. Оперативный контроль объема и веса выемки грунта механизированной щитовой проходки тоннелей метрополитена. № 6

Мазеин С.В. Контроль инъекционного давления твердеющего раствора за обделкой тоннеля и проходческого щитом. № 11

Носенко А.С., Каргин Р.В., Хазанович В.Г., Носенко В.В. Разработка гидрофицированных модулей погрузочно-транспортных систем. № 4

Носенко А.С., Хазанович В.Г., Носенко В.В., Сазонов С.Д. Сервисное обеспечение эксплуатации и унификация горно-проходческих машин. № 4

Носенко А.С., Шемшура Е.А., Хазанович В.Г., Носенко В.В. Выбор комплектов оборудования для проведения подготовительных работ на основании фактических показателей надежности. № 7

Хазанович Г.Ш., Витковский В.В., Бабешко А.С., Васильева М.А. Динамические процессы шахтных погрузочных машин непрерывного действия с автоматизированным управлением. № 6

Хазанович Г.Ш., Воронова Э.Ю. Усовершенствование проходческого комплекса для проведения горных выработок по крепким породам с использованием взрывонавалочных технологий. № 7

Хазанович Г.Ш., Ревякина Е.А. Метод аналитического определения величины отпора штабеля при перемещении горной массы в плоскости плиты питателя погрузочной машины типа ПНБ. № 8

Хорешок А.А., Кузнецов В.В., Борисов А.Ю., Дрозденко Ю.В., Прейс Е.В., Рябов В.Е. Систематизация узлов проходческого комбайна СМ-130К по наработкам. № 3

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Иванов И.Ю., Комиссаров А.П. Создание рабочих органов карьерных экскаваторов с замыканием внешних нагрузок — резерв повышения технического уровня оборудования. № 8

Иванченко С.Н., Шемякин С.А., Афанасьев Д.Г. Улучшение конструкции и основных параметров роторных траншейных экскаваторов для работы на мерзлых породах. № 8

Керопян А.М. Зависимость коэффициента сцепления приводных колес от параметров механизма подачи (на примере камнерезной машины). № 7

Савицкий Л.В. Совершенствование методов контроля параметров технологических схем алмазодобывающих предприятий АК "АЛРОСА". № 7

Савченко А.Я. Анализ производительной работы одноковшовых экскаваторов на основе показателей качества. № 3

Савченко А.Я. Анализ экономичности одноковшовых экскаваторов по показателям качества. № 8

Тарасов Ю.Д., Кондратенко О.В. Энергосберегающая и экологически безопасная технология добычи и переработки сапропеля. № 7

Трубецкой К.Н., Сидоренко И.А., Домбровский А.Н., Котровский М.Н. Типоразмерный ряд кранлайнов для высокоуступной геотехнологии на открытых разработках. № 10

Хажиев В.А. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность использования экскаваторов-мехлопат на угольных разрезах. № 6

Шемякин С.А., Иванченко С.Н., Чебан А.Ю., Губарь А.А. Скреперы для выемки мерзлых пород. № 10

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Галкин В.И., Шоджааталхоссейни А. Установление рациональной геометрической формы

- роликоопор линейных секций мощных ленточных конвейеров № 3
- Зырянов И.В.** "БелАЗ" и алмазодобыватели — вместе полвека № 2
- Сливинский Е.В.** Модернизация рессорного подвешивания карьерных вагонов самосвалов... № 4
- Хорешок А.А., Стенин Д.В., Костюк С.Г., Стенина Н.А.** Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на себестоимость транспортирования горной массы. № 3

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

- Дойников Ю.А., Беляев А.Е., Страбыкин Н.Н., Красноштанов С.Ю.** Совершенствование технологии бурения взрывных скважин на алмазородных месторождениях. № 6
- Жуков И.А., Дворников Л.Т.** Разрушение хрупких сред безлезвийным инструментом с образованием отверстий некруглого сечения № 2
- Кравченко В.А., Пономарев А.И., Карасев А.Е., Абдурашитов А.И.** Моделирование демпфирующих устройств ударно-скалывающего исполнительного органа № 10
- Подэрни Р.Ю.** Анализ конструкций современных станков вращательного бурения взрывных скважин на открытых работах № 2
- Попов С.А., Попова М.Н.** Анализ конструкций и характеристик спайдеров станков геолого-разведочного бурения № 10
- Шадрина А.В., Саруев Л.А., Саруев А.Л.** Энергетическая эффективность ударных импульсов, переданных на разрушаемый гранит, по колонне бурильных труб длиной 50 м № 10

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

- Большунова О.М., Семенов М.А.** Современное состояние и перспективы развития интеллектуальных систем управления в добывающей промышленности № 10
- Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н., Сергеев А.В.** Разработка структурной модели мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов № 11
- Гринберг Я.П., Соловьев В.С.** Оптимизация параметров механической характеристики электродвигателей угольных комбайнов № 3
- Зеденизов Д.В.** Исследование двухканальной системы автоматического управления расходом воздуха в тоннеле метрополитена № 2
- Зеденизов Д.В.** Система автоматического управления воздушно-тепловым режимом проветривания станции метрополитена мелкого заложения № 2
- Зеденизов Д.В.** Обоснование требований к качеству автоматического управления проветриванием метрополитена мелкого заложения. № 7
- Зеденизов Д.В., Тарасов Е.В.** Алгоритм совместного управления вентилятором и ре-

- гулятором воздухораспределения в метрополитене № 7
- Иванов А.С.** Структура и алгоритмы управления электроприводом переменного тока экскаваторов. № 10
- Кантович Л.И., Пастоев И.Л.** Обоснование структуры универсальной базы для автоматизированных очистных комплексов № 2
- Кузьмин Р.С., Меньшиков В.А., Скакунов Д.А., Дементьев В.В., Карташев Ю.А., Ящук К.П.** Естественные средства компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения 6...10 кВ горно-металлургических предприятий № 2
- Кузьмин С.В., Гаврилова Е.В., Барышников Д.В.** Влияние процесса дугогашения в высоковольтных выключателях на величину коммутационных перенапряжений, возникающих в сетях 6...10 кВ горно-добывающих предприятий № 2
- Кузьмин С.В., Зыков И.С., Майнагашев Р.А., Ящук К.П.** Анализ аварийности в системе электроснабжения 6...10 кВ горно-металлургических предприятий Сибири № 3
- Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А.** Экскаватор ЭКГ-5А: новое техническое решение системы управления приводами № 11
- Пронин М.В., Воронцов А.Г., Терещенков В.В.** Управление многотактным активным выпрямителем экскаватора ЭКГ-35К № 10
- Сафошин В.В., Микитченко А.Я., Шевченко А.Н., Шоленков А.Н., Щербаков А.В., Шокков М.А.** Электропривод экскаватора ЭКГ-5 по системе ТП—Д производства ОАО "Рудоавтоматика" № 4
- Стадник Н.И., Мезников А.В., Сергеев А.В., Руденко И.Ю.** Возможность повышения энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов № 11
- Черемушкина М.С., Козырук А.Е.** Совершенствование систем электропривода конвейерного транспорта № 4

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

- Андреева Л.И.** Выделение ремонтного производства горно-добывающего предприятия в специализированное структурное подразделение № 4
- Андреева Л.И., Лапаева О.А.** К вопросу определения периодичности замены основного горно-транспортного оборудования карьера .. № 6
- Зырянов И.В., Шадрин А.И., Гамбаль М.Ю.** Обоснование риска дефицита запасных частей для ТО и ремонта большегрузных автосамосвалов на карьерах АК "АЛРОСА". № 6
- Ильин С.Р., Трифанов Г.Д.** Динамическая диагностика систем "сосуд—армировка" вертикальных шахтных стволов № 8

Красникова Т.И. К вопросу формирования информационных потоков в системе управления ремонтным производством. № 4

Насонов М.Ю. Влияние внешней среды на долговечность металлоконструкций экскаваторов № 2

Насонов М.Ю. Оценка механической нагрузки и долговечности одноковшовых экскаваторов по энерготехнологическим характеристикам № 2

Сергеев В.Ю. Новая стратегия фирменного обслуживания карьерных экскаваторов. № 8

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Картавый А.Н. Ресурсосберегающие принципы конструирования технологических вибрационных машин № 3

Керопян А.М. Расчет контактной прочности приводного колеса механизма подачи каменной машины № 11

Набатников Ю.Ф. Обеспечение точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости № 11

Сергеев В.В. Пневмогидрораспределители для мощных горных машин № 8

Оужин В.И., Черкашин В.П., Дворянинов Д.С. Проектирование движителей механизмов подач с учетом технологии изготовления их зубчатых колес. № 11

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Фурсов Е.Г. Дробление горных пород воздействием скалывающих нагрузок № 7

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Копачёв В.Ф. Оценка влияния коррозионности вентиляционных потоков на наступление этапов структурных кризисов всасывающих главных вентиляторных установок № 2

Красюк А.М., Русский Е.Ю. Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов. № 7

Мионов В.И., Тимухин С.А., Лукашук О.А., Савинова Н.В. Влияние угла проскальзывания каната на прочность и долговечность барабана шахтной подъемной установки № 11

Петров Н.Н., Грехнёва Е.Ю., Козулин И.А. Доработка параметров и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов серии ВО для главного проветривания шахт № 10

Петров Н.Н., Козырев А.С. Обоснование и опыт работ по модернизации осевых вентиляторов, выработавших проектный ресурс № 10

Попов Ю.В., Неволин В.В. Наземное расположение многоканатных подъемных машин: особенности расчета и проектирования. № 10

Трифанов Г.Д. Повышение эффективности и безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок. № 7

ОБОГАЩЕНИЕ

Яковлев В.Н., Макалин И.А., Иванов А.В. Повышение извлечения алмазов и селективности процесса рентгенолюминесцентной сепарации при обогащении алмазосодержащих руд № 6

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Плютов Ю.А. Учебная и научно-исследовательская лаборатория "Транспортные машины горно-металлургических предприятий". № 4

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Бродный Я. Величина динамического воздействия горного массива на крепь капитальных выработок № 2

Витушко О.В., Никифорова Н.А., Семенов Е.В. Усовершенствование методики расчета гидравлического уклона пульпы при гидротранспорте отходов обогащения № 10

Витушко О.В., Никифорова Н.А., Семенов Е.В. Усовершенствование методики расчета критической скорости при гидротранспорте отходов обогащения № 11

Гафурьянов Р.Г., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов № 6

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Воробьев Е.А., Воскресенский В.С. Установление коэффициентов продольной жесткости подсистемы "цевочная рейка типа ЭЙКОТРЭК—скребковый конвейер" № 7

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н. Концептуальные положения и математическая модель оптимального проектирования механических подсистем привода проходческих комбайнов № 10

Гуляев В.Г., Китаева С.А. Математические модели вибрационных процессов насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей № 7

Гуляев В.Г., Кондрахин В.П., Косарев В.В., Стадник Н.И. Концепция вероятностного метода прогнозирования и повышения ресурса трансмиссий выемочных комбайнов № 6

Зеденизов В.Г., Мельников А.В. Определение основных параметров ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов № 2

Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидrocилиндров. № 3

Лагунова Ю.А., Жиганов П.А. Оценка влияния дробильно-перегрузочных агрегатов на поточность разработки карьеров № 6

Певзнер Л.Д., Бабаков С.Е. Шахтный робот-спасатель: привод и управление движением № 8

Певзнер Л.Д., Костиков В.Г., Леттнев О.А. Математическая модель процесса подготовки измельченной руды № 8

Петров В.Л. Новый класс математических моделей электромеханических систем горных машин № 3

Федоров Л.Н. К вопросу создания горных машин нового поколения: системный подход . . . № 7

Чудновский В.Ю. Исследование динамики и устойчивости главного привода роторных экскаваторов с упругой подвеской редуктора № 4

Шестаков В.С., Головнёва Т.П. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша № 4

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА

Исполнилось 75 лет Виктору Леонтьевичу Яковлеву № 10

ТЕМАТИЧЕСКИЕ ВЫПУСКИ

№ 1. Тематический выпуск, посвященный 90-летию Московского государственного горного университета

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Кантович Л.И., Подэрни Р.Ю. Алексей Васильевич Топчиев – страница истории горного машиностроения и системы инженерного образования.

Кантович Л.И., Грабский А.А. Влияние конструктивных, технологических и виброреологических параметров на производительность карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом.

Кузнецов В.Ф., Пляханов Ю.В. Математическая модель взаимодействия рабочего оборудования экскаватора–мехлопаты с забоем.

Балабышко А.М., Кантович Л.И. Повышение надежности гидроприводов механизированных крепей угледобывающих комплексов.

Рахутин М.Г. Оценка эффективности эксплуатации гидропривода горных машин.

Островский М.С., Талтыкин В.С. Исследование процесса разрушения проволок круглопрядного каната при приложении циклической осевой нагрузки.

Негруцкий С.Б., Балабышко А.М., Негруцкий И.С. Подъемные устройства на основе гидроцилиндров с гибким штоком.

Левковский Г.Л., Бардовский А.Д., Бибиков П.Я. Повышение эффективности добычи природного камня алмазно-канатными пилами.

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Галкин В.И., Дмитриев В.Г. Трубчатые конвейеры для горной промышленности.

Шешко Е.Е., Касаткин А.А. Обоснование продольных деформаций конвейерной ленты грузонесущего контура крутонаклонного конвейера с прижимной лентой.

Овчинников А.П. Способ измерения параметров пульпы при гидротранспортировании.

Дьяченко В.П. Вероятностное представление грузопотоков при расчетах ленточных конвейеров горных предприятий.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Ляхомский А.В., Фащиленко В.Н., Перфильева Е.Н., Дьячков Н.Б. Вопросы повышения энергоэффективности предприятий минерально-сырьевого комплекса.

Певзнер Л.Д. К проблеме автоматизированного управления шагающим драглайном: программирование процесса экскавации.

Плащанский Л.А., Беляк В.Л. Техничко-экономическое обоснование уровня номинального напряжения электродвигателей высокоэнерговооруженных очистных комплексов.

№ 5. Тематический выпуск, посвященный 55-летию кафедры "Горные машины и комплексы" КузГТУ

Нестеров В.И., Хорешок А.А., Скорняков Н.М. Кафедре горных машин и комплексов Кузбасского государственного технического университета 55 лет.

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Бегляков В.Ю., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю., Сапожкова А.В. Разработка требований к основным системам гехода.

Буялич К.Г. Критерии оценки качества работы уплотнения гидростойки механизированной крепи.

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Буянкин П.В. Оценка влияния уклона рабочей площадки экскаваторов типа "прямая мехлопата" на нагрузки и отказы центральной цапфы опорно-поворотных устройств.

Силютин С.М., Хорешок А.А., Пудов Е.Ю., Костюк С.Г., Любимов О.В. Влияние конструктивных особенностей адаптерных узлов на эксплуатационную надежность ковшей гидравлических экскаваторов.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Гаврилов П.Д., Носков А.П. Структура системы управления многоприводным ленточным конвейером.

Нестеровский А.В. Определение потокосцепления статора и частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя.

НАДЕЖНОСТЬ. ДИАГНОСТИКА

Герике Б.Л., Протасов С.И., Менчугин А.В., Буянкин П.В. Оценка технического состояния несущих металлоконструкций шагающих экскаваторов по параметрам акустико-эмиссионного сигнала.

Герике П.Б., Ещеркин П.В. Методы вибрационно-го контроля на примере диагностики гидравлических буровых станков.

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Захаров А.Ю., Ерофеева Н.В. Определение сопротивления принудительному перемещению крупного куска на конвейерной ленте под воздействием устройства для сегрегации насыпного груза.

Хорешок А.А., Кульпин А.Г., Кульпина Е.Е. Управление ресурсом шин как фактор повышения эффективности работы карьерных автосамосвалов.

Хорешок А.А., Стенин Д.В., Фурман А.С. Исследование распределения скоростей движения карьерных автосамосвалов.

Богданов С.В., Хорешок А.А., Кудреватых А.В. Определение технического состояния редуктора мотор-колеса карьерных автосамосвалов методом эмиссионного спектрального анализа масла на основе динамики температуры.

СТАЦИОНАРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Попов Ю.В. К вопросу обоснования нормативных сроков службы шахтных подъемных машин.

№ 9. Тематический выпуск, посвященный 90-летию Горно-электромеханического факультета СПбГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Иванов С.Л., Козярук А.Е., Габов В.В., Беликов А.А. Горно-электромеханический факультет Санкт-Петербургского государственного горного института.

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Екимов Н.А., Маховиков Б.С., Кабанов О.В. Параметрическая оптимизация режимов работы турбинного привода подводной добычной машины.

Иванов С.Л., Госман А.И., Подхалузин С.П., Иванов В.С., Волкович Ю.А., Медведев Д.В. Повышение ресурса открытых крупномодульных зубчатых передач улучшением условий смазки.

Тарасов Ю.Д. Двухконтурный ленточно-канатный конвейер для подземных выработок горных предприятий.

Ковалев А.В., Юнгмейстер Д.А. Обоснование параметров и режимов работы главных вентиляторно-калориферных установок рудников Севера.

Михайлов А.В., Селеннов В.Г. Торфяная промышленность России.

МОНИТОРИНГ И ДИАГНОСТИКА

Александров В.И., Крикунов В.В. Мониторинг работы земснарядов при добыче песчано-гравийных материалов.

Иванов С.Л., Фокин А.С., Поддубная А.А., Потапенко В.С. Экспериментальная оценка состояния трансмиссии на стенде с замкнутым потоком мощности.

Бабуринов С.В., Жуковский В.Л., Коржев А.А., Кривенко А.В. Современные методы неразрушающего контроля и диагностики технического состояния электроприводов горных машин.

Семенов М.А., Большунова О.М. Повышение точности взвешивания массы груза в кузове карьерного автосамосвала.

ЭЛЕКТРОПРИВОД. ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ. АВТОМАТИКА

Абрамович Б.Н., Полищук В.В., Сычев Ю.А. Система контроля и повышения качества электрической энергии в сетях предприятий минерально-сырьевого комплекса.

Абрамович Б.Н., Тарасов Д.М., Прохорова В.Б., Шевчук А.П. Эффективное управление режимом напряжения на электроподстанциях предприятий минерально-сырьевого комплекса.

Загривный Э.А., Гаврилов Ю.А. Авторезонансный электропривод маятниковых вибровозбудителей вибрационной щековой дробилки.

Кордаков В.Н., Коржев А.А. Автоматизированная система управления комбинированным приводом рудничного электровоза.



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

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Т.И. Андреева*. Корректоры *Л.И. Сажина, Л.Е. Соношкина*

Сдано в набор 20.10.09 г. Подписано в печать 14.12.09 г. Формат 60 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,34. Заказ 993. 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.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.