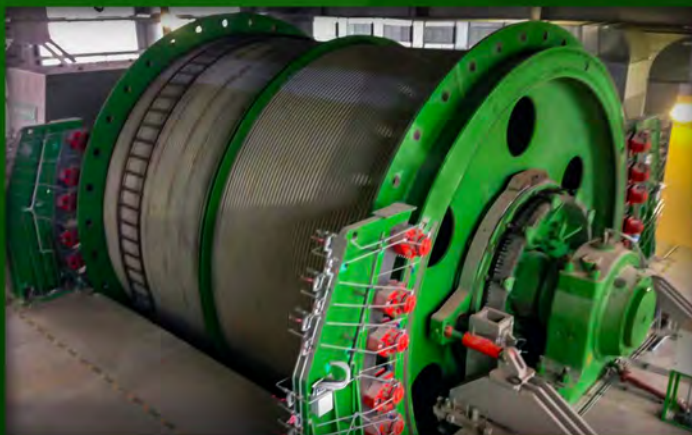


ГОРНАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОСТРОЕНИЕ

ГОРНАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОСТРОЕНИЕ 2019 № 4



ГОРНАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОСТРОЕНИЕ

№ 4 2019

Учредитель журнала:

ЗАО «Солигорский Институт проблем
ресурсосбережения с Опытным
производством»

Научно-технический журнал

Издается с декабря 1998 г.

Выходит четыре раза в год

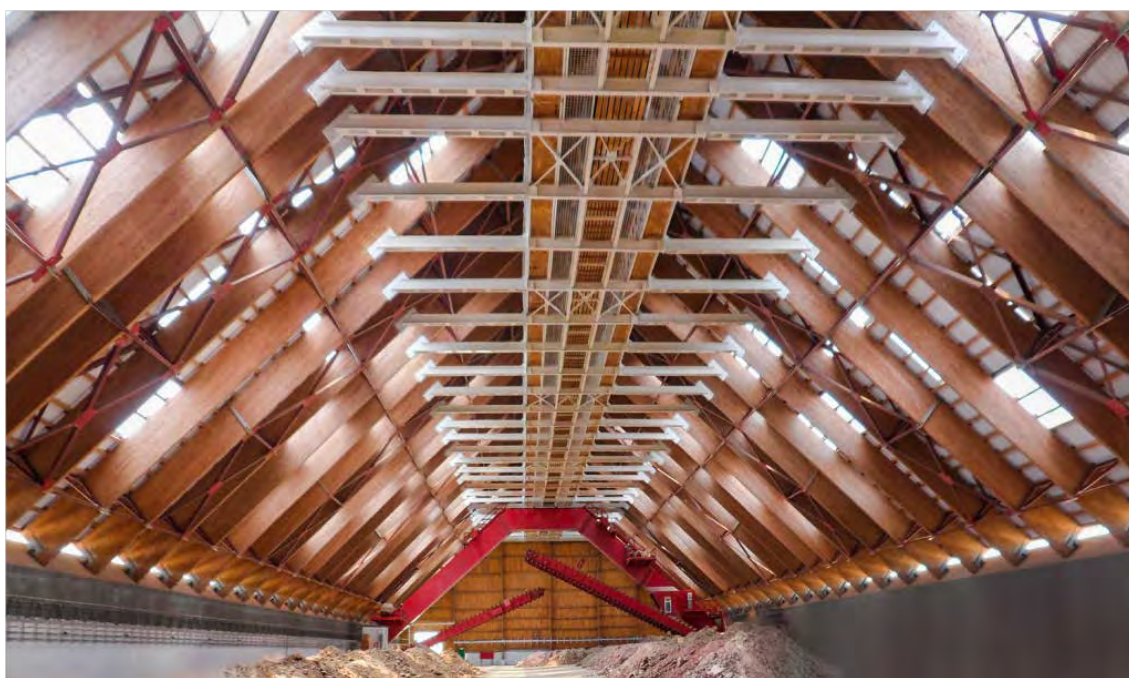
Редакция:

Главный редактор
Прушак Виктор Яковлевич

Заместитель главного редактора
Дворник Александр Петрович

Редакционная коллегия:

С.С. Андрейко (Россия), П.Н. Богданович (Беларусь), Ц. Вутов (Болгария),
В.А. Губанов (Беларусь), М.А. Журавков (Беларусь),
Н.П. Крутько (Беларусь), Е.И. Марукович (Беларусь), Ф.И. Пантелеенко (Беларусь),
Б.И. Петровский (Беларусь), В.К. Шелег (Беларусь), А.О. Шимановский (Беларусь)



Адрес редакции:

ул. Козлова, 69, 223710, г. Солигорск, Минская обл., Республика Беларусь

Тел.: (+375 174) 28 21 07, факс: (+375 174) 26 28 37

E-mail: onti@sipr.by

Журнал включен в перечень научных изданий РБ для опубликования результатов диссертационных исследований по научным направлениям: технические науки (геотехнология, материаловедение, машиностроение)
Журнал включен в базу данных Российского индекса научного цитирования (РИНЦ)

© ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

Виноградов Ю.А., Хорольский А.А. Разработка программного обеспечения для повышения эффективности поддержания выработок в сложных гидрогеологических условиях	5
Позолотин А.С., Лысенко М.В., Райко Г.В., Самок А.В. Определение оптимальной длины анкеров для закрепления конвейеров к почве выработок	12
Березовский Н.И., Крук Ю.С., Борисейко В.В. Статистический анализ гранулометрического состава частиц пыли горных пород	18

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Гридюшко Д.В. Особенности рабочего процесса шнековых фрез	25
Локтионов А.В. Кинематический и динамический расчет пространственного исполнительного механизма	35
Моисеенко В.Л., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Комплекс для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути	42
Моисеенко В.Л., Жигар В.И., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Звеносборочная линия КБ-03. Разработка имитационной модели	51
Довгелюк Н.В., Масловская М.А., Толочко З.Ю. Целесообразность использования большегрузных вагонов в составе грузового поезда	60
Павлечко В.Н. Изменение тангенциального давления среды на лопасти в каналах центростремительной турбины	67
Приходько И.В. Влияние вибрации на надежность и безопасность электрических машин	74
Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Шульдов Н.А., Сулакадзе В.В. Распределение мощности при ее передаче трением от барабана на ленту конвейера	81

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Павленко А.П., Ахраменко Н.А. Оптимизация процесса удаления технологической связки из изделий на основе керамики	85
Швайба Дз.М. Прагнаванне сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловасці	92
Перечень статей, опубликованных в журнале «Горная механика и машиностроение» в 2019 году	99

Комплектация Петриковского ГОКа оборудованием ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством»:

- на обложке: комбайн проходческий КРП-3 для проведения горных выработок арочной формы, машина подъемная шахтная скиповая 2Ц7×3,2, мельница для мокрого измельчения руды;
- на 1-й стр.: склад для хранения минеральных удобрений, укомплектованный конвейером загрузочным и порталным кратцер-краном;
- на 3-й стр.: кратцер-кран порталный для разгрузки сыпучих материалов.

Журнал зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь
Свидетельство о государственной регистрации СМИ № 1000 от 12.01.2010 г.

Подписные индексы: 74933 (для индивидуальных подписчиков), 749332 (для организаций)

Ответственный секретарь А.В. Протасеня

Подписано в печать 21.11.2019 г. Формат 60×84¹/₈. Бумага «Navigator», А4, 80 г/м².

Заказ 4440. Усл. печ. л. 12,24. Тираж 120 экз.

Отпечатано Минским областным унитарным предприятием «Слуцкая укрупненная типография»,
ул. М. Богдановича, 7, 223610, г. Слуцк, Минская область, Республика Беларусь.

ЛП № 02330/0494181 от 03.04.2009 г.

MINING MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE-BUILDING

№ 4 2019

Founder of the Journal:

JSC “Soligorsk Institute of Resources
Saving Problems with Pilot Production”

Scientific and Technical Journal

Published since December, 1998
Issued four times a year

Edition:

Editor-in-Chief
Prushak Viktor Yakovlevich

Editor-in-Chief Deputy
Dvornik Aliaksander Petrovich

Editorial Board:

S.S. Andreiko (Russia), P.N. Bogdanovich (Belarus), Tz. Voutov (Bulgaria),
V.A. Gubanov (Belarus), M.A. Zhuravkov (Belarus), N.P. Krutko (Belarus),
Ye.I. Marukovich (Belarus), F.I. Panteleenko (Belarus),
B.I. Petrovsky (Belarus), V.K. Sheleg (Belarus), A.O. Shimanovsky (Belarus)



Editorial Address:

69, Kozlova street, 223710, Soligorsk, Minsk region, Republic of Belarus
Tel: (+375 174) 28 21 07, Fax: (+375 174) 26 28 37
E-mail: onti@sipr.by

The journal is included in the list of scientific publications of the Republic of Belarus for publishing the results of dissertation studies on scientific directions: technical sciences (geotechnology, materials engineering, machine-building)
The journal is included in Russian Science Citation Index

© JSC “Soligorsk Institute of Resources Saving Problems with Pilot Production”, 2019

CONTENTS

GEOTECHNOLOGY

Vynohradov Yu.O., Khorolskyi A.O. Software programming to increase efficiency of mine workings maintenance in difficult hydrogeological conditions	5
Pozolotin A.S., Lysenko M.V., Raiko G.V., Samok A.V. Determining the optimal length of anchors for fastening conveyors to the bottom of workings	12
Berezovsky N.I., Kruk Yu.S., Boriseyko V.V. Statistical analysis of granulometric composition of dust particles of rocks	18

MACHINE-BUILDING

Kazachenko G.V., Basalai R.A., Hrydziushka D.V. Features of the working process of screw millers	25
Loktionov A.V. Kinematic and dynamic calculation of the spatial executive mechanism	35
Moiseenko V.L., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Complex of operations for the current maintenance and repair of the railway	42
Moiseenko V.L., Zhigar V.I., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Assembling line KB-03. Development of imitation models	51
Dovgelyuk N.V., Maslovskaya M.A., Tolochko Z.Yu. Expediency of using heavy-duty cars as part of freight train	60
Pavlechko V.N. Tangential pressure of the medium on the blades in the channels of an inflow turbine	67
Prihodzko I.V. Impact of vibration on reliability and safety of electrical machines	74
Kazachenko G.V., Basalai R.A., Shuldov N.A., Sulakadze U.U. Power distribution during its transmission by friction from the drum to the conveyor belt	81

MATERIALS ENGINEERING

Pavlenko A., Akhramenko N. Optimization of the process of removal of technological bonding agent from ceramic-based products	85
Shvaiba D. Forecasting of social and economic security of industry	92
A list of articles that have been published in the journal «Mining mechanical engineering and machine-building» in 2019	99

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

УДК 691.32:620.193.4:539.219.3

Виноградов Ю.А., Хорольский А.А.*Институт физики горных процессов Национальной академии наук Украины, г. Днепр, Украина***РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДДЕРЖАНИЯ ВЫРАБОТОК
В СЛОЖНЫХ ГИДРОГЕОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ**

Аннотация. В статье рассмотрена одна из основных проблем современных шахт – аварийные водопритоки. Проведен анализ механизма возникновения фильтрации воды в горные выработки. Показано влияние анкерной крепи на состояние горных выработок в различных сложных горно-геологических условиях. Предложен способ снижения водопритоков и повышения устойчивости горных выработок с анкерной крепью. Для проектирования технологии возведения анкерного крепления впервые применены методы динамического программирования. С целью внедрения описанных подходов в производство предложено соответствующее программное обеспечение.

Ключевые слова: горная выработка, водопритоки, анкерная крепь, математическое моделирование, сетевая модель, программное обеспечение.

Vynohradov Yu.O., Khorolskyi A.O.*Institute for Physics of Mining Processes of the National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, Ukraine***SOFTWARE PROGRAMMING TO INCREASE EFFICIENCY OF MINE
WORKINGS MAINTENANCE IN DIFFICULT HYDROGEOLOGICAL CONDITIONS**

Abstract. The article considers one of the main problems of modern mines – emergency water inflows. The analysis of the mechanism of occurrence of water filtration in mine workings is carried out. The influence of roof bolting on the state of mine workings in various difficult mining and geological conditions is shown. A method for reducing water inflows and increasing the stability of mine workings with roof bolting is proposed. For the design of the technology for the construction of anchoring, dynamic programming methods have been first applied. In order to introduce the described approaches into production, the corresponding software is proposed.

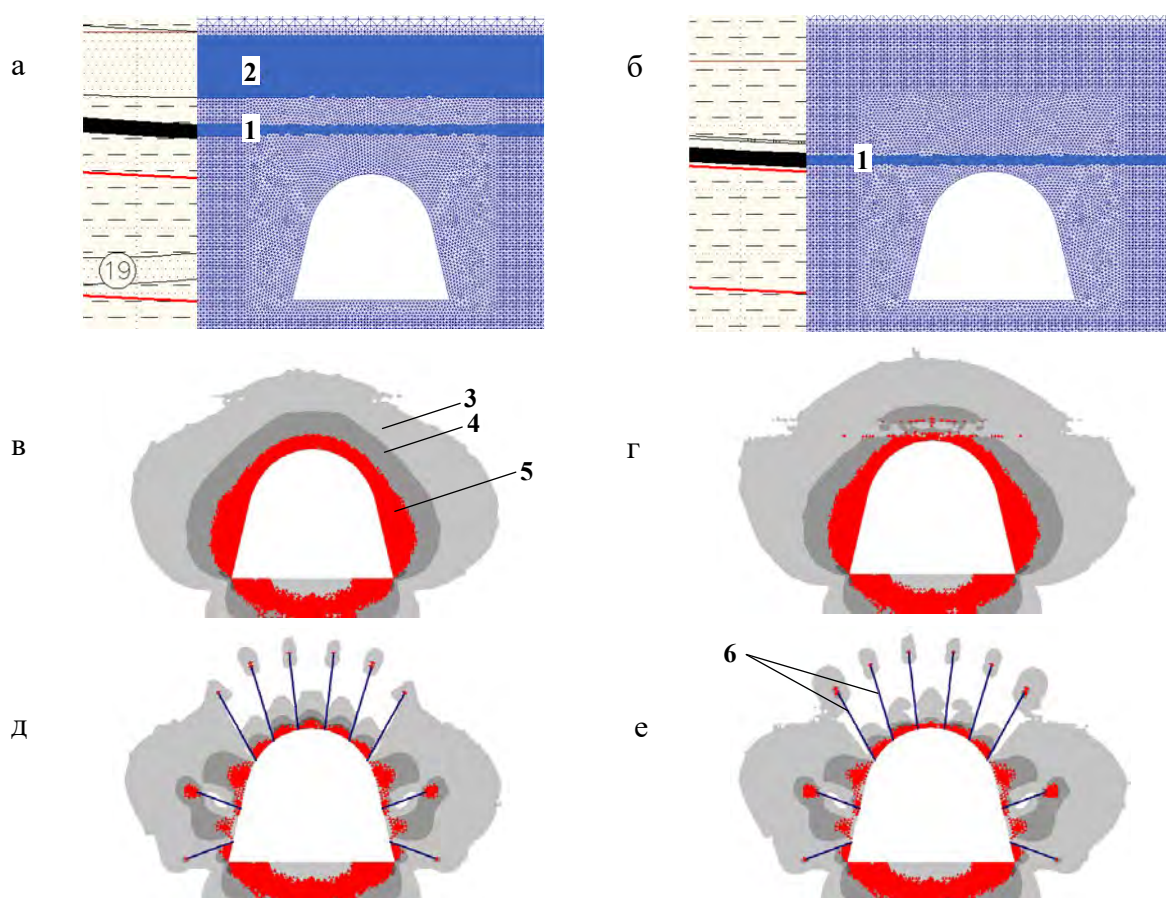
Keywords: mine working, inflow of water, roof bolting, mathematical modeling, network model, software.

Введение. Для обеспечения энергетической независимости экономики необходима интенсификация угледобычи. В связи с этим ежегодно возрастает сложность и глубина разработки угольных пластов. Вследствие чего напряжения в горных породах достигают предельных значений, породы растрескиваются или разрушаются, также возрастает количество водоносных горизонтов, которые в той или иной степени угрожают безопасности ведения работ и повышают сложность проведения горных выработок. Вмещающие породы в зоне подработки размокают и теряют свою несущую способность. Все эти факторы в сумме приводят к большим нагрузкам на крепь и обуславливают ее деформацию и смещение пород в выработку. Поэтому сегодня для шахт актуальны задачи прогноза водопритоков и уменьшения их пагубного влияния на состояние горных выработок.

В связи с этим, целью работы является изучение процесса фильтрации вод и снижение водопритока из подрабатываемых обводненных пород в горную выработку в зависимости от способа ее крепления и различных гидрогеологических условий.

За последние годы проделана большая работа по разработке конструкций анкерной крепи. Конструкция анкерного крепления – это система породных блоков, которые при помощи анкеров сохранены в природном, монолитном состоянии. Такая крепь позволяет удерживать смещение пород в выработку в установленных пределах и ограничивать развитие разрушения приконтурного массива на протяжении всего срока службы выработки [1].

Результаты численного моделирования фильтрации в горные выработки в различных горно-геологических ситуациях. Расчеты проводились с использованием метода конечных элементов [2, 3] для горно-геологических условий проведения Восточного магистрального откаточного штрека шахты Сташкова (Украина) (рисунок 1).



а – центральный фрагмент конечно-элементной сетки для участка с двумя обводненными слоями; б – тоже для участка с близколежащим угольным пропластком; в – распределения значений параметра Q^* (геомеханический параметр, который характеризует разнокомпонентность поля напряжений и разгрузки массива от горного давления) и зоны неупругих деформаций (3, 4, 5) для участка с двумя обводненными слоями; г – тоже для участка с близколежащим угольным пропластком; д – распределения значений параметра Q^* и зоны неупругих деформаций вокруг выработки с анкерной крепью для участка с двумя обводненными слоями; е – тоже для участка с близколежащим угольным пропластком;

1 – угольный пропласток; 2 – песчаник; 6 – сталеполимерный анкер

Рисунок 1. – Результаты численного моделирования фильтрации в горные выработки в различных горно-геологических ситуациях

Были выделены несколько характерных участков с различными горно-геологическими условиями:

- в кровле выработки расположены водонепроницаемый алевролит мощностью $m = 1,2$ м; обводненный угольный пропласток $m = 0,4$ м; алевролит $m = 0,8$ м и обводненный песчаник $m = 2,0$ м (конечно-элементная сетка для первого участка показана на рисунке 1а);

- в кровле выработки расположены алевролит водонепроницаемый мощностью $m = 0,15$ м; обводненный угольный пропласток $m = 0,4$ м (рисунок 1б).

Из рисунка 1 видно, что вокруг выработки в двух случаях сформирована область повышенной разнокомпонентности поля напряжений. Контур выработки окружает зона неупругих деформаций, что приводит к увеличению трещиноватости вмещающих пород, их расслоению и разрушению. Можно заметить влияние близко расположенного угольного пропластка на значения параметра Q^* ($Q^* = (\sigma_1 - \sigma_3)/\gamma H$, где γ – усредненный вес расположенных выше горных пород, МПа/м; H – глубина выработки, м; σ_1, σ_3 – производные от тензора напряжений, МПа) и зону неупругих деформаций (рисунок 1г).

Рассмотрим случаи, когда выработка закреплена с использованием анкерного крепления. Распределение значений параметра Q^* и зоны неупругих деформаций для выбранного участка выработки показаны на рисунках 1д и 1е.

В боках и кровле выработки с анкерной крепью (рисунки 1д и 1е) зона неупругих деформаций значительно уменьшается по сравнению с незакрепленной выработкой (рисунки 1в и 1г), в кровле исчезает область повышенной разнокомпонентности – образуется перекрытие из ненарушенных, непроницаемых пород. Таким образом, технологические мероприятия, оказывающие существенное влияние на водоприток в горные выработки, можно рассматривать как вторую линию защиты, которая должна применяться в условиях проведения горных работ в обводненных вмещающих породах [4].

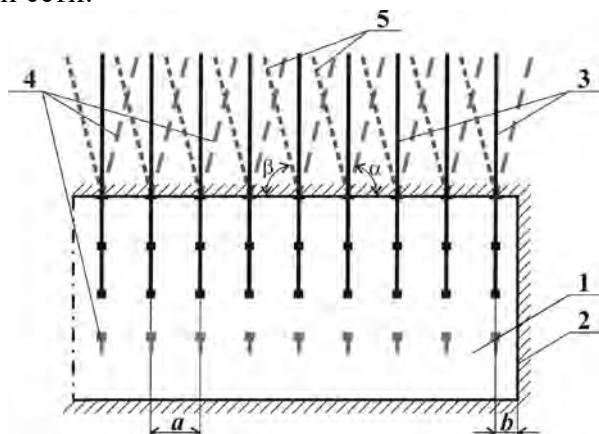
Разработка способа снижения водопритоков и повышения устойчивости горных выработок с анкерной крепью. В сложных гидрогеологических условиях может понадобиться индивидуальный подход к каждому отдельному случаю. В работах [5, 6] предложен способ снижения водопритока в горную выработку с применением анкерного крепления в условиях водопритоков до $5 \text{ м}^3/\text{ч}$; $5\text{-}10 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более $10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Схемы анкерного крепления в случаях увеличения водопритока усиливаются путем добавления анкеров, наклоненных на забой выработки и в противоположную сторону. При использовании анкерного крепления в качестве гидроизоляции в условиях сильно обводненных пород (в выработках с водопритоком более $10 \text{ м}^3/\text{ч}$) применяют мощную анкерно-породную конструкцию (рисунки 2 и 3), которая предусматривает установку части анкеров с уклоном на забой выработки, части – в противоположном направлении, что способствует более жесткому ограничению смещений пород в выработку, сохраняя их природную монолитность, и обеспечивает необходимый уровень проницаемости пород вокруг выработки на период эксплуатации.

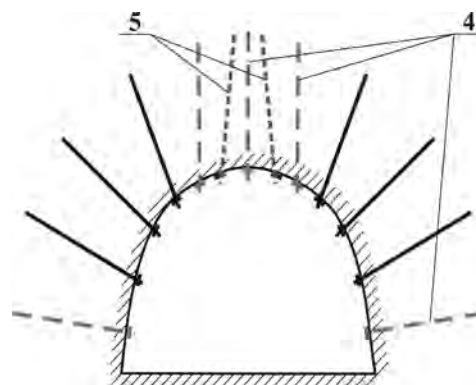
Способ снижения водопритока в горную выработку апробирован на ШУ «Терновское» (Украина) ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» и ПСП «ШУ имени Героев космоса» при пересечении высокоамплитудного геологического нарушения Богдановский сброс. Схема анкерного крепления была выбрана таким образом, чтобы минимизировать водопроницаемость приконтурных пород и предотвратить водоприток в опасной зоне. Для этого схема анкерного крепления была усилена в зоне пересечения Богдановского сброса. По результатам шахтных наблюдений, откаточный квершлаг пл. C_{10}^B шахты «Самарская» ШУ «Терновское» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» был успешно пройден в зоне пересечения Богдановского сброса, водоприток на опасных участках не наблюдался.

Поиск оптимального решения на стадии проектирования технологии. В предложенной работе основной акцент был сделан на применении анкерного крепления, как одного из наиболее перспективных способов поддержания выработок в сложных гидрогеологических условиях. Сам процесс возведения анкерного крепления сопряжен с принятием ряда организационных, конструктивных, технологических решений, которые формируют конечную экономическую эффективность и целесообразность применения. Для предложенных технологических схем крепления (рисунки 2 и 3) необходимо решить ряд задач:

- разработать технологию монтажных, такелажно-доставочных и вспомогательных работ;
- предусмотреть технологическую совместимость типов оборудования, т.е. согласовать циклы по транспорту материалов, зачистки почвы выработки и др.;
- учесть взаимосвязь типов оборудования по ходу, углу наклона выработки, крепости пород, сечению выработки и проч.;
- оценить совместимость предложенной технологии по типу затрачиваемой энергии, т.е., принимая решение о выборе оборудования, нельзя не учесть характеристики сети.



1 – горная выработка; 2 – забой выработки;
3 – сталеполимерный анкер; a – расстояние между рядами анкеров; b – величина отступа установки ряда анкеров от плоскости забоя; α , β – углы наклона анкеров на забой и на устье выработки, соответственно
Рисунок 2. – Пример продольного разреза выработки при применении мощной анкерно-породной конструкции в условиях водопритоков более 10 м³/ч



4 – сталеполимерный анкер с уклоном на забой выработки;
5 – сталеполимерный анкер с уклоном на устье выработки
Рисунок 3. – Поперечный разрез выработки при применении мощной анкерно-породной конструкции

Приведенные выше четыре задачи относятся к технологическим решениям, которые формируются конструктивными характеристиками. При разработке конструкции (для анкерного крепления существует более 120 вариаций) следует учитывать такие параметры как материалоемкость, надежность, трудозатраты, затраты на проведение и возведение выработок. Как видим, эта задача очень сложная и, на первый взгляд, неразрешимая, т.к. на процесс принятия решений влияет ряд параметров, которые не связаны между собой. Однако эту проблему можно решить. Идея заключается в применении методов динамического программирования. В их основе лежит декомпозиционный подход, т.е. разбиваем сложную задачу на более простые, применимо к технологии возведения крепи можно сделать допущение, что на каждом этапе есть один управляющий фактор, который стоит оптимизировать.

Тогда процесс принятия решения (поиска стратегии управления) заключается в представлении процесса возведения выработки в виде упорядоченной структуры – сетевой модели [7]. Вершинам соответствуют типы оборудования, варианты технологии, а расстоянию (длине) между вершинами – значение оптимизационного параметра (стоимость, временные затраты и др.). Наиболее короткий путь (иногда наиболее длинный – все зависит от целевой функции) будет соответствовать оптимальному решению. При этом связи между вершинами соответствуют реальным взаимосвязям, что исключает принятие неверного решения [8]. Задача решается поэтапно с конца, т.е., зная вид крепи, мы определяем, каким образом эффективно возвести его и как организовать работы. Важно сделать следующее замечание – на каждом этапе следует принимать единое оптимальное решение, после того как возможность принятия его исчерпана, нужно переходить к следующему этапу, и так от конечной точки к начальной. Методы ручного перебора не позволяют это осуществить, поэтому стоит уделить внимание разработке инструментов.

Принятие единого решения на каждой стадии возведения выработки способствует принятию верного решения и на последующих этапах, что согласуется с принципом Р. Беллмана (принцип динамического программирования) – оптимальная стратегия имеет свойство: какими бы ни были начальное состояние и начальное решение, последующие решения должны составлять оптимальный курс действий по отношению к состоянию, полученному в результате первого решения. Иными словами, оптимальная стратегия зависит только от текущего состояния и цели, и не зависит от предыстории [9]. В работах [10-12] обобщен многолетний опыт эффективного применения методов динамического программирования при освоении месторождений полезных ископаемых. Впервые программная реализация была предложена в работе [10], однако возникла потребность в создании программного обеспечения, которое бы соответствовало существующему уровню развития информационных технологий, что поспособствовало увеличению размерности задач, которые могут быть решены.

Институтом физики горных процессов НАН Украины разработано специализированное программное обеспечение [13], которое может быть инструментом для решения задач в данном направлении (рисунок 4).

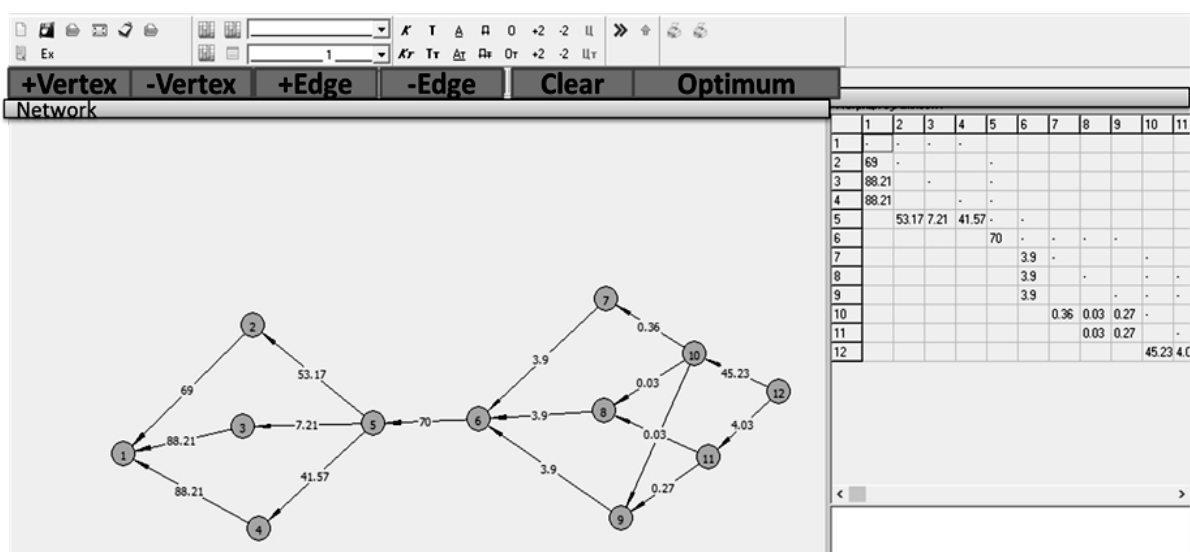


Рисунок 4. – Фрагмент рабочего окна программы

При этом программа позволяет находить кратчайший путь (оптимальную стратегию) на каждом этапе. Таким образом, задав возможные варианты технологии крепления выработки, инженер проектировщик получит ответ на вопрос – какое решение является наиболее ресурсосберегающим. Область применения не ограничивается затронутыми в данной работе вопросами, а, прежде всего, направлена в сторону исследования технологических аспектов физики горных процессов – явлений, когда существует взаимобратная связь между технологией ведения работ и поведением массива горных пород и наоборот.

Дальнейшие исследования заключаются в разработке банка проектных моделей, которые состоят из уровней:

- «тип крепи» (анкерная, набрызгбетонная, рамно-анкерная и др.);
- «технология ведения работ» – зная тип крепи, можно анализировать технологические циклы, при этом учитывать перспективные технологии по организации работ;
- «оборудование» – предусматривается оценка взаимосвязи между доставочным, вспомогательным оборудованием;
- «материалы» – необходимый уровень, который позволяет оценить затраты по организации технологии крепления с применением указанного материала;
- «трудоемкость» – учитывается уровень временных затрат и человеческого ресурса.

Вывод. Таким образом, процесс проектирования позволит учитывать не только существующие практики и наработки, но и перспективные направления, что позволяет перейти от интуитивно-традиционного уровня принятия решений к новым горизонтам планирования.

Список использованных источников

1. Система забезпечення надійного та безпечного функціонування гірничих виробок із анкерним кріпленням: Загальні технічні вимоги: СОУ 10.1.05411357.010:2014. – Чинний від 01.12.2014. – К.: Мінвуглепром України, 2014. – 69 с.
2. Фадеев, А.Б. Метод конечных элементов в геомеханике / А.Б. Фадеев. – М.: Недра, 1987. – 224 с.
3. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 542 с.
4. Виноградов, Ю.А. Исследование водопритока в горную выработку в зависимости от способа ее крепления / Ю.А. Виноградов // Сучасні ресурсоенергозберігаючі технології гірничого виробництва. – 2015. – № 1 (15). – С. 89-95.
5. Виноградов, Ю.О. Розробка способу зниження водопрпливу у гірничу виробку із застосуванням анкерного кріплення / Ю.О. Виноградов // Фізико-технічні проблеми горного виробництва. – 2016. – № 18. – С. 83-90.
6. Спосіб зниження водопрпливу у гірничу виробку із застосуванням анкерного кріплення: пат. 111059 України, МПК E21D11/38 / В.В. Круковская, А.П. Круковский, Ю.А. Виноградов; заявник ІГТМ НАН України. – № u 2016 05305; дата подання 16.05.16; публікація 25.10.16. // Державна служба інтелектуальної власності України. – 2016. – Бюл. № 20.
7. Hrinov, V.G. Improving the Process of Coal Extraction Based on the Parameter Optimization of Mining Equipment / V.G. Hrinov, A.O. Khorolskyi // E3S Web of Conferences, Ukrainian School of Mining Engineering. – 2018. – № 60. – pp. 1-10.

8. Гринев, В.Г. Проектирование технологических схем очистного оборудования с использованием сетевых моделей: опыт и перспективы / В.Г. Гринев, А.А. Хорольский // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 4. – С. 12-21.
9. Goodfellow, R. Simultaneous stochastic optimization of mining complexes and mineral value chains / R. Goodfellow, R. Dimitrakopoulos // Mathematical Geosciences. – 2017. – 49 (3). – pp. 341-360.
10. Гринев, В.Г. Решение горных задач на ЭВМ при освоении рудных месторождений / В.Г. Гринев, В.Ю. Изаксон, В.П. Зубков. – Новосибирск: Наука, Сибирская издательская фирма РАН, 1999. – 215 с.
11. Гринев, В.Г. Решение проблем разработки рудных месторождений Севера / Новосибирск: ВО «Наука», 1992. – 205 с.
12. Гринев, В.Г. Оценка и выбор рациональных параметров подземной разработки рудных месторождений Якутии: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.15.02 / В.Г. Гринев; ИГД СО РАН. – Новосибирск, 1993 – 42 с.
13. Гриньов, В.Г. Розроблення екологічних сценаріїв ефективного освоєння цінних родовищ корисних копалин / В.Г. Гриньов, А.О. Хорольський, О.П. Каліущенко // Мінеральні ресурси України. – 2019. – № 2. – С. 46-50.

Информация об авторах

Виноградов Юрий Алексеевич – кандидат технических наук, младший научный сотрудник отдела управления состоянием горного массива, Институт физики горных процессов Национальной академии наук Украины (ул. Симферопольская, 2а, 49005, г. Днепр, Украина), e-mail: my_pochta_1r@ukr.net.

Хорольский Андрей Александрович – кандидат технических наук, и.о. старшего научного сотрудника отдела управления состоянием горного массива, Институт физики горных процессов Национальной академии наук Украины (ул. Симферопольская, 2а, 49005, г. Днепр, Украина), e-mail: khorolskiyaa@ukr.net.

Information about the authors

Vynohradov Yurii Oleksiiovych – Ph. D. (Engineering), Junior Researcher, the Department of Rock Mass State Control, Institute for Physics of Mining Processes NAS of Ukraine (IPMP, NAS of Ukraine) (2a, Simferopolskaya Str., 49005, Dnipro, Ukraine), e-mail: my_pochta_1r@ukr.net.

Khorolskyi Andrii Oleksandrovyich – Ph. D. (Engineering), Senior Researcher, the Department of Rock Mass State Control, Institute for Physics of Mining Processes NAS of Ukraine (IPMP, NAS of Ukraine) (2a, Simferopolskaya Str., 49005, Dnipro, Ukraine), e-mail: khorolskiyaa@ukr.net.

Поступила в редакцию 11.10.2019 г.

УДК 622.28.044:622.64(045)(476)

Позолотин А.С.¹, Лысенко М.В.¹, Райко Г.В.¹, Самок А.В.²¹ООО НИЦ-ИПГП «РАНК», г. Новосибирск, Россия²ООО «РАНК2», г. Кемерово, Россия**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ДЛИНЫ АНКЕРОВ
ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ КОНВЕЙЕРОВ К ПОЧВЕ ВЫРАБОТОК**

Аннотация. В статье рассмотрен метод бесфундаментного крепления ленточных конвейеров непосредственно к почве выработки. Закрепление станций и секций конвейеров осуществляется с применением комбинированных и канатных анкеров, закрепляемых по всей длине шнура минеральной композицией. Расчет параметров анкеров основан на определении высоты обратного свода. Проанализировано несколько способов расчета давления, действующего со стороны почвы выработки. Наиболее детальной и проработанной является методика расчета параметров анкеров и давления в почве выработки, основанная на теории свода давлений.

Ключевые слова: ленточный конвейер, анкерное крепление, минеральная композиция, обратный свод, давление в почве выработки, теория свода, вспучивание пород, комбинированный анкер, канатный анкер, длина анкера.

Pozolotin A.S.¹, Lysenko M.V.¹, Raiko G.V.¹, Samok A.V.²¹NITS-IPGP RANK LLC, Novosibirsk,²Russia RANK2 LLC, Kemerovo, Russia**DETERMINING THE OPTIMAL LENGTH OF ANCHORS
FOR FASTENING CONVEYORS TO THE BOTTOM OF WORKINGS**

Abstract. The article discusses the method of foundationless fastening of conveyor belts directly to the bottom of the working. The fastening of stations and conveyor sections is carried out using combined and rope anchors, fixed along the entire length of the borehole with a mineral composition. The calculation of the parameters of the anchors is based on determining the height of the opposite arch. Several methods for calculating the pressure acting from the side of the bottom of the working are analyzed. The most detailed and well-developed is the Methodology for calculating the parameters of anchors and pressure in the bottom of the working, based on the theory of the floor pressure arch.

Keywords: belt conveyor, anchor fastening, mineral composition, opposite arch, pressure in the bottom of the working, arch theory, rock swelling, combined anchor, rope anchor, anchor length.

Введение. С увеличением темпов и объемов добычи в горной промышленности ежегодно неизменно возрастает применение конвейерного транспорта. В настоящее время на угольных шахтах и рудниках России ежегодно вводится в эксплуатацию более 100 ленточных конвейеров.

Традиционно для монтажа приводных, концевых и натяжных станций ленточных конвейеров использовались различные технологии, такие как крепление конвейеров закладными анкерными болтами к бетонным горизонтальным или наклонным фундаментам и крепление анкерами с закачиванием в породы почвы полимерных смол.

С 2007 года в угольных шахтах Кузбасса началось применение бесфундаментного крепления ленточных конвейеров непосредственно к почве выработки анкерной

крепью с минеральной композицией, которая представляет собой сухую смесь, твердеющую в естественных условиях. Уникальная рецептура минеральной композиции позволяет закреплять анкеры в условиях высокой обводненности и различной крепости пород почвы. За это время данная технология монтажа успешно себя зарекомендовала и в настоящее время широко используется наряду с альтернативными [1, 2].

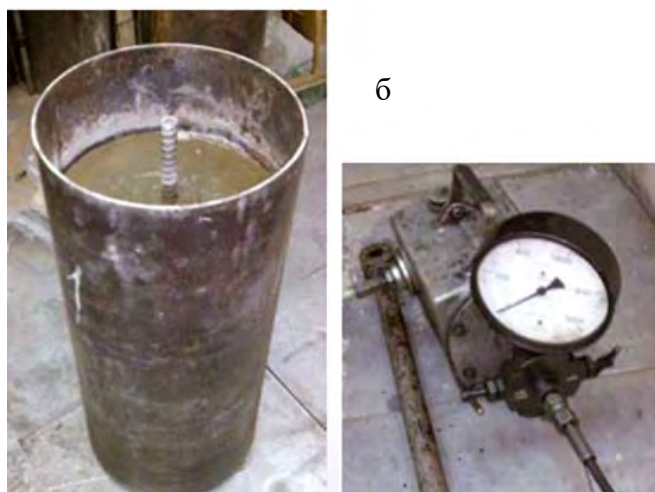
Опыт крепления станций ленточных конвейеров на анкерную крепь, определение оптимальной длины анкеров. Первый опыт закрепления разгрузочной, приводной, концевой и натяжной станций ленточного конвейера был получен на конвейерном штреке № 1729 шахты «Комсомолец» (Россия). Расчет анкерной крепи станций конвейера 2Л1000А с полным заполнением шпуров минеральной композицией произведен специалистами ООО НИЦ-ИПГП «РАНК». В горно-геологических условиях с неоднородной почвой в мульдовой части пласта минеральная композиция показала хороший результат, запуск ленточного конвейера прошел без осложнений. Авторский контроль за соблюдением технологии бурения и закрепления анкеров минеральной композицией, а также последующий мониторинг надежности закрепления конвейера осуществлялись специалистами ООО НИЦ-ИПГП «РАНК». На протяжении всего срока эксплуатации конвейера качество его закрепления было надежным, гайки на анкерах были затянуты, смещений конвейера не зафиксировано.

В сравнении с альтернативными, вышеописанная технология монтажа ленточных конвейеров позволяет существенно снизить материальные затраты, а также сократить сроки монтажа оборудования.

Опираясь на значительный опыт бесфундаментного монтажа станций ленточных конвейеров с применением комбинированных и канатных анкеров, специалисты нашей компании предложили аналогичное решение по анкерному закреплению скребковых конвейеров, лебедок и другого стационарного оборудования к почве выработок, пройденных по углю или породе. При этом анкерная крепь являлась как основной, так и дублирующей [3].

Для подтверждения работоспособности минеральной композиции в сочетании с анкерной крепью были проведены лабораторные испытания. Для этого были изготовлены искусственные скважины из стальной трубы и бетона М-500 со сквозным отверстием диаметром 45 мм, а также анкеры АКМ20.01 с различными размерами головной части (диаметрами 38 мм, 40 мм и 43 мм). Проверка прочности закрепления анкеров производилась штанговывергивателем ВШГ-20 сразу после заполнения скважины раствором на основе минеральной композиции и создания предварительного натяжения (рисунок 1) без ожидания отверждения закрепляющего материала.

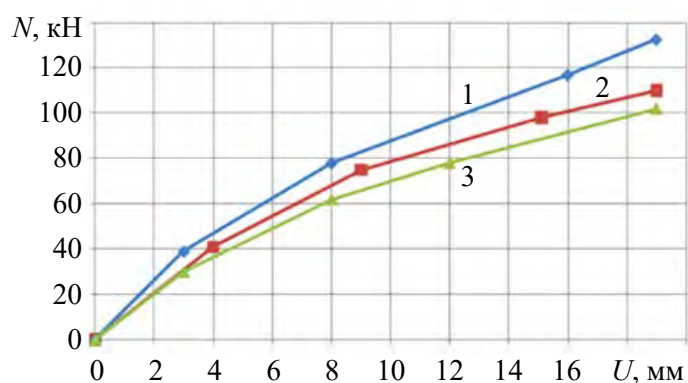
На рисунке 2 представлены усредненные эмпирические диаграммы, отображаю-



а – анкер закреплен в искусственной скважине на минеральную композицию;

б – штанговывергиватель ВШГ-20

Рисунок 1. – Лабораторные испытания прочности закрепления анкеров в искусственной скважине



1 – диаметр головной части анкера 43 мм;

2 – диаметр головной части анкера 40 мм;

3 – диаметр головной части анкера 38 мм

Рисунок 2. – Нагрузочная способность анкеров с различным размером головной части, закрепленных на минеральную композицию

щие смещения U анкеров с различными размерами головной части в скважине, закрепленных минеральной композицией, в зависимости от прикладываемых нагрузок N .

Лабораторные испытания показали, что при установке анкеров в обводненном шпуре с различными размерами головной части анкера на минеральную композицию обеспечивается несущая способность порядка 100-130 кН сразу после монтажа крепи, без ожидания отверждения закрепляющего материала. Из рисунка 2 видно, что при величине кольцевого

зазора между головкой анкера и стенкой скважины 1 мм (диаметр головной части анкера 43 мм) нагрузочная характеристика анкера значительно выше, чем у двух других анкеров, задействованных в эксперименте. Поэтому в настоящее время для установки в шпур диаметром 43 мм изготавливаются анкеры АК01 и АКМ20.01 с диаметром головной части 41,5 мм, в шпур диаметром 30 мм – анкеры с диаметром головки 28,5 мм.

Параметры анкерной крепи для закрепления конвейеров рассчитываются с учетом ширины выработок, прочности вмещающих пород, глубины от поверхности, мощности угольного пласта, тягового усилия конвейера и других горнотехнических факторов. При составлении документации по креплению конвейеров к почве выработок особое внимание следует уделять выбору длины анкеров. Если длина анкеров будет недостаточной, при повышенных нагрузках конвейера это может привести к вырыванию анкеров и опрокидыванию приводных и концевых станций.

В основе расчета длин анкеров, предназначенных для крепления ленточных конвейеров непосредственно к почве выработки, лежит определение высоты обратного свода давления. В 1933 году П.М. Цимбаревич предложил приближенный способ количественной оценки развивающегося давления при пластической деформации почвы, которая возникает под влиянием веса вышележащих пород [4]. Задача рассматривалась применительно к породной среде, которая обладает внутренним трением и лишена сцепления.

В.Д. Слесарев рассматривал давление со стороны почвы выработки как боковой распор второго порядка. Исходя из теории напряженного состояния, возникающего в сыпучей несвязанной среде, в почве выработки действуют силы бокового распора, вызывающие, в свою очередь, боковой распор второго порядка, который создает давление со стороны почвы [5].

Специалистами ООО НИЦ-ИПГП «РАНК» была разработана методика расчета параметров анкеров и опорного давления в почве выработки, основанная на теории свода давлений, которая учитывает основные горно-геологические факторы и поэтому дает наиболее оптимальные результаты расчета [6]. При разработке методики расчета параметров анкеров был учтен многолетний опыт расчетов как в России [7], так и за рубежом [8-12].

Длина анкеров для крепления ленточного конвейера к почве выработки рассчитывается по своду давлений при условии полного заполнения шпура закрепляющим составом. Длина должна быть такой, чтобы закрепляющая часть анкера находилась за линией свода давления на величину не менее 0,5 м с целью закрепления анкера в устойчивых породах почвы выработки (рисунок 3).

Рассмотрим опыт применения бесфундаментного анкерного крепления ленточных конвейеров специалистами ООО НИЦ-ИППП «РАНК».

Крепление выносной консоли, приводной станции, натяжной лебедки, концевой станции ленточного конвейера 1Л-120 было выполнено анкерной крепью к непосредственной почве вентиляционного штрека 13-58/2 пласта Байкаимского на ПЕ «Шахта им. 7 Ноября» АО «СУЭК-Кузбасс».

Непосредственная почва представляла собой трещиноватый мелкозернистый алевролит мощностью 2-4 м с прочностью пород на сжатие $\sigma_{сж} = 30-40$ МПа, средней устойчивости, к пучению не склонен. Основная почва – песчаник мелкозернистый мощностью от 4 до 10 м, $\sigma_{сж} = 50-70$ МПа, устойчивый.

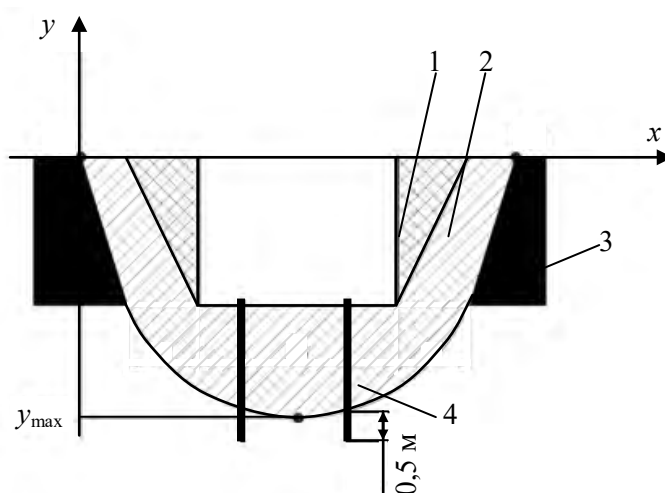
Крепление станций и секций ленточного конвейера 1Л-120 к почве выполнено с помощью канатных анкеров АК01. В качестве закрепляющего материала использованы ампулы АМК и смесь минеральной композиции.

В соответствии с выполненными расчетами для анкерного закрепления узлов ленточного конвейера 1Л-120 принята длина канатных анкеров АК01 $l_a = 5,0$ м, количество канатных анкеров на приводную станцию – 72 шт., по 24 шт. на один приводной блок 1Л-120 (из них – 12 шт. на раму приводных барабанов, 8 шт. – на подрамник редуктора, 4 шт. – на подрамник электродвигателя), всего для крепления ленточного конвейера 1Л-120 использовано 100 канатных анкеров АК01.

Крепление разгрузочных, приводных, концевых и натяжных станций 2-х ленточных конвейеров выполнено непосредственно к почве конвейерного штрека № 603 пласта Безымянного в условиях АО «Разрез «Инской» (Россия).

Конвейерный штрек № 603 пройден по пласту Безымянный с частичной присечкой пород кровли и почвы. «Ложная» почва сложена аргиллитом с линзами угля мощностью 0,35 м, крепость угля по шкале профессора М.М. Протоdjяконова $f = 1$, $\sigma_{сж} = 10$ МПа. Непосредственная почва пласта – средней устойчивости, представлена мелким алевролитом мощностью 2-3 м, $\sigma_{сж} = 30$ МПа.

Согласно выполненным расчетам, для закрепления в почве штрека приводной станции и разгрузочной секции конвейера 2ЛЛТ-1000 применены канатные анкеры



- 1 – зона отжима пласта в боку выработки; 2 – зона пониженной прочности пласта в боку выработки;
3 – пласт породы (угля) с первоначальной прочностью;
4 – зона пониженной прочности пласта в почве выработки (свод давления в почве выработки)

Рисунок 3. – Деформированное состояние приконтурного массива в зоне опорного давления

АК01 длиной 3,5 м с полным заполнением шпура закрепляющим составом из минеральной композиции.

Натяжная, концевая секции, а также приводные блоки закреплены комбинированными анкерами АКМ20.01 длиной 3,0 м, имеющими антикоррозийное покрытие и закрепленными минеральной композицией по всей длине скважины.

Всего для закрепления разгрузочных, приводных, концевых и натяжных станций ленточного конвейера непосредственно к почве конвейерного штрека № 603 пласта Бёзымянного в условиях АО «Разрез «Инской» использовано 62 канатных анкера АК01 длиной 3,5 м и 46 комбинированных анкера АКМ20.01 длиной 3 м.

Всего специалистами ООО НИЦ-ИПГП «РАНК» выполнено более 150 проектов по креплению конвейеров и другого стационарного оборудования к почве выработок в различных горно-геологических условиях по всей России. При этом параметры анкерной крепи для закрепления конвейеров были рассчитаны с применением методики, основанной на теории свода давлений. С уверенностью можно сказать, что данная методика доказала свою работоспособность и может быть применена для расчетов анкерной крепи при закреплении конвейеров к почве выработок в различных горно-геологических условиях.

Вывод. Технология монтажа ленточных конвейеров и другого стационарного шахтного оборудования при помощи анкеров, закрепляемых минеральной композицией, позволяет:

- не менее чем в 2 раза снизить трудоемкость работ и сроки монтажа оборудования;
- в 2-3 раза снизить затраты на материалы и заработную плату рабочих;
- повысить надежность монтажа в сравнении с существующими технологиями за счет закрепления анкеров в устойчивых породах основной почвы и по всей длине шпура.

Список использованных источников

1. Райко, Г.В. Анкерное крепление: бесфундаментный монтаж ленточных конвейеров / Г.В. Райко, П.В. Гречишкин // Уголь. – 2011. – № 4. – С. 35-36.
2. Райко, Г.В. Бесфундаментный монтаж станций конвейеров в подземных горных выработках с применением анкерной крепи / Г.В. Райко, П.В. Гречишкин // Маркшейдерия и недропользование. – 2012. – № 4. – С. 26-27.
3. Анкерное закрепление скребковых конвейеров к почве выработок / Г.В. Райко [и др.] // Уголь. – 2013. – № 4. – С. 20-21.
4. Цимбаревич, П.М. Механика горных пород / П.М. Цимбаревич. – М.: Углетехиздат, 1948. – 184 с.
5. Широков, А.П. Расчет и выбор крепи сопряжений горных выработок / А.П. Широков, Б.Г. Писляков. – М.: Недра, 1978. – 304 с.
6. Ануфриев, В.Е. Опыт применения канатных анкеров в качестве крепи усиления демонтажных камер и выработок, поддерживаемых на границе с выработанным пространством и методика расчета их параметров / В.Е. Ануфриев, М.Г. Лупий. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2008. – 220 с.
7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности в угольных шахтах». Серия 05. Выпуск 40. – 5-е изд., испр. и доп. – М.: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2017. – 198 с.

8. Pivnyak, G. Mining of Mineral Deposits / G. Pivnyak, V. Bondarenko, I. Kovalevs'ka. – London, UK, Taylor & Francis Group, 2013. – 384 p.
9. Abzalov, M. Applied Mining Geology / M. Abzalov. – Australia, 2016. – 443 p.
10. Zong-Xian Zhang. Rock Fracture and Blasting. Theory and Applications / Zong-Xian Zhang. – Longyearbyen, Svalbard, Norway, 2015. – 487 p.
11. John A. Hudson. Rock Engineering Risk / John A. Hudson. – Taylor & Francis Group, London, UK, 2015. – 596 p.
12. Geomechanics of Mine Workings Support Systems / V. Bondarenko [etc.]. – Taylor & Francis Group, London, UK, 2018. – 231 p.

Информация об авторах**Information about the authors**

Позолотин Александр Сергеевич – кандидат технических наук, директор ООО НИЦ-ИПГП «РАНК» (ул. Демакова, 27, 630090, г. Новосибирск, Россия), e-mail: Pozalex@mail.ru.

Pozolotin Alexander Sergeevich – Ph. D., (Engineering), Director of NITS-IPGP RANK LLC (27, Demakova Str., 630090, Novosibirsk, Russia), e-mail: Pozalex@mail.ru.

Лысенко Максим Владимирович – заместитель директора по научной работе и инновациям ООО НИЦ-ИПГП «РАНК» (ул. Демакова, 27, 630090, г. Новосибирск, Россия), e-mail: Limak2@yandex.ru.

Lysenko Maxim Vladimirovich – Deputy Director for Research and Innovation, NITS-IPGP RANK LLC (27, Demakova Str., 630090, Novosibirsk, Russia), e-mail: Limak2@yandex.ru.

Райко Галина Викторовна – заместитель директора по проектным работам ООО НИЦ-ИПГП «РАНК» (ул. Демакова, 27, 630090, г. Новосибирск, Россия), e-mail: tehotdelrank2@mail.ru.

Raiko Galina Viktorovna – Deputy Director for Project Work, NITS-IPGP RANK LLC (27, Demakova Str., 630090, Novosibirsk, Russia), e-mail: tehotdelrank2@mail.ru.

Самок Алексей Владимирович – директор по проектным работам ООО «РАНК 2» (пр. Советский, 7, 650000, г. Кемерово, Россия), e-mail: SamokAV@rank42.ru.

Samok Aleksey Vladimirovich – Project Work Director, RANK 2 LLC (7, Sovetsky Ave., 650000, Kemerovo, Russia), e-mail: SamokAV@rank42.ru.

Поступила в редакцию 25.10.2019 г.

УДК 66.047.69:622.331-662(045)(476)

Березовский Н.И., Крук Ю.С., Борисейко В.В.*Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь***СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА
ЧАСТИЦ ПЫЛИ ГОРНЫХ ПОРОД**

Аннотация. В работе проводится статистический анализ закономерностей распределения гранулометрического состава частиц торфяной пыли, образовавшейся при производстве топливных брикетов с использованием паровой трубчатой сушилки.

Ключевые слова: гранулометрический состав, закон распределения, гипотеза согласия, лазерный анализ, эффективность пылеподавления.

Berezovsky N.I., Kruk Yu.S., Boriseyko V.V.*Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus***STATISTICAL ANALYSIS OF GRANULOMETRIC COMPOSITION
OF DUST PARTICLES OF ROCKS**

Abstract. The paper provides a statistical analysis of the distribution patterns of granulometric composition of peat dust particles generated during the production of fuel briquettes using a steam tube dryer.

Keywords: granulometric composition, distribution law, agreement hypothesis, laser analysis, dust suppression efficiency.

Введение. Частицы пыли горных пород представляют существенную опасность для дыхательных путей работников обогатительных фабрик, а в связи с их взрывоопасностью может не только выйти из строя дорогостоящая техника, но и могут пострадать люди. Современное оборудование аспирационных систем в горной промышленности позволяет снизить уровень запыленности до безопасных допустимых значений, определенных техническими нормативными правовыми актами, действующими в Республике Беларусь. Однако необходимо отметить, что неправильный выбор средств и технологий обеспыливания или их неоптимальная эксплуатация резко снижают эффективность пылеподавления и приводят к неоправданным затратам. Для оптимального выбора устройства и способа пылеподавления очень важно знать дисперсный (гранулометрический) состав частиц пыли, который может быть выражен в виде таблицы, кривой или формулы их распределения. Наиболее часто данные гранулометрического состава даются в виде фракций, выраженных в процентах от общего числа или массы [1].

Исследование гранулометрического состава частиц пыли горных пород. Для выявления особенностей распределения гранулометрического состава пыли был произведен отбор проб торфяной пыли из сухого циклона торфобрикетного завода (филиал «Торфобрикетный завод «Сергеевичское» УП «Мингаз») с паровой трубчатой сушилкой. Проба составила 2,4 кг. В дальнейшем путем квартования бралась часть и делилась на два образца, один из которых был подвержен воздействию ультразвука магнитострикционным излучателем от генератора электрических колебаний УЗДН – 1 У 4.2 с частотой 22 кГц в течение 30 секунд (рисунок 1).

С помощью лазерного анализа был определен гранулометрический состав частиц пыли фрезерного торфа, образовавшихся после его измельчения и сушки в условиях реального производства топливных брикетов.

Оба образца (образец № 1 – в исходном состоянии, образец № 2 – после обработки ультразвуком) исследованы с помощью лазерного дифракционного анализатора Malvern Mastersizer 2000 (рисунок 2) в Государственном научно-производственном объединении порошковой металлургии.

Для большей достоверности результатов подача каждого образца на исследования проводилась частями так, чтобы он успевал распространяться по системе, после чего проводились измерения. Данная операция повторялась пять раз, результаты измерений отражены в таблице, на графиках (рисунки 3 и 4) и гистограммах (рисунки 5 и 6).



Рисунок 1. – Общий вид ультразвукового генератора с магнитостриктером



Рисунок 2. – Комплект оборудования для определения гранулометрического состава твердых частиц

Были выдвинуты и проверены гипотезы согласия для данных по каждому исследуемому образцу. Проверены следующие непрерывные законы распределения:

- нормальное;
- экспоненциальное;
- Вейбулла;
- логнормальное;
- бета-распределение и др.

Таблица. – Результаты исследований дисперсности торфяной пыли

Размеры частиц			Образец 1. Процентное соотношение размеров частиц	Образец 2. Процентное соотношение размеров частиц
середина интервала, мкм	начальное значение интервала, мкм	конечное значение интервала, мкм		
0,304	0,2	0,408	0,2	0,04
0,6205	0,408	0,833	1,2	0,52
1,266	0,833	1,699	2,21	1,23
2,5825	1,699	3,466	3,41	2,49
5,2685	3,466	7,071	5,67	4,5
10,749	7,071	14,427	9,35	7,56
21,931	14,427	29,435	16,16	13,8
44,7455	29,435	60,056	32,45	29,56
91,294	60,056	122,532	26,18	30,32
186,266	122,532	250	3,18	9,01

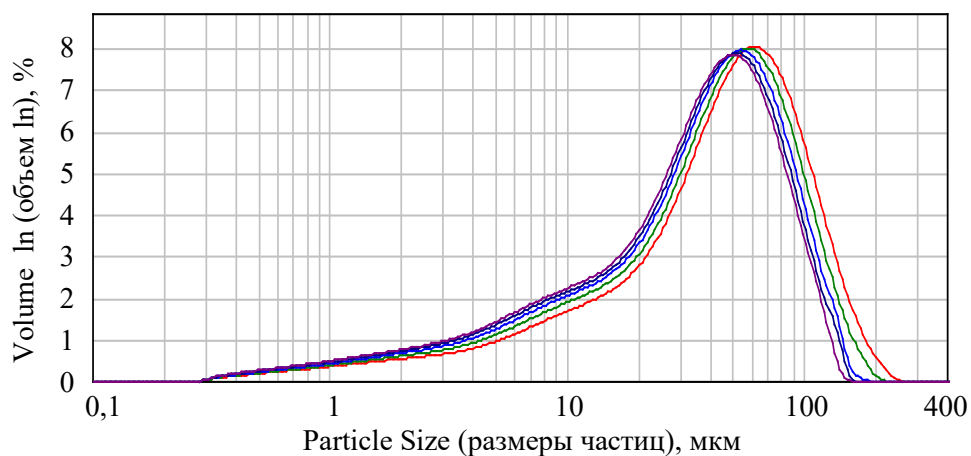


Рисунок 3. – График распределения размеров частиц образца 1

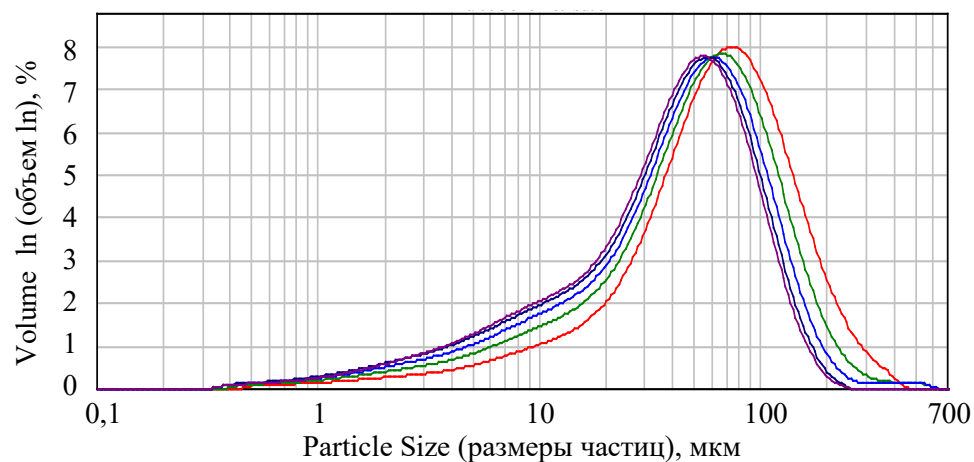


Рисунок 4. – График распределения размеров частиц образца 2

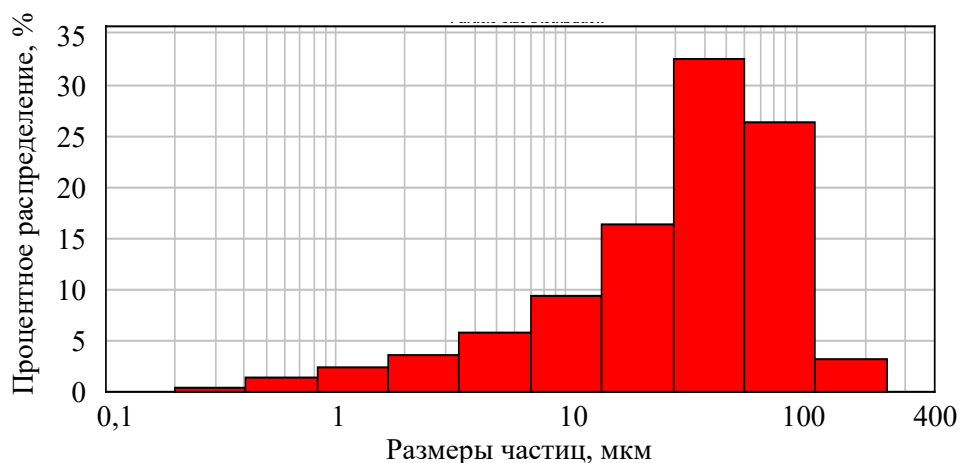


Рисунок 5. – Гистограмма распределения размеров частиц образца 1

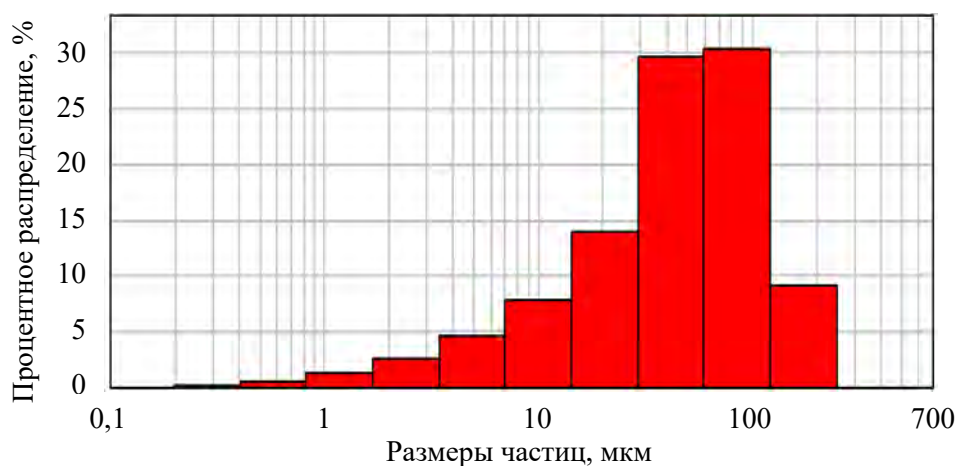


Рисунок 6. – Гистограмма распределения размеров частиц образца 2

Согласно исследованиям, можно сделать вывод, что на уровне значимости в диапазоне $[0,05; 0,3]$ гипотезы согласия отвергаются. Наименьшее расхождение у представленных данных с экспоненциальным законом, тем не менее, полученные результаты не дают оснований принять гипотезу согласия об экспоненциальном законе распределения.

Знание такой фундаментальной информации, как вид закона распределения наблюдаемой случайной величины, позволяет использовать широкий арсенал эффективных методов сравнения параметров распределений. В отдельных случаях статистические методы могут применяться независимо от результатов проверки гипотез согласия для решения сиюминутных проблем и упрощения аналитики. Тем не менее, отклонение закона распределения вероятностей изучаемой случайной величины от «понравившегося» нам может привести к принятию ошибочного решения и получению недостоверных результатов.

В ситуациях, когда сложно подтвердить какой-либо из законов распределения, следует применять принципиально другие статистические методы анализа. Алгоритмы и методы анализа результатов наблюдений значений случайных величин, чей закон распределения неизвестен, изучаются в разделе математической статистики, который называется непараметрическая статистика. В последнее время все большее внимание

исследователей привлекают методы именно непараметрической статистики, известные еще как методы, свободные от распределения.

Как правило, большинство распределений можно охарактеризовать параметром положения и параметром масштаба. Параметр положения представляет собой центр группировки значений случайной величины и служит оценкой теоретического математического ожидания. Параметр масштаба характеризует степень рассеивания значений случайной величины относительно параметра положения и дает представление о теоретической дисперсии.

Пусть $f_1(x)$ и $f_2(x)$ – неизвестные плотности вероятностей законов распределения размеров частиц для первого и второго образцов соответственно. Выдвигается гипотеза $H_0: f_1(x) = f_2(x)$ против альтернативы $H_1: f_1(x) = f_2(x-\Delta)$. Уровень значимости $\alpha = 0,05$.

Применим непараметрический критерий сдвига для сравнения параметров сдвига двух совокупностей – быстрый критерий Кенуя.

Пусть $0 < \psi < 1$. Через x_ψ обозначим такое значение случайной величины, которое превышает $[\psi n]$ значениями из выборки.

Для каждого случая вычислим вспомогательные характеристики, исходя из предположения равномерности распределения значений внутри отдельных интервалов вариационного ряда. Вычисляется среднее значение со стандартным отклонением:

$$m = 0,2x_{1/16} + 0,6x_{1/2} + 0,2x_{15/16};$$

$$s = \frac{1,1s^*}{\sqrt{n}},$$

$$s^* = \frac{1}{3}(x_{1/16} - x_{15/16}),$$

где n – объем исследуемой выборки;

m – оценка среднего значения размеров частиц;

s – оценка среднеквадратического отклонения;

$x_{1/16}, x_{1/2}, x_{15/16}, s^*$ – вспомогательные величины.

Для данных по первому образцу имеем (верхние индексы относятся к номерам проверяемых индексов):

$$x_{1/16}^1 = 115,18; \quad x_{1/2}^1 = 40,58; \quad x_{15/16}^1 = 3,067;$$

$$m_1 = 0,2x_{1/16}^1 + 0,6x_{1/2}^1 + 0,2x_{15/16}^1 = 0,2 \times 115,18 + 0,6 \times 40,58 + 0,2 \times 3,067 \approx 47,997;$$

$$s_1^* = \frac{1}{3}(x_{1/16}^1 - x_{15/16}^1) = \frac{1}{3}(115,18 - 3,067) \approx 37,37; \quad s_1 \approx 0,41.$$

Соответственно для данных второго образца:

$$x_{1/16}^2 = 162,57; \quad x_{1/2}^2 = 49,5; \quad x_{15/16}^2 = 4,668;$$

$$m_2 = 0,2x_{1/16}^2 + 0,6x_{1/2}^2 + 0,2x_{15/16}^2 = 0,2 \times 162,57 + 0,6 \times 49,5 + 0,2 \times 4,668 \approx 63,27;$$

$$s_2^* = \frac{1}{3}(x_{1/16}^2 - x_{15/16}^2) = \frac{1}{3}(162,57 - 4,668) \approx 52,63; \quad s_2 \approx 0,58.$$

Статистика критерия Кенуя M имеет вид:

$$M = \frac{m_1 - m_2}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}}.$$

При достаточно больших объемах выборки (что полностью соответствует проведенному эксперименту) статистика критерия распределена нормально. Поэтому нулевая гипотеза отсутствия сдвига не отклоняется при уровне значимости α (доверительной вероятности $1 - \alpha$), если

$$|M| = \left| \frac{m_1 - m_2}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}} \right| < u_{(2-\alpha)/2}.$$

В нашем случае для $\alpha = 0,05$ имеем $u_{(2-\alpha)/2} = u_{0,975} = 1,96$ – квантиль стандартного нормального распределения.

$$\text{Поскольку } |M| = \left| \frac{m_1 - m_2}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}} \right| = \left| \frac{47,997 - 63,27}{\sqrt{0,41^2 + 0,58^2}} \right| \approx 21,5 > u_{(2-\alpha)/2} = u_{0,975} = 1,96, \text{ то есть все}$$

основания не отклонять гипотезу сдвига.

Если непараметрический критерий гипотезу не отклоняет, то рекомендуется осуществить дальнейшую проверку одним из наиболее точных параметрических критериев.

Так как наименее противоречивыми являлись экспоненциальный закон распределения и распределение Вейбулла в общем случае, проверим гипотезу сдвига, исходя из предположения об экспоненциальных законах распределения двух выборок.

Пусть $f_1(x)$ и $f_2(x)$ – плотности вероятностей экспоненциальных законов распределения размеров частиц для первого и второго образцов соответственно. Выдвигается гипотеза о равенстве математических ожиданий $H_0: v_1 = v_2$ против альтернативы $H_1: v_1 > v_2$ и $H_2: v_1 < v_2$. Уровень значимости $\alpha = 0,05$.

Применим критерий Фишера для проверки гипотезы о сдвиге среднего значения размеров частиц. Статистика критерия Фишера F имеет вид:

$$F = \frac{\bar{x}}{\bar{y}},$$

где $\bar{x}$, $\bar{y}$ – оценки математических ожиданий для первой и второй выборки соответственно (будем использовать средневзвешенное значение каждого вариационного ряда).

В нашем случае, поскольку в числителе должно находиться большее значение, статистика критерия имеет вид:

$$F = \frac{\bar{y}}{\bar{x}} = \frac{62,45}{49,32} \approx 1,27.$$

При справедливости нулевой гипотезы статистика F имеет распределение Фишера с $f = 2n$ и $f = 2m$ степенями свободы (n, m – объемы первой и второй выборок соответственно). Для доверительной вероятности 0,95 имеем критическое значение распределения Фишера:

$$F_{(1+0,95)/2}(2m, 2n) = F_{0,975}(2m, 2n) \approx 1,04.$$

Поскольку $F = \frac{\bar{y}}{\bar{x}} = 1,27 > F_{(1+0,95)/2}(2m, 2n) = F_{0,975}(2m, 2n) = 1,04$, то нулевая гипотеза отвергается в пользу альтернативы $H_2: v_1 < v_2$.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что имеет место сдвиг среднего значения размеров частиц для наблюдаемых случайных величин.

Заключение. На основании исследований гранулометрического состава пыли горных пород можно сделать вывод о том, что имеет место сдвиг среднего значения размеров частиц для наблюдаемых случайных величин.

Резюмируя результаты статистической обработки, можно сделать вывод о смещении среднего значения размеров частиц в сторону увеличения [2, 3], что позволяет также сделать выводы о положительном влиянии обработки частиц пыли ультразвуком для повышения эффективности пылеподавления.

Полученные результаты исследований и их графическое отображение позволяют произвести выбор газоочистных установок от пыли для торфобрикетных заводов, оборудованных паровыми трубчатыми сушилками с оптимальными параметрами. В торфяной промышленности в настоящее время такие сушилки используются на ОАО «Старобинский ТБЗ», ОАО ТБЗ «Ляховичский», ОАО ТБЗ «Гатча-Осовский», ОАО ТБЗ «Дитва», ОАО ТБЗ «Лидский», ОАО ТП «Днепровское», ОАО ТБЗ «Неман» и др., которые являются основными поставщиками коммунально-бытового топлива.

Список использованных источников

1. Комплексное обеспыливание / С.Б. Романченко [и др.]. – М.: Горное дело ООО «Киммерийский центр», 2016. – 288 с.
2. Кобзарь, А.И. Прикладная математическая статистика / А.И. Кобзарь. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 816 с.
3. Большев, Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 416 с.

Информация об авторах

Березовский Николай Иванович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: berezovsky@bntu.by.

Крук Юлия Сигизмундовна – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры программного обеспечения информационных систем и технологий Белорусского национального технического университета (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: Krukjs@bntu.by.

Борисейко Владимир Васильевич – аспирант, старший преподаватель кафедры «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: boriseyko.v@bntu.by.

Information about the authors

Berezovsky Nikolay Ivanovich – D. Sc. (Engineering), Professor, Head of the “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University, (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: berezovsky@bntu.by.

Kruk Julia Sigizmundovna – Ph. D. (Physics and Mathematics), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Software of Information Systems and Technologies of the Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: Krukjs@bntu.by.

Boriseyko Vladimir Vasilievich – Graduate Student, Senior Lecturer, “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University, (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: boriseyko.v@bntu.by.

Поступила в редакцию 08.10.2019 г.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 622.23.054.53(045)(476)

Казаченко Г.В.¹, Басалай Г.А.¹, Грідюшко Д.В.²¹Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь²ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения
с Опытным производством», г. Солигорск, Беларусь**ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШНЕКОВЫХ ФРЕЗ**

Аннотация. Рассматривается распространенный механизм исполнительных органов проходческих и очистных комбайнов, а также некоторых других технологических машин с точки зрения оценки влияния конструктивных и режимных параметров на характеристики производительности и затрат мощности на выполнение рабочих процессов. Предложенные зависимости для вычисления кинематических и энергетических характеристик базируются на математическом моделировании рабочего процесса с использованием физико-технических свойств сред, в которых работают шнек-фрезы, называемые также режущими шнеками.

Ключевые слова: шнек, фреза, исполнительный орган.

Kazachenko G.V.¹, Basalai R.A.¹, Hrydziushka D.V.²¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus²JSC "Soligorsk Institute of Resources Saving Problems with Pilot Production", Soligorsk, Belarus**FEATURES OF THE WORKING PROCESS OF SCREW MILLERS**

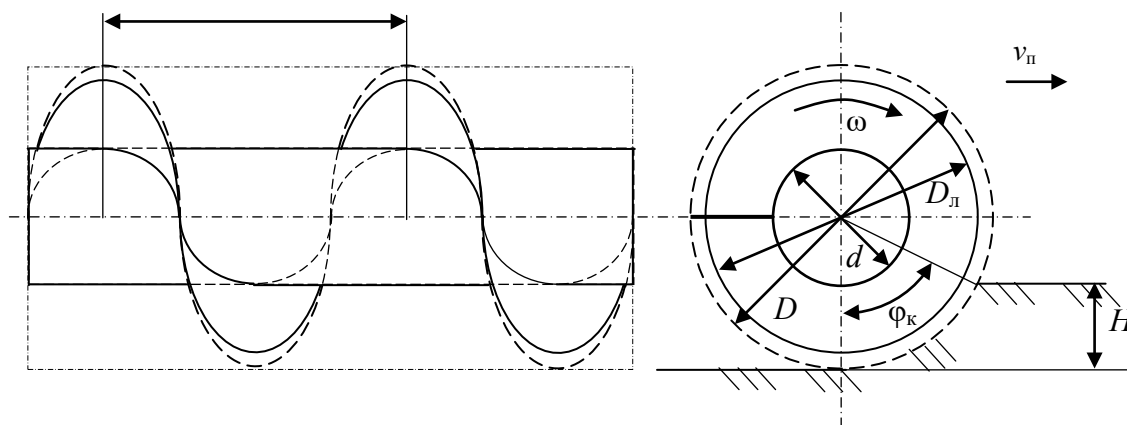
Abstract. The widespread mechanism of the executive bodies of roadheaders and shearers, as well as some other technological machines, is examined from the point of view of assessing the influence of design and operating parameters on the performance characteristics and power intensity on the performance of work processes. The proposed dependences for calculating the kinematic and energy characteristics are based on mathematical modeling of the working process with the involvement of the physico-technical properties of the media in which the auger cutters operate, which are also called cutting augers.

Keywords: auger, mill, executive body.

Введение. Исполнительные органы современных проходческо-очистных комбайнов и некоторых других машин, используемых в технологиях подземной добычи соляных пород, а также при добыче некоторых других полезных ископаемых открытым способом, включают режущие шнеки. Подобными механизмами оснащаются проходческие и очистные комбайны производства российских, украинских и белорусских предприятий горного машиностроения, а также ведущих компаний – производителей горных машин во всем мире. Анализ конструкций и режимов работы такого типа исполнительных органов посвящены многочисленные исследования [1-6]. Тем не менее, некоторые стороны их рабочих процессов и влияния на них режимных и технических параметров режущих шнеков изучены недостаточно и требуют дополнительного анализа в связи с возникновением ряда задач повышения эффективности подобных механизмов. Некоторые из таких задач рассматриваются в предлагаемой работе. В первую очередь, рассматриваются подходы к обеспечению требуемой производительности режу-

ших шнеков, а также минимизации энергозатрат на их работу и снижению динамических нагрузок как на сами механизмы, так и на их приводы.

Исследования и некоторые результаты. Основные параметры, характеризующие геометрию и кинематику взаимодействия режущего шнека с горными породами, обозначены на рисунке 1.



t_b – шаг лопастей шнека; $D_л$ – диаметр лопастей шнека; ω – угловая скорость вращения; D – наружный диаметр режущей кромки или диаметр шнека по концам резцов; d – внутренний диаметр лопастей; $v_п$ – скорость подачи шнека на забой; ϕ_k – угол контакта режущих элементов с массивом породы; H – мощность разрушаемого слоя породы

Рисунок 1. – Основные параметры режущего шнека

Отметим также, что разрушающие породу элементы шнека могут быть дискретными (отдельные резцы, установленные на наружной поверхности лопастей) или непрерывными (вся наружная поверхность лопастей шнека снабжена режущей кромкой). Режущими шнеками первого типа обычно снабжаются исполнительные элементы очистных и проходческих комбайнов, а второго – режущие шнеки машин, применяемых при открытой добыче полезных ископаемых и мелиоративных работах. На рисунке 1 изображен режущий шнек с осью вращения в горизонтальной плоскости. В практике, например при добыче торфа, используются также шнеки с осями вращения в вертикальной плоскости [7].

Режущие шнеки очистных и проходческих комбайнов чаще всего выполняют несколько функций. Первая и основная из них – разрушение и измельчение массива горной породы. Вторая и третья заключаются в перемещении горной породы шнеком, как винтовым конвейером, и создании напора горной массы, необходимого для ее подачи на транспортирующий или перерабатывающий механизм. Таким образом, шнековые механизмы используются как органы разрушения и транспортирования горных пород, а также, как винтовые прессы (насосы). Энергетические затраты на работу шнекофрезы вычислим с учетом этих функций.

Затраты энергии на разрушение породы вычислим по известной формуле [1-3]:

$$N_p = e_p \cdot Q, \quad (1)$$

где e_p – удельные затраты мощности для разрушения массива породы;

Q – объемная производительность.

Известно, что удельные затраты мощности зависят от прочности массива горной породы и характера взаимодействия режущих элементов с ней. Они могут быть определены с помощью специальных экспериментов [8] или расчетным способом [6]. При определении e_p расчетом целесообразно использовать зависимость:

$$e_p = c_1 \cdot h^{c_2}, \quad (2)$$

где c_1 – коэффициент, зависящий в основном от прочностных свойств породы, системно определяемых коэффициентом крепости Протодяконова;

c_2 – показатель степени, оценивающий интенсивность влияния толщины h стружки, снимаемой резцами или режущей кромкой, на удельные затраты e_p мощности.

Сведения о величинах e_p , c_1 и c_2 в настоящее время достаточно ограничены, и существует необходимость их определения для различных горных пород.

Толщина h стружки, снимаемой резцами, может быть определена на основании изучения кинематики их движения. Для исполнительных органов, движение которых состоит из двух и более независимых движений, одно из которых вращательное, толщина стружки является величиной переменной, зависящей также от толщины разрабатываемого слоя породы.

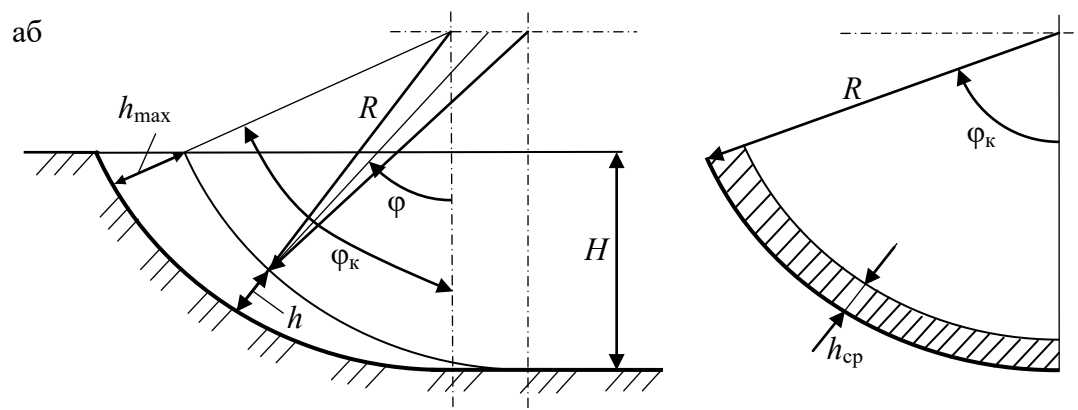
Резцы или непрерывная режущая кромка шнек-фрезы снимают стружку, мгновенное значение которой (рисунок 2) равно:

$$h = \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_k} h_{\max}, \quad (3)$$

где φ – текущий угол положения режущего элемента;

φ_k – полный угол контакта фрезы с массивом;

$h_{\max}$ – максимальное значение толщины стружки [5].



а – действительная форма стружки; б – эквивалентная форма

Рисунок 2. – К определению средней глубины резания (толщины стружки)

Угол φ_k контакта фрезы с забоем для фрез, работающих полным захватом, когда $H = D$, составляет π . В случае, когда фреза работает с углом контакта, меньшим, чем $\pi/2$,

$$\varphi_k = \arccos \frac{D/2 - H}{D/2} = \arccos \frac{D - 2H}{D} = \arccos \left(1 - \frac{2H}{D} \right). \quad (4)$$

Максимальное значение толщины $h_{\max}$ стружки также зависит от мощности разрабатываемого слоя породы и параметров режущего шнека [5]:

$$h_{\max} = \frac{2\pi \cdot v_n \sqrt{H(R-H)}}{\omega \cdot z \cdot R}, \quad (5)$$

где z – число резцов в рассматриваемой плоскости резания при их равномерном расположении.

В расчетных методиках помимо текущего и максимального значений толщины стружки используется ее среднее значение [3]:

$$h_{cp} = \frac{2\pi \cdot v_n}{\omega \cdot z_{cp} \cdot \varphi_k} (1 - \cos \varphi_k), \quad (6)$$

где z_{cp} – среднее число резцов в рассматриваемой плоскости резания.

Для шнек-фрез, работающих полным или половинным захватом:

$$h_{cp} = \frac{2}{\pi} h_{max}, \quad (7)$$

а максимальное значение:

$$h_{max} = \frac{4 \cdot v_n}{\omega \cdot z_{cp}}. \quad (8)$$

В различных плоскостях резания может быть различное число резцов (рисунок 3).

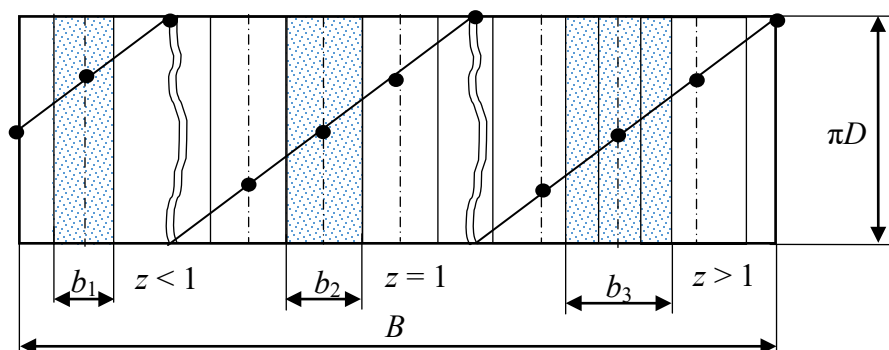


Рисунок 3. – К определению среднего числа резцов в плоскости резания

В связи с этим в свое время проф. Ф.А. Опейко ввел в рассмотрение среднее число резцов в линии резания и предложил его определять по формуле:

$$z_{cp} = \frac{b \cdot n}{B}. \quad (9)$$

где b – ширина захвата одного резца;

n – число резцов на рабочей части фрезы;

B – ширина захвата фрезы (длина ее рабочей части).

Эта формула применима для большинства фрез с цилиндрической рабочей поверхностью. В тех случаях, когда режущей кромкой снабжена вся наружная часть лопастей шнек-фрезы, среднее число z_{cp} резцов в линиях резания равно числу заходов шнека. Таким образом определены все параметры, необходимые для определения удельных затрат мощности на разрушение породы шнек-фрезой.

Прежде, чем анализировать остальные составляющие затрат мощности, охарактеризуем производительность шнек-фрезы. Ее производительность по ходу (по разрушению породы):

$$Q = B \cdot H \cdot v_n, \quad (10)$$

из условия баланса производительности должна быть меньше теоретически возможной:

$$Q_r = R \cdot \omega \cdot b_o \cdot h_{cp} (1 + \operatorname{tg} \varphi_p) n. \quad (11)$$

где b_o – ширина захвата резца по наружному диаметру;

φ_p – угол развала бороздки, прорезаемой резцом.

Перечисленные параметры, как уже отмечено, должны удовлетворять условию:

$$H \cdot v_{\pi} < R \cdot \omega \cdot b_o \cdot h_{cp} \left(1 + \operatorname{tg} \varphi_p\right) \frac{z_{cp}}{b}. \quad (12)$$

Помимо условия обеспечения производительности по разрушению [9] горных пород шнеки таких фрез должны обеспечивать необходимую производительность по их транспортированию. Транспортирование породы шнеком осуществляется в двух направлениях. Одно из них – направление перемещения машины, второе – вдоль оси шнека. Если перемещение породы вместе со шнеком осуществляется со скоростью v_{π} подачи, то перемещение вдоль оси фрезы осуществляется с некоторой скоростью v_o , величина которой зависит от целого ряда факторов. В большинстве случаев основой изучения такого движения выбирается [8, 9] принцип движения невращающейся гайки по вращающемуся винту. Особенности перемещения горной породы как упруго-пластической или кусковой среды учитывают [2, 10] коэффициентом циркуляции, значения которого разными авторами рекомендуются различными в довольно широких пределах по ширине захвата шнек-фрезы. Для определения параметров процесса циркуляции горной породы в шнек-фрезе обозначим среднюю угловую скорость потока породы через ω_{π} . Тогда ее значение можно определить с помощью коэффициента циркуляции K_{π} и угловой скорости ω шнека:

$$\omega_{\pi} = \omega \cdot (1 - K_{\pi}). \quad (13)$$

При отсутствии циркуляции $K_{\pi} = 0$, $\omega_{\pi} = \omega$, т.е. порода вращается вместе со шнеком, и осевая скорость v_o ее перемещения равна нулю. Если порода относительно шнека (его вала и лопастей) проскальзывает, то существует ее движение в направлении оси. Тогда результирующую скорость v частиц материала относительно шнека (рисунок 4) можно представить в виде геометрической суммы осевой v_o и тангенциальной v_{τ} составляющих скорости частиц породы:

$$\bar{v} = \bar{v}_{\tau} + \bar{v}_o. \quad (14)$$

Тангенциальная составляющая:

$$v_{\tau} = \omega_{\pi} \cdot r = \omega \cdot r \cdot (1 - K_{\pi}), \quad (15)$$

где r – радиус положения рассматриваемой частицы породы относительно оси шнека.

Осевая составляющая:

$$v_o = \frac{(\omega - \omega_{\pi}) \cdot h_b}{2\pi} = \frac{\omega \cdot h_b \cdot (1 - K_{\pi})}{2\pi}, \quad (16)$$

где h_b – шаг лопастей.

Тогда:

$$v = \omega (1 - K_{\pi}) \sqrt{r^2 + \frac{h_b^2}{4\pi^2}}. \quad (17)$$

Скорость подачи здесь не учитываем в связи с ее малостью в реальных машинах.

Таким образом, скорость v и ее составляющие v_o и v_{τ} зависят от радиуса положения рассматриваемой частицы породы относительно оси шнека и коэффициента циркуляции. В первом приближении этот коэффициент принимается постоянным [10].

Так как большинство реальных машин имеет в своем составе шнек-фрезы, которые не перемещаются в осевом направлении (проходческие и очистные комбайны, поч-

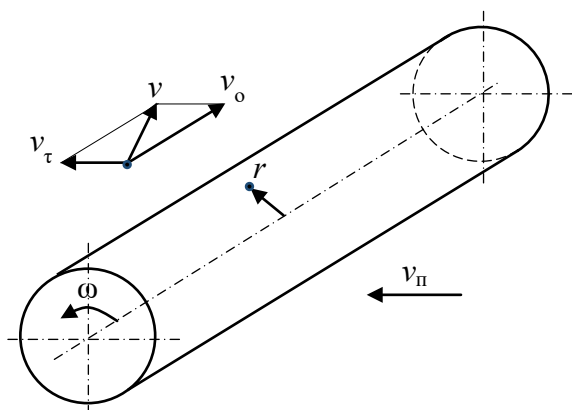


Рисунок 4. – К определению скорости частиц породы

воподдирочные машины, шнековые профилировщики), то среднее значение осевой составляющей скорости материала можно вычислить, используя (16).

Однако вследствие изменения степени заполнения поперечного сечения рабочего пространства шнека горной массой (рисунок 4), ее циркуляция может быть различной. Это следует из определения коэффициента циркуляции:

$$K_{\text{ц}} = \frac{\omega - \omega_{\text{п}}}{\omega}, \quad (18)$$

согласно которого при $\omega_{\text{п}} = \text{const}$ этот коэффициент также постоянен. В этом случае теоретически возможная производительность шнек-фрезы по перемещению породы в осевом направлении:

$$Q_o = \int_0^R \int_0^{\varphi_{\text{ш}}} \omega (1 - K_{\text{ц}}) \frac{h_b}{2\pi} dr \cdot r \cdot d\varphi_{\text{ш}}, \quad (19)$$

где $\varphi_{\text{ш}}$ – центральный угол контакта перемещаемой породы со шнеком (рисунок 5).

Реальная производительность существенно зависит от угла $\varphi_{\text{ш}}$ контакта перемещаемой породы со шнеком и может быть определена по формуле:

$$Q_o = v_o \cdot K_3 \left(\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \frac{\delta (D_{\text{л}} - d)}{2 \sin \alpha_c} \right), \quad (20)$$

где v_o – среднее значение осевой скорости породы;

K_3 – коэффициент заполнения поперечного сечения шнека породой;

δ – толщина лопасти;

α_c – средний угол подъема винтовой линии шнека.

Величиной $\delta / \sin \alpha_c$ в формуле (20) можно пренебречь по причине ее малости по сравнению с $\pi(R^2 - r^2)$.

Соотношения (19) и (20) показывают, что производительность шнек-фрезы по перемещению породы в осевом направлении зависит от размеров шнековой части фрезы и коэффициентов $K_{\text{ц}}$ и K_3 . Коэффициент K_3 может быть определен по формуле:

$$K_3 = \frac{v_{\text{п}} \cdot H \cdot l \cdot K_{\text{р}}}{\pi (R^2 - r^2) v_o}, \quad (21)$$

где $K_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления породы.

Среднее значение осевой скорости породы найдем из условия равенства производительности по осевому перемещению на выходе из шнека и производительности по разрушению:

$$H \cdot B \cdot v_{\text{п}} \cdot K_{\text{р}} = v_o \cdot \pi \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right) K_{3\text{max}}, \quad (22)$$

где $K_{3\text{max}}$ – максимальное значение коэффициента заполнения шнека породой.

Отсюда:

$$v_o = \frac{4H \cdot B \cdot v_{\text{п}} \cdot K_{\text{р}}}{\pi K_{3\text{max}}}. \quad (23)$$

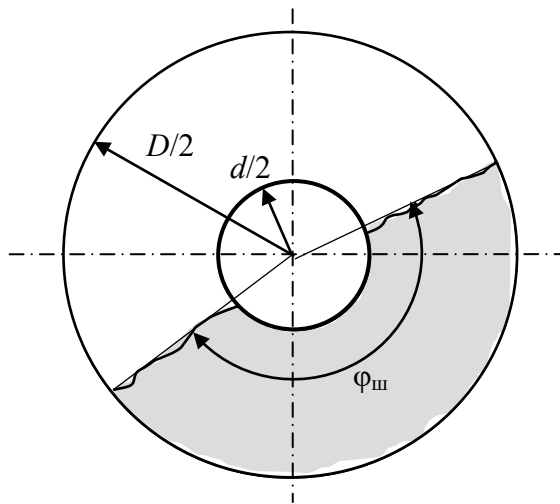


Рисунок 5. – К определению осевой производительности шнек-фрезы

Так как максимальное значение $K_{3 \max}$ равно единице, то из формулы (23) следует соотношение между основными конструктивными и кинематическими параметрами шнека:

$$\frac{8K_p \cdot H \cdot B \cdot v_n \cdot \omega \cdot h_b (1 - K_{\text{ц}})}{D_n^2 - d^2} < 1. \quad (24)$$

При постоянных значениях v_o и K_p коэффициент K_3 линейно зависит от расстояния рассматриваемого сечения от начала фрезы (рисунок 6).

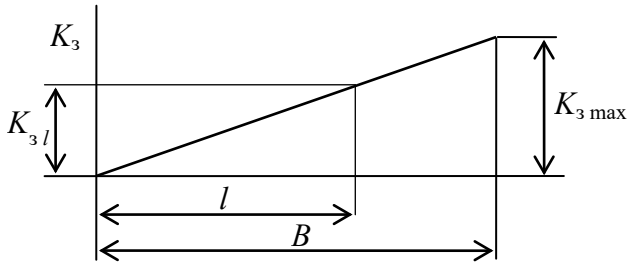


Рисунок 6. – Изменение коэффициента K_3 по ширине захвата шнек-фрезы

Естественно принять, что производительность по поперечному сечению в зависимости от l изменяется по такому же закону. Предлагаемые зависимости позволяют построить метод расчета режимов работы и некоторых конструктивных размеров шнек-фрез, задавшись максимальным значением коэффициента $K_{3 \max}$ заполнения шнека на выходе материала из него.

Этот метод заключается в определении среднего значения осевой скорости v_o (21), среднего значения коэффициента $K_{\text{ц}}$ циркуляции породы, ее угловой скорости и на этой основе с учетом распределения нагрузок на элементы шнека можно определить его основные конструктивные размеры.

Нагрузки, действующие на элементы шнека, можно найти, исходя из мощностей, затрачиваемых на выполнение шнек-фрезой указанных ранее функций. Нагрузки на резцы шнек-фрезы от сил сопротивления разрушению породы находим на основании вычисления мощности. Представим эти затраты в виде:

$$N_p = P_p \cdot v_p, \quad (25)$$

где P_p – суммарная сила резания породы с фрезой, $P_p = \sum_1^m P_{pi}$;

P_{pi} – сила резания, действующая на один резец;

m – число резцов, взаимодействующих с породой;

v_p – скорость резания породы без учета скорости v_n подачи, $v_p = \omega \cdot R_p$.

Максимальное значение силы резания, действующей на один резец, вычислим, используя зависимость:

$$P_{pi \max} = e_{pi} \cdot F_{i \max}, \quad (26)$$

где $P_{pi \max}$ – максимальное значение силы сопротивления резанию;

e_{pi} – сопротивление резанию i -го резца;

$F_{i \max}$ – максимальная площадь сечения стружки, снимаемой резцом.

Так как

$$F_{i \max} = h_{i \max} \left(\frac{b_o + 2h_i \cdot \operatorname{tg} \varphi_p}{2} \right),$$

$$e_{p \max} = c_1 \cdot h_{i \max}^{c_2},$$

то

$$P_{pi \max} = c_1 \cdot h_{i \max}^{c_2+1} \left(\frac{b_o + 2h_{i \max} \cdot \operatorname{tg} \varphi_p}{2} \right). \quad (27)$$

Эта сила может быть положена в основу определения размеров резца, необходимых для обеспечения его прочности и надежности.

Лопастей шнека находятся под действием сил давления со стороны перемещаемой породы, а также окружных усилий со стороны резцов. Каждая лопасть в зоне контакта с перемещаемой породой находится под действием осевого усилия:

$$P_{oi} = \int_0^{\varphi_k} \int_r^R p \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi_i, \quad (28)$$

где p – давление перемещаемой породы на лопасть;

ρ – текущий радиус площади поперечного сечения;

i – номер витка лопасти, $i = s$;

s – число витков лопастей, контактирующих с перемещаемой породой.

Общая сила сопротивления перемещению шнека:

$$P_o = \sum_1^s P_{oi}. \quad (29)$$

Сила P_o уравнивает силу трения перемещаемой породы о корпус шнека (погрузочный щиток) и неразрушенную породу:

$$P_T = \int_0^B f_1 \cdot p_1 \cdot dl \rho_1 \cdot \varphi_{1k} + \int_0^B f_2 \cdot p_2 \cdot dl \rho_2 \cdot \varphi_{2k}, \quad (30)$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты трения перемещаемой рудной массы о массив породы и кожух (погрузочный щиток);

p_1 и p_2 – соответствующие давления;

φ_{1k} , φ_{2k} – углы контакта породы с массивом породы и кожухом шнека.

Эту силу можно определить по упрощенной формуле:

$$P_T = f \cdot m_{\pi} \cdot g, \quad (31)$$

где f – приведенный коэффициент трения, который может быть принят равным половине суммы f_1 и f_2 ;

m_{π} – масса перемещаемой шнеком породы.

Масса m_{π} находится из условия равенства производительности шнека и производительности фрезы в выходном сечении:

$$\rho \cdot B \cdot H \cdot v_p = \frac{m_{\pi} \cdot v_o}{B}. \quad (32)$$

Отсюда имеем:

$$m_{\pi} = \frac{\rho_{\pi} \cdot B \cdot H \cdot v_{\pi}}{v_o}. \quad (33)$$

Учитывая (23), получаем окончательно:

$$m_{\pi} = \frac{2\pi \cdot \rho_{\pi} \cdot B \cdot H \cdot v_{\pi}}{\omega \cdot h_b (1 - K_{\pi})}; \quad (34)$$

$$P_T = \frac{2f \cdot g \cdot \pi \cdot \rho_{\pi} \cdot B \cdot H \cdot v_{\pi}}{\omega \cdot h_b (1 - K_{\pi})}, \quad (35)$$

где ρ_{π} – плотность породы в массиве.

Тогда затраты мощности N_{π} на перемещение породы шнеками шнек-фрезы:

$$N_{\pi} = f \cdot g \cdot \pi \cdot \rho_{\pi} \cdot H \cdot B \cdot v_{\pi}. \quad (36)$$

Мощность для погрузки породы на транспортирующие механизмы, например, на забойный скребковый конвейер, представляет собой сумму затрат мощности на ее подъем и на преодоление трения о лемех:

$$N_{п2} = \rho_{п} \cdot g \cdot Q \cdot H_{п} + f_{к} \cdot p_{п} \cdot F_{т} \cdot v_{т}, \quad (37)$$

где $H_{п}$ – средняя высота подъема принимается равной высоте става;

$f_{к}$ – коэффициент трения породы о став конвейера;

$p_{п}$ – давление породы на став конвейера;

$v_{т}$ – скорость скольжения породы о став.

Первая часть этих затрат мощности определяется с некоторым запасом, так как не весь поток транспортируемой породы в процессе погрузки поднимается на высоту $H_{п}$.

Для уточнения затрат мощности на трение породы при ее подъеме рассмотрим кинематику движения потока горной массы при ее подъеме. Часть потока горной массы, находящаяся выше става конвейера, не испытывает трения о став при подъеме. Другая часть, которая находится ниже става конвейера, создает силу давления, которая определяется интегралом:

$$P_{тп} = \iint_{F_{т}} f_{к} \cdot p_{п} \cdot dF_{т}. \quad (38)$$

Пределы интегрирования зависят от размеров и режима работы шнек-фрезы, а также высоты става конвейера. Воспользовавшись средним значением давления p на став конвейера и считая постоянным значение коэффициента трения, запишем:

$$P_{тп} = f_{к} \cdot p_{п} \iint_{F_{т}} dF_{т}, \quad (39)$$

где $\iint_{F_{т}} dF_{т}$ – площадь контакта потока породы со ставом конвейера, $\iint_{F_{т}} dF_{т} = F_{т}$.

Скорость $v_{с}$ скольжения можно оценить, приняв, что при перегрузке на конвейер поперечное сечение потока руды остается неизменным, отсюда следует, что скорость скольжения $v_{с}$ массы относительно става:

$$v_{с} = v_{о}. \quad (40)$$

Приняв силу трения P пропорциональной высоте потока, мощность, необходимая на преодоление трения потока о став конвейера:

$$N''_{п2} = f_{к} \cdot \rho_{п} \cdot \frac{H_{п}}{H_{с}} H \cdot B \cdot v_{п}, \quad (41)$$

где $H_{с}$ – высота слоя породы, выходящей из шнека.

Заключение. Анализ источников информации по теме работы и проведенное исследование показали, что при определении ряда размеров и конструктивных параметров шнек-фрез необходимо учитывать закономерности, вытекающие из законов сохранения и ряда уравнений равновесия в рабочем процессе. Также установлено, что основным параметром, определяющим производительность шнек-фрезы по транспортированию породы, является коэффициент заполнения поперечного сечения шнека рудной массой. Вычисление затрат мощности на работу шнек-фрезы свидетельствует, что они зависят от конструктивных и режимных параметров, которые влияют на производительность. В статье не рассмотрены обозначенные вопросы обоснования оптимальных параметров, так как авторы считают, что эти вопросы требуют специального отдельного исследования.

Список использованных источников

1. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
2. Морев, А.Б. Горные машины для калийных рудников / А.Б. Морев, А.Д. Смышчаник, Г.В. Казаченко. – Минск: Интегралполиграф, 2009. – 544 с.
3. Горные машины: учебное пособие: в 2 частях. Ч. 1: Основы теории / Г.В. Казаченко [и др.]; под общ. ред. В.Я. Прушака. – Минск: Вышэйшая школа, 2018. – 183 с.
4. Горные машины: в 2-х частях / под общ. ред. В.Я. Прушака. – Ч. 2: Машины и комплексы для добычи полезных ископаемых / Г.В. Казаченко, В.Я. Прушак, Г.А. Басалай. – Минск: Вышэйшая школа, 2018. – 224 с.
5. Казаченко, Г.В. Число резцов в линии резания и неравномерность силы резания / Г.В. Казаченко // Горная механика. – 2007. – № 3. – С. 45-50.
6. Казаченко, Г.В. Энергетический баланс дисковой фрезы // Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай // Горная механика и машиностроение. – 2010. – № 1. – С. 74-82.
7. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.
8. Басалай, Г.А. Программно-технические средства измерения сил резания горной породы / Г.А. Басалай // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 3. – С. 55-63.
9. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
10. Обоснование геометрических и режимных параметров шнековых исполнительных органов, обеспечивающих эффективность погрузки угля на забойный конвейер / В.В. Габов [и др.] // Уголь. – 2018. – № 2. – С. 32-35.

Информация об авторах

Казаченко Георгий Васильевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: kazachenko@bntu.by.

Басалай Григорий Антонович – старший преподаватель кафедры «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: rbasalai@bntu.by.

Гридюшко Дмитрий Валерьевич – магистр технических наук, аспирант Белорусского национального технического университета, начальник Опытного-экспериментального цеха, ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством» (ул. Козлова, 69, 223710, г. Солигорск, Беларусь), e-mail: ipr@sipr.by.

Information about the authors

Kazachenko Georgi Vasilievich – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: kazachenko@bntu.by.

Basalai Ryhor Antonovich – Senior lecturer, “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: rbasalai@bntu.by.

Hrydziushka Dzmitry Valerievich – Master of Engineering Sciences, post-graduate student, Belarusian National Technical University, Head of the experimental workshop, JSC “Soligorsk Institute of Resources Saving Problems with Pilot Production” (69, Kozlova Str., 223710, Soligorsk, Belarus), e-mail: ipr@sipr.by.

Поступила в редакцию 16.10.2019 г.

УДК 681.587:531.3(045)(476)

Локтионов А.В.*УО «Витебский государственный технологический университет», г. Витебск, Беларусь***КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ПРОСТРАНСТВЕННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**

Аннотация. Получены расчетные формулы и представлен пример расчета дифференциального уравнения движения робота-манипулятора, работающего в цилиндрической системе координат. Предложены аналитические зависимости для расчета скорости центра схвата трехзвенного робота с тремя степенями подвижности. Получены в цилиндрических координатах дифференциальные уравнения движения центра схвата пространственного исполнительного механизма.

Ключевые слова: кинематика, расчет, исполнительный механизм, дифференциальное уравнение, движение, цилиндрические координаты.

Loktionov A.V.*Vitebsk State Technological University, Vitebsk, Belarus***KINEMATIC AND DYNAMIC CALCULATION OF THE SPATIAL
EXECUTIVE MECHANISM**

Abstract. Calculation formulas are obtained and an example of calculating the differential equation of motion of a robot manipulator operating in a cylindrical coordinate system is presented. Analytical dependences are proposed for calculating the speed of a gripper center of a three-link robot with three degrees of mobility. Differential equations of motion of the center of a gripper of a spatial executive mechanism were obtained in cylindrical coordinates.

Keywords: kinematics, calculation, actuator, differential equation, motion, cylindrical coordinates.

Введение. Механическая система манипулятора представляет пространственный механизм в виде кинематических цепей из звеньев, образующих кинематические пары с угловым или поступательным относительным движением.

Степени подвижности манипулятора делятся на переносные и ориентирующие. Переносные степени подвижности служат для перемещения рабочего органа в рабочей зоне манипулятора, а ориентирующие – для его угловой ориентации. Минимально необходимое число переносных степеней подвижности для перемещения рабочего органа в пространстве рабочей зоны равно трем. Максимально необходимое число ориентирующих степеней подвижности равно трем. Они реализуются кинематическими парами с угловым перемещением, обеспечивающими поворот рабочего органа манипулятора относительно его продольной и двух взаимно перпендикулярных осей.

Манипуляторы, работающие в прямоугольной системе координат, имеют рабочую зону в форме параллелепипеда. Все перемещения только поступательные. Поэтому, такая система координат наиболее удобна для выполнения прямолинейных движений. В манипуляторах, работающих в цилиндрической системе координат, наряду с поступательными перемещениями осуществляется одно угловое перемещение. В сферической системе координат осуществляются два угловых перемещения и поступательное перемещение рабочего органа.

Для оценки технических возможностей промышленных роботов-манипуляторов [1, 2] необходимо знать их кинематические характеристики. Они требуются для решения задач, связанных с прочностным расчетом, конструированием звеньев и оценкой динамических свойств механизма. При проведении силового расчета исполнительного механизма необходимо определить силу инерции и сопротивления движению звеньев, для чего должны быть известны скорость и ускорение центра схвата робота [2-4]. Для вписывания механизма в конструкцию машинного агрегата необходимо знать траекторию движения его звеньев и их положения, определяющие габаритные размеры механизма. Существуют различные методы определения геометрических, кинематических и силовых параметров исполнительных механизмов роботов-манипуляторов. Наиболее простой векторный метод расчета целесообразно применять в случаях, при которых звенья расположены в одной плоскости [1, 5, 6]. Методика его применения предполагает определение проекций звеньев, а затем – векторов скорости и ускорения на неподвижные оси координат. Установлено, что применительно к двухзвенному исполнительному механизму с тремя степенями подвижности [5, 6] векторный метод достаточно сложен и поэтому не используется для пространственных схем размещения звеньев роботов-манипуляторов. Для составления дифференциальных уравнений движения пространственных исполнительных механизмов необходимы кинематические расчеты скорости центра схвата роботов в подвижной и неподвижной системах координат [1, 6-9]. В работе [10] изложен расчет кинематических параметров и дифференциального уравнения движения пространственного исполнительного механизма в декартовых координатах. Рассмотрим манипуляторы, работающие в цилиндрической системе координат [5, 7]. Для исследования динамики механической системы манипулятора применим уравнения Лагранжа второго рода.

Расчет кинематических параметров робота-манипулятора в цилиндрических координатах. Рассмотрим матричный метод расчета кинематических параметров в цилиндрических координатах, который применим к роботу-манипулятору с тремя степенями подвижности [1, 2, 5].

Аналитические исследования по расчету кинематических параметров точки M (на рисунке 1 не показана) матричным методом выполнены для случая, когда относительно центра O ее координаты $x_3, y_3, z_3 = \text{const}$.

В прямоугольной неподвижной системе координат $x y z$ положение вектора $\vec{R}$ (рисунок 1) определяется текущими координатами x, y, z точки O_3 . В цилиндрической подвижной системе координат положение точки O_3 определяется расстоянием r ,

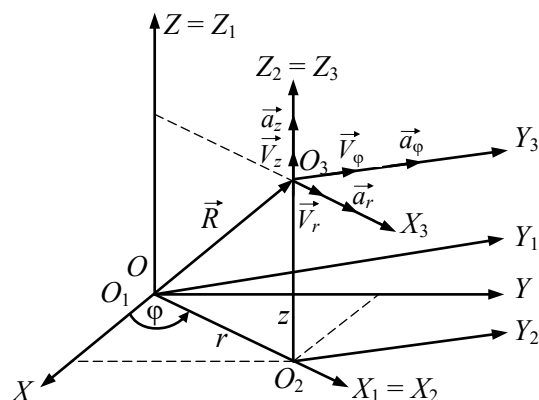


Рисунок 1. – Расчетная схема для цилиндрических координат

углом ϕ , величиной $O_2O_3 = z$. Введем также подвижные системы координат $x_1 y_1 z_1$, $x_2 y_2 z_2$, начало которых находится в точках O_1, O_2 . Указанные на рисунке 1 системы координат составляют между собой углы, косинусы которых образуют матрицы A_1, A_2, A . В окончательных расчетных формулах принято, что $x_3 = y_3 = z_3 = 0$; точка M совпадает с точкой O_3 . Проекции абсолютной скорости $\vec{v}$ и ускорения $\vec{a}$ точки $O_3 = M$ определены как на неподвижные оси координат $x y z$, так и на подвижные цилиндрические оси координат $x_3 y_3 z_3 (r, \phi, z)$.

Координаты точки M в неподвижной системе $x y z$ в рассматриваемом случае выражаются через координаты этой точки в системе $x_3 y_3 z_3$ следующим образом:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = A_\varphi \begin{pmatrix} r \\ 0 \\ \varphi \end{pmatrix} + A_\varphi \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Вектор скорости $\vec{v}$ точки M в системе $x y z$ при $x_3, y_3, z_3 = \text{const}$ определяется дифференцированием текущих координат равенства (1) из выражения:

$$\vec{v} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = \dot{A}_\varphi \begin{pmatrix} r \\ 0 \\ \varphi \end{pmatrix} + A_\varphi \begin{pmatrix} \dot{r} \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix} + \dot{A}_\varphi \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Из формулы (2) определяются проекции вектора скорости точки $M(O_3)$ на неподвижные оси координат $x y z$, которые при $x_3 = y_3 = z_3 = 0$ имеют вид:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= v_x = \dot{r} \cos \varphi - r \dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{y} &= v_y = \dot{r} \sin \varphi + r \dot{\varphi} \cos \varphi; \\ \dot{z} &= v_z = \dot{z}. \end{aligned} \quad (3)$$

Модуль скорости точки O_3 найдется из равенств (3) по формуле:

$$v = \sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \dot{\varphi}^2 + \dot{z}^2}. \quad (4)$$

Направление вектора скорости определится из равенств (3) и (4) соответствующими направляющими косинусами.

В свою очередь вектор скорости $\vec{v}_3$ точки M в системе $x_3 y_3 z_3 (r, \varphi, z)$:

$$\vec{v}_3 = A^T \vec{v}, \quad (5)$$

где A^T – транспортированная матрица, равная произведению транспортированных матриц-сомножителей, взятых в обратном порядке: $A^T = A_2^T A_1^T A_\varphi^T = A_\varphi^T$.

В рассматриваемом случае системы координат $x_1 y_1 z_1, x_2 y_2 z_2, x_3 y_3 z_3$ составляют между собой углы, косинусы которых образуют единичные матрицы A_1 и A_2 . Поэтому $A = A_\varphi \cdot A_1 \cdot A_2 = A_\varphi$, а $A^T = A_\varphi^T$.

Векторы $\vec{v}; \vec{v}_3$ в равенствах (2) и (5) представляют разложение одного и того же вектора $\vec{v}$ по разным базисам систем координат $x y z$ и $x_3 y_3 z_3$. С учетом (2) равенство (5) будет иметь вид:

$$\vec{v}_3 = A_\varphi^T \dot{A}_\varphi \begin{pmatrix} r \\ 0 \\ \varphi \end{pmatrix} + A_\varphi^T \begin{pmatrix} \dot{r} \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix} + A_\varphi^T \dot{A}_\varphi \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Из формулы (6) определяются проекции вектора скорости точки $M(O_3)$ на подвижные цилиндрические оси координат $x_3 y_3 z_3$, которые при $x_3 = y_3 = z_3 = 0$ имеют вид:

$$\dot{x}_3 = v_r = \dot{r}; \quad \dot{y}_3 = v_\varphi = r \dot{\varphi}; \quad \dot{z}_3 = v_z = \dot{z}. \quad (7)$$

Модуль скорости точки O_3 определяется из равенств (7) формулой (4), а направление скорости – направляющими косинусами.

Определим ускорение точки в цилиндрической системе координат матричным методом. Вектор ускорения $\vec{a}$ точки M в системе $x y z$ определится дифференцированием равенства (2):

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} = \dot{\vec{v}} = (\ddot{A}_\varphi \dot{\varphi}^2 + \dot{A}_\varphi \ddot{\varphi}) \begin{pmatrix} r \\ 0 \\ z \end{pmatrix} + 2\dot{A}_\varphi \dot{\varphi} \begin{pmatrix} \dot{r} \\ 0 \\ \dot{z} \end{pmatrix} + A_\varphi \begin{pmatrix} \ddot{r} \\ 0 \\ \ddot{z} \end{pmatrix} + (\ddot{A}_\varphi \dot{\varphi}^2 + \dot{A}_\varphi \ddot{\varphi}) \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Из формулы (8) определяются проекции вектора ускорения точки $M(O_3)$ на неподвижные оси координат $x y z$, которые при $x_3 = y_3 = z_3 = 0$ имеют вид:

$$\begin{aligned} a_x &= (\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2) \cos \varphi - (r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi}) \sin \varphi; \\ a_y &= (\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2) \sin \varphi - (r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi}) \cos \varphi; \\ a_z &= \ddot{z}. \end{aligned} \quad (9)$$

Модуль ускорения точки O определяется из равенств (9) по формуле:

$$a = \sqrt{(\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2)^2 + (r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi})^2 + \ddot{z}^2}. \quad (10)$$

Вектор ускорения $\vec{a}$ точки M в системе $x_3 y_3 z_3$ (r, φ, z) рисунок 1:

$$\vec{a}_3 = A^T \vec{a}. \quad (11)$$

С учетом (8) из равенства (11) получим проекции вектора ускорения точки $M(O_3)$ на подвижные цилиндрические оси координат $x_3 y_3 z_3$, которые при $x_3 = y_3 = z_3 = 0$ имеют вид (рисунок 1):

$$\begin{aligned} a_{x_3} &= a_r = \ddot{r} - r\dot{\varphi}^2; \\ a_{y_3} &= a_\varphi = r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi}; \\ a_{z_3} &= a_z = \ddot{z}. \end{aligned} \quad (12)$$

Модуль ускорения точки O определяется формулой (10), а направление ускорения – направляющими косинусами.

Изложенную методику расчета скорости и ускорения следует использовать для роботов-манипуляторов, работающих в цилиндрической системе координат [1, 2, 5, 7].

Расчет дифференциального уравнения движения робота-манипулятора в цилиндрической системе координат. По рисунку 2 механизм робота-манипулятора состоит из поворотной колонны 1, устройства для вертикального перемещения 2 и выдвигающейся руки со схватом 3. Момент инерции звена 1 относительно оси поворота J_1 ; масса звена 2 – m_2 , момент инерции относительно оси поворота J_2 ; масса двигающейся руки со схватом m_3 , расстояние от оси поворота до центра масс ρ , момент инерции относительно центральной оси J_3 . К оси поворота приложен момент M , движущие силы, создаваемые приводами в поступательных парах, равны соответственно F_{12} и F_{23} . Составим дифференциальные уравнения движения механизма.

Механизм робота-манипулятора (рисунок 3) имеет три степени свободы. За обобщенные координаты принимаем угол поворота φ колонны 1, перемещения по вертикали Z и перемещение ρ руки со схватом 3. Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий звеньев 1, 2, 3:

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \quad (13)$$

Кинетическая энергия поворотной колонны 1: $T_1 = \frac{J_1 \dot{\varphi}^2}{2}$. Кинетическая энергия устройства 2 для вертикального перемещения: $T_2 = \frac{m_2}{2} \dot{z}^2 + \frac{J_2}{2} \dot{\varphi}^2$.

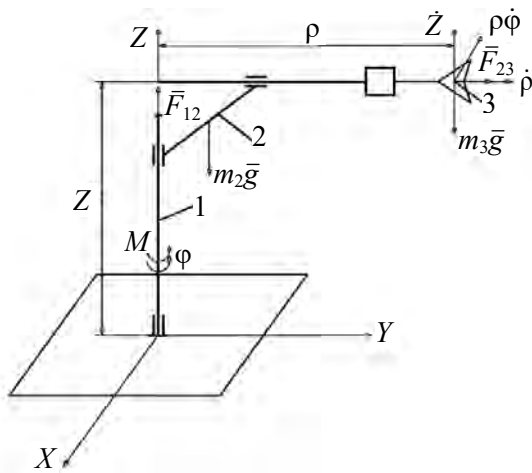


Рисунок 2. – Схема робота-манипулятора, работающего в цилиндрических координатах

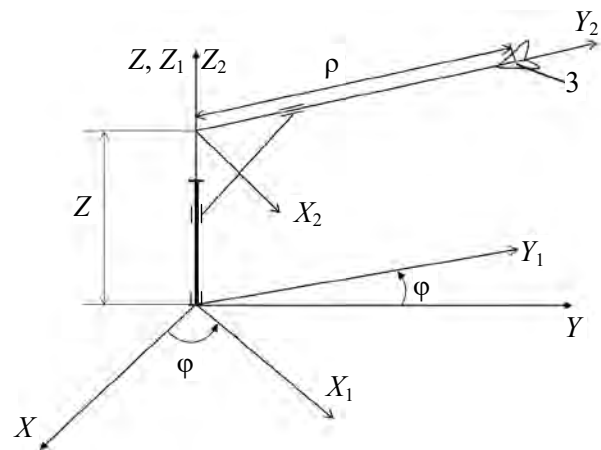


Рисунок 3. – Расчетная схема робота-манипулятора в цилиндрических координатах

Кинетическая энергия руки со схватом 3 равна кинетической энергией штанги во вращательном движении с моментом инерции J_3 и кинетической энергией центра схвата в сложном движении, где абсолютная скорость центра схвата определяется тремя составляющими:

- скоростью центра схвата вдоль штанги – $\dot{\rho}$;
- скоростью центра схвата во вращении вместе со штангой вокруг оси Z – $\rho\dot{\phi}$;
- скоростью центра схвата в вертикальном перемещении вдоль оси Z – $\dot{z}$.

Кинетическая энергия выдвигающейся руки в целом будет равна:

$$T_3 = \frac{J_3}{2} \dot{\phi}^2 + \frac{m_3}{2} (\dot{\rho}^2 + \rho^2 \dot{\phi}^2 + \dot{z}^2) = \frac{J_3 + m_3 \rho^2}{2} \dot{\phi}^2 + \frac{m_3}{2} \dot{z}^2 + \frac{m_3 \dot{\rho}^2}{2}. \quad (14)$$

Скорость центра схвата 3 определим координатным и матричным методами. Координаты центра схвата (рисунок 3) равны: $x = -\rho \sin \phi$; $y = \rho \cos \phi$; $z = z$. Проекция скорости центра схвата на оси x, y, z :

$$\dot{x} = -\dot{\rho} \sin \phi - \rho \dot{\phi} \cos \phi; \quad \dot{y} = \dot{\rho} \cos \phi - \rho \dot{\phi} \sin \phi; \quad \dot{z} = \dot{z}.$$

$$\text{Скорость центра схвата: } V_3 = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} = \sqrt{\dot{\rho}^2 + \rho^2 \dot{\phi}^2 + \dot{z}^2}.$$

Кинетическая энергия центра схвата:

$$T'_3 = \frac{m_3}{2} V_3^2 = \frac{m_3}{2} (\dot{\rho}^2 + \rho^2 \dot{\phi}^2 + \dot{z}^2). \quad (15)$$

Матричным методом координаты центра схвата представим следующим образом:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = A_\phi \begin{pmatrix} 0 \\ \rho \\ z \end{pmatrix}, \text{ где матрица } A_\phi \text{ имеет вид: } A_\phi = \begin{pmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & 0 \\ \sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Вектор скорости центра схвата в системе x, y, z определяется равенством:

$$\vec{V}_3 = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = \dot{A}_\phi \begin{pmatrix} 0 \\ \rho \\ z \end{pmatrix} + A_\phi \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\rho} \\ \dot{z} \end{pmatrix}, \quad (16)$$

где

$$\dot{A}_\varphi = \begin{pmatrix} -\sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Из равенства (16) получим:

$$V_3 = \begin{pmatrix} -\rho\dot{\varphi} & \cos\varphi \\ -\rho\dot{\varphi} & \sin\varphi \\ 0 & \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\dot{\rho} & \sin\varphi \\ \dot{\rho} & \cos\varphi \\ \dot{z} & \end{pmatrix}.$$

Проекция центра схвата на оси x, y, z будут равны:

$$\dot{x} = -\rho\dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\rho} \sin \varphi; \quad \dot{y} = -\rho\dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\rho} \cos \varphi; \quad \dot{z} = \dot{z}.$$

Тогда $V^2 = \dot{\rho}^2 + \rho^2 \dot{\varphi}^2 + \dot{z}^2$.

Кинетическая энергия центра схвата:

$$T'_3 = \frac{m_3}{2} (\dot{\rho}^2 + \rho^2 \dot{\varphi}^2 + \dot{z}^2). \quad (17)$$

Из равенств (15) и (17) следует, что кинетическая энергия центра схвата определена верно. Тогда кинетическая энергия механизма робота-манипулятора (рисунок 3) будет равна:

$$\begin{aligned} T &= \frac{J_1}{2} \dot{\varphi}^2 + \frac{J_2}{2} \dot{\varphi}^2 + \frac{m_2}{2} \dot{z}^2 + \frac{J_3 + m_3 \rho^2}{2} \dot{\varphi}^2 + \frac{m_3}{2} \dot{z}^2 + \frac{m_3 \dot{\rho}^2}{2} = \\ &= \frac{J_1 + J_2 + J_3 + m_3 \dot{\rho}^2}{2} \dot{\varphi}^2 + \frac{m_2 + m_3}{2} \dot{z}^2 + \frac{m_3 \dot{\rho}^2}{2}. \end{aligned} \quad (18)$$

Для определения дифференциальных уравнений движения робота-манипулятора составим уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad \frac{d}{dz} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho} = Q_\rho.$$

Сообщая механизму три независимых обобщенных перемещения $\delta\varphi, \delta z, \delta\rho$, найдем значение обобщенных сил: $Q_\varphi = M$; $Q_z = F_{12} - (m_2 + m_3)g$; $Q_\rho = F_{23}$.

Следовательно, дифференциальные уравнения движения робота манипулятора имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[(J_1 + J_2 + J_3 + m_3 \dot{\rho}^2) \dot{\varphi}^2 \right] &= M; \\ (m_2 + m_3) \ddot{z} &= F_{12} - (m_2 + m_3)g; \\ m_3 (\ddot{\rho} - \rho \dot{\varphi}^2) &= F_{23}. \end{aligned} \quad (19)$$

Выводы.

1. Рассмотрены методы расчета кинематических параметров исполнительных механизмов. Получены расчетные формулы и представлены примеры расчетов для определения кинематических характеристик пространственных исполнительных механизмов в цилиндрических координатах. Скорость центра схвата при расчете кинетической энергии определена координатным и матричным методами.

2. Представлены расчетные формулы для составления дифференциального уравнения движения робота-манипулятора, работающего в цилиндрической системе координат. Получены дифференциальные уравнения движения центра схвата робота пространственного исполнительного механизма.

Список использованных источников

1. Механика промышленных роботов: учеб. пособие для вузов: в 3 кн. / под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. – М.: Высшая школа, 1988-1989. – Кн. 1: Кинематика и динамика / Е.И. Воробьев, С.А. Попов, Г.И. Шевелева. – 1988. – 304 с.
2. Козырев, Ю.Г. Промышленные роботы: справочник / Ю.Г. Козырев. – М.: Машиностроение, 1988. – 392 с.
3. Пол, Р. Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора / Р. Пол. – М.: Наука, 1976. – 104 с.
4. Силовой расчет, уравнивание, проектирование механизмов и механика манипуляторов: учеб. пособие для студ. смешан. формы обучения / Гос. ком. СССР по нар. образам. / И.Н. Чернышева [и др.]; под ред. А. К. Мусатова. – М.: МГТУ, 1990. – 78 с.
5. Локтионов, А.В. Оценка методов расчета кинематических параметров исполнительного механизма / А.В. Локтионов, А.В. Гусаков // Современные методы проектирования машин: Респ. межведомств. сб. науч. тр.: в 7 т.; под общ. ред. П.А. Витязя / Т. 2: Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – С. 132-136.
6. Локтионов, А.В. Расчет кинематических параметров двухзвенного механизма с тремя степенями подвижности / А.В. Локтионов, А.В. Гусаков // Вестник Полоцкого гос. университета. Серия: Фундаментальные науки. – 2004. – № 4. – С. 99-102.
7. Локтионов, А.В. Расчет кинематических параметров в цилиндрических координатах матричным методом / А.В. Локтионов // Теоретическая и прикладная механика. – 2003. – Вып. 16. – С. 59-63.
8. Локтионов, А.В. Теоретическая механика. Статика и кинематика: учеб. пособие для студ. вузов / А.В. Локтионов, Л.Г. Крыгина. – Витебск: ВГТУ, 2005. – 175 с.
9. Локтионов, А.В. Расчет кинематических параметров пространственных исполнительных механизмов / А.В. Локтионов // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. / Белорусский государственный университет транспорта; под ред. А.О. Шимановского. – Гомель, 2014. – Вып. 8. – С. 106-120.
10. Локтионов, А.В. Расчет кинематических параметров и дифференциального уравнения движения пространственного исполнительного механизма в декартовых координатах / А.В. Локтионов // Горная механика и машиностроение. – 2019. – № 2. – С. 42-46.

Информация об авторе

Локтионов Анатолий Васильевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Физики и технической механики, УО «Витебский государственный технологический университет» (Московский пр., 72, 210038, г. Витебск, Беларусь), e-mail: vstu@vitebsk.by.

Information about the author

Loktionov Anatoly Vasilyevich – D. Sc. (Engineering), Professor, Professor of the Department of Physics and Technical mechanics, Vitebsk State Technological University (72, Moscow Ave., 210038, Vitebsk, Belarus), e-mail: vstu@vitebsk.by.

Поступила в редакцию 13.12.2018 г.

УДК 625.1.04.67

Моисеенко В.Л., Письменная Н.В., Моисеенко В.В.*УО «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель, Беларусь***КОМПЛЕКС ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ ПО ТЕКУЩЕМУ
СОДЕРЖАНИЮ И РЕМОНТУ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ**

Аннотация. Рассматривается разработанный комплекс для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути. Приведены конструктивные изменения автомотрисы служебной АС-4 с разработкой энерго- и ресурсосберегающего привода, а также модернизация ходовой части. Представлена разработка новой более простой и надежной системы охлаждения, разработана конструкция, повышающая устойчивость прицепной платформы с гидроманипулятором.

Ключевые слова: комплекс, автомотриса, железнодорожный путь, текущее содержание, платформа.

Moiseenko V.L., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V.*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus***COMPLEX OF OPERATIONS FOR THE CURRENT
MAINTENANCE AND REPAIR OF THE RAILWAY**

Abstract. The developed complex is considered for performance of work on the current maintenance and repair of the railway track. The design changes of the motor car of the service AS-4 by the development of energy- and resource saving drive, as well as the modernization of the chassis are given. It also provides for the development of a new, more simple and reliable cooling system and a method for increasing the stability coefficient of a trailed platform with a hydraulic manipulator.

Keywords: complex, railcar, railway track, current maintenance, platform.

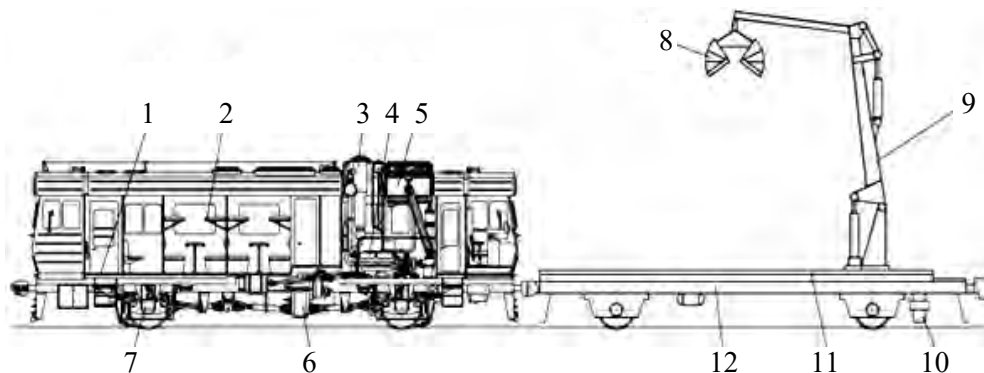
Введение. При текущем содержании железнодорожного пути осуществляется систематический надзор за состоянием комплекса сооружений пути, путевых устройств и содержание их в исправном состоянии, гарантирующее безопасное движение поездов. Текущее содержание пути включает в себя изучение причин появления неисправностей, их анализ и предупреждение, осуществляется круглогодично и на всем протяжении пути [1].

Работы, выполняемые при текущем содержании и ремонте пути, являются сложными, трудоемкими и многооперационными. Весь этот процесс порой насчитывает до 120 различных технологических операций, наиболее трудоемкой из которых является частичная замена элементов рельсошпальной решетки. Кроме того, для доставки бригад к месту проведения работ и обратно с целью исключения потерь рабочего времени (до 15-20 %) необходимо использовать транспорт, который также обеспечивает укрытие от дождя, обогрев в холодное время и комфортные условия для отдыха и приема пищи рабочей бригады.

Промышленность зарубежных стран и стран СНГ выпускает большое количество разнообразных путевых машин [2, 3], выполняющих технологические операции по текущему содержанию и ремонту пути. Однако их стоимость высока и требует больших затрат на закупку машин. В тоже время на Белорусской железной дороге есть специальный самоходный путевой состав, предназначенный для выполнения перевозочных и контрольных операций, использующийся лишь по мере необходимости. К тако-

му виду транспорта, в частности, относится автомотриса служебная АС-4 [4], которая может составить комплекс в составе с прицепной платформой, оборудованной манипулятором, для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути.

Результаты исследований. Комплекс для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути (рисунок 1) включает служебную автомотрису АС-4 и прицепную платформу с краном-гидроманипулятором.



- 1 – рама автомотрисы служебной АС-4; 2 – купе; 3 – выхлопная система двигателя;
4 – двигатель ЯМЗ-238Б-14; 5 – охлаждающее устройство; 6 – трансмиссия;
7 – ходовая часть автомотрисы; 8 – рабочий орган (грейфер); 9 – гидроманипулятор;
10 – контейнер для сыпучих грузов; 11 – платформа; 12 – рама платформы

Рисунок 1. – Комплекс для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути

Основное назначение предлагаемого комплекса заключается:

- в доставке механизированных бригад монтеров пути и путевого инструмента к месту работ и обратно;
- в обеспечении комфортных условий отдыха для бригады в количестве 8 человек (изолированное купе);
- в использовании в качестве тяговой единицы;
- в перевозке сыпучих грузов и элементов верхнего строения железнодорожного пути;
- в выполнении работ с навесным оборудованием: грейфером, захватом для рельсов, траверсой для погрузки шпал;
- в проведении инспекционных выездов на линию;
- в энергоснабжении сварочно-наплавочных и других работ на пути.

Такие работы как перевозка элементов верхнего строения железнодорожного пути (рельсов, шпал деревянных и железобетонных, деталей и узлов крепления рельсов и др.), перевозка сыпучих грузов в специальном контейнере позволяет осуществлять прицепная платформа с краном-манипулятором с навесным оборудованием (грейфером, захватом для рельсов, траверсой для погрузки шпал).

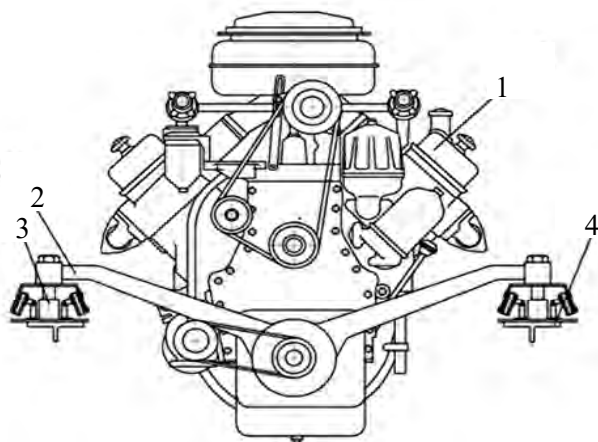
В процессе работы автомотрисы служебной АС-4 выявлены следующие эксплуатационные недостатки:

- высокий расход топлива;
- недостаточная сила тяги, необходимая для выполнения возложенных на автомотрису функций;
- отсутствие сварочного аппарата;
- недостаточно комфортные условия для отдыха рабочих ремонтной бригады;
- отсутствие приборов безопасности движения.

В ходе проведения модернизации, целью которой являлось устранение вышеперечисленных недостатков и разработка энерго- и ресурсосберегающего привода ходовой части, были проведены следующие мероприятия:

- замена двигателя ЯМЗ-240Д на ЯМЗ-238Б-14, способствующая снижению энергоемкости и энергосбережения машины в целом;
- разработка подушки двигателя, которая позволяет наиболее эффективно поглощать вибрации, создаваемые двигателем, и, приводящая к более комфортному транспортированию бригадного состава путевых рабочих к месту проведения работ;
- установка сварочного аппарата;
- установка купе в салон автотрисы, обеспечивающего комфортные условия для отдыха рабочей бригады;
- замена гидротрансмиссии ГП-320 на ГП-300 и разработка трансмиссии с целью эффективного использования мощности двигателя;
- модернизация ходовой части автотрисы, позволяющая увеличить крутящий момент, передаваемый на колесные пары.

Согласно модернизации была произведена замена двигателя ЯМЗ-240Д на ЯМЗ-238Б-14 с меньшим расходом топлива. Двигатели практически идентичны по своим габаритным размерам, поэтому изменения конструкций в раме автотрисы, а также в крепежных элементах не проводились. Двигатель соединяется с трансмиссией посредством карданной передачи, причем кардан крепится непосредственно к фланцу маховика двигателя и находится в свободном подвесе, что также упрощает процесс за-



1 – двигатель ЯМЗ-238Б-14; 2 – крепежное устройство; 3 – подушка; 4 – рама
Рисунок 2. – Крепление двигателя и гасящей вибрации подушки к раме

мены двигателя, тем самым, сокращая перечень вновь разрабатываемых деталей. Для установки двигателя ЯМЗ-238Б-14 была разработана гасящая вибрации подушка, которая позволяет наиболее эффективно поглощать вибрации, создаваемые двигателем, что, в свою очередь, привело к более комфортному транспортированию бригадного состава путевых рабочих к месту проведения работ.

Крепление двигателя и гасящей вибрации подушки к раме условно изображено на рисунке 2.

Установка сварочного аппарата на автотрису позволяет расширить ее технологические возможности – осуществлять свароч-

ные и наплавочные операции непосредственно на месте проведения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути.

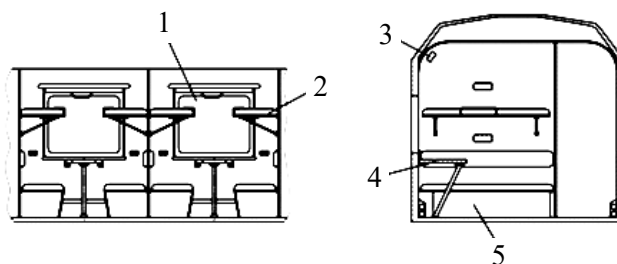
Установка купе (рисунок 3) в салон автотрисы обеспечивает более комфортные условия для отдыха и приема пищи рабочей бригады.

С целью эффективного использования мощности двигателя была проведена модернизация имеющейся трансмиссии и замена устанавливаемой на автотрису гидротрансмиссии ГП-320 на ГП-300. Также для передачи крутящего момента были применены специальные карданные валы, конструкция которых позволяет осуществлять подачу

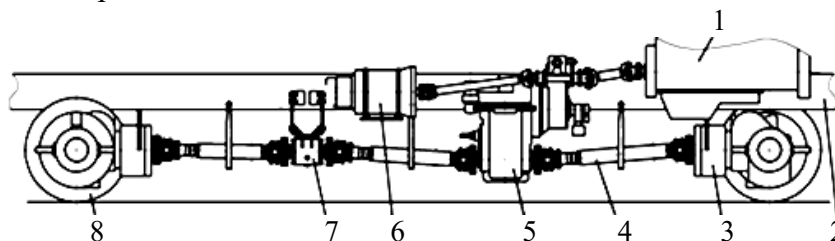
смазочного материала в зону трения трущихся поверхностей деталей, снизив при этом потери мощности, затрачиваемые на преодоление сил трения. Все вышеперечисленные действия привели к увеличению общего КПД трансмиссии, а это, в свою очередь, способствовало более эффективному использованию мощности двигателя.

Общий вид трансмиссии автотомотрисы служебной АС-4 после модернизации представлен на рисунке 4.

Суть модернизации ходовой части автотомотрисы заключалась в изменении конструкции осевого редуктора, а именно, в установке дополнительного одноступенчатого цилиндрического редуктора (рисунок 4) с передаточным отношением $u = 2$ с целью увеличения крутящего момента, передаваемого на колесные пары, и повышения тяговых характеристик автотомотрисы.



1 – опускаемое окно; 2 – откидная полка;
3 – светильник; 4 – откидной стол;
5 – ниша для постельных принадлежностей
Рисунок 3. – Купе



1 – двигатель ЯМЗ-238Б-14; 2 – рама; 3 – дополнительный осевой редуктор; 4 – карданный вал; 5 – гидропередача ГП-300; 6 – генератор; 7 – промежуточная опора; 8 – колесная пара
Рисунок 4. – Общий вид трансмиссии автотомотрисы служебной АС-4 после модернизации

Общий вид автотомотрисы служебной АС-4, прошедшей модернизацию, изображен на рисунке 1.

Основные технические характеристики автотомотрисы служебной АС-4 после модернизации приведены в таблице.

Таблица. – Основные технические характеристики автотомотрисы служебной АС-4 после модернизации

Технические характеристики	
Вписывание в габарит	1-Т
Тип силового агрегата	двигатель ЯМЗ-238Б-14
Мощность силовой установки, кВт	220
Гидропередача	ГП-300
Скорость максимальная при одиночном следовании, км/ч	100
Масса конструктивная, т	40
Габаритные размеры, мм	13170×3320×5280

Комплекс передвигается самостоятельно. Чтобы обеспечить движение машины, необходимо выполнить условие [5]:

$$F_K \geq K_3 \left(\sum_{i=1}^N W_{\text{э}i} + \sum_{j=1}^M W_{\text{р}j} \right), \quad (1)$$

где F_K – касательная сила тяги (сила тяги, развиваемая в контактах ведущих колесных пар и рельсов), Н;

K_3 – коэффициент запаса, характеризующий избыточность силы тяги на неучтенные сопротивления ($K_3 = 1,15 \dots 1,2$);

$W_{\text{э}i}$ – сопротивление движению экипажа i -й машины, Н;

$W_{\text{р}j}$ – сопротивление, связанное с работой j -го рабочего органа, Н.

Машина или комплекс сцепленных друг с другом подвижных единиц представляют собой замкнутую систему, которая может изменять состояние покоя или движения только под действием внешней силы. Рассмотрим взаимодействие колесной пары и поверхности рельса, показанное на рисунке 5.

При движении в тяговом режиме со стороны привода на колесную пару передается крутящий момент M_T , величина которого зависит от характеристик двигателя и передачи. Он образует пару активных сил $F_T = F_P$, действующую на плече R_K . Силу F_P считаем приложенной в точке контакта колеса и рельса, а другую F_T – по центру буксы.

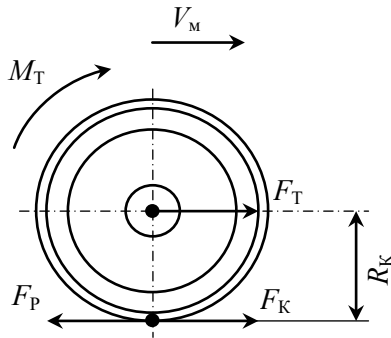


Рисунок 5. – Силы, действующие на колесо в тяговом режиме

В точке контакта со стороны рельса действует реактивная сила F_K , численно равная F_P . Таким образом, через буксу на раму тележки передается неуравновешенная сила F_T , приводящая машину в движение. Величина развиваемого момента M_T зависит от мощности приводного двигателя, КПД силовой тяговой передачи и скорости движения.

Максимальная сила тяги, развиваемая при движении с заданной скоростью, Н:

$$F_T = \frac{10^3 \cdot N_d \eta}{V_M}, \quad (2)$$

где N_d – мощность приводного двигателя, $N_d = 220$ кВт;

η – КПД силовой тяговой передачи, $\eta = 0,9$;

V_M – скорость движения в момент начала движения, $V_M = 19,4$ м/с.

$$F_T = \frac{10^3 \cdot 220 \cdot 0,9}{19,4} = 10206 \text{ Н.}$$

С другой стороны, реактивная сила F_K ограничена сцеплением в контакте колеса и рельса, Н:

$$F_K \leq F_{K\text{сц}}^{\text{max}} = 10^3 \cdot \psi \cdot G_{\text{сц}}, \quad (3)$$

где ψ – коэффициент сцепления в контакте колеса и рельса;

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес тягового средства или вес, передаваемый на ведущие колесные пары, $G_{\text{сц}} = 392$ кН;

$F_{K\text{сц}}^{\text{max}}$ – максимально возможная по условиям сцепления касательная сила тяги, Н.

Коэффициент сцепления определяется по формуле:

$$\psi = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot V_m}, \quad (4)$$

где V_m – скорость движения, км/ч.

$$\psi = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot 70} = 0,255.$$

Максимально возможная по условиям сцепления касательная сила тяги:

$$F_{\text{Ксц}}^{\text{max}} = 10^3 \cdot 0,255 \cdot 392 = 99960 \text{ Н.}$$

Условие (1) выполняется: $10206 \text{ Н} \leq 99960 \text{ Н}$, то есть сцепление в контакте колеса и рельса не переходит в скольжение.

С целью анализа транспортного режима рассмотрим движение комплекса с двумя вагонами. Сопротивление при движении с заданной скоростью складывается из основного и дополнительного сопротивления:

$$W_{\text{общ}} = W'_{1\text{доп}} + W_{2\text{доп}} + W_{3\text{доп}} + W_{\text{осн}}, \quad (5)$$

где $W'_{1\text{доп}}$ – дополнительное сопротивление движению, связанное с трением в ходовых частях и движением по неровностям пути;

$W_{2\text{доп}}$ – сила дополнительного сопротивления, связанная с преодолением уклона (движением на подъеме);

$W_{3\text{доп}}$ – сила дополнительного сопротивления, связанная с движением машины по кривой.

Основное сопротивление движению экипажа машины или комплекса:

$$W_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^N w_{1i \text{ осн}} \cdot m_i, \quad (6)$$

где $w_{1i \text{ осн}}$ – основное удельное сопротивление движению i -й подвижной единицы комплекса, зависящее от конструкции ходовой части;

m_i – масса i -й подвижной единицы комплекса, $m_{\text{ам}} = 40 \text{ т}$, $m_1 = 80 \text{ т}$, $m_2 = 80 \text{ т}$ (где $m_{\text{ам}}$, m_1 , m_2 – массы автомотрисы, первого и второго вагона, соответственно).

Значения основного удельного сопротивления движению определяются по формулам:

- для автомотрисы

$$w_{1\text{осн}} = (1,9 + 0,1 \cdot V_m + 0,0003 \cdot V_m^2) \cdot 9,8 = (1,9 + 0,01 \cdot 70 + 0,0003 \cdot 70^2) \cdot 9,8 = 39,9 \text{ Н/т};$$

- для четырехосного вагона

$$w_{11\text{осн}} = 0,7 + \frac{8 + 0,18 \cdot V_m + 0,003 \cdot V_m^2}{q_0} \cdot 9,8 = 0,7 + \frac{8 + 0,18 \cdot 70 + 0,003 \cdot 70^2}{20} \cdot 9,8 = 18 \text{ Н/т},$$

где q_0 – масса, приходящаяся на ось колесной пары. Так как масса вагона 80 т , то $q_0 = 80/4 = 20 \text{ т}$.

Тогда сила основного сопротивления движению:

$$W_{\text{осн}} = 39,9 \cdot 40 + 2 \cdot (18 \cdot 80) = 4476 \text{ Н.}$$

Низкие температуры наружного воздуха приводят к увеличению трения осевых шеек в подшипниках при загустении смазки в буксах. Другое же следствие низких температур – повышение плотности воздуха и соответствующее увеличение воздушного сопротивления подвижного состава. Учет дополнительных сопротивлений осуществляется с помощью коэффициента $K_{нт}$, который зависит от скорости движения поезда. В Республике Беларусь температура зимой редко опускается ниже -30° , поэтому для выбранной скорости движения 70 км/ч дополнительное сопротивление от низкой температуры воздуха принимают 0,06 от основного. Отсюда:

$$W'_{1доп} = W_{1осн} \cdot K_{нт} = 4476 \cdot 0,06 = 268,6 \text{ Н.}$$

Дополнительное удельное сопротивление $w_{2доп}$ от уклона y (подъема или спуска) для всех видов подвижного состава принимаем численно равным максимально допустимому уклону 12 %, поэтому

$$w_{2доп} = 12 \text{ Н/т.}$$

Соответственно для автомотрисы и двух вагонов:

$$W_{2доп} = 12 \cdot 40 + (12 \cdot 80) \cdot 2 = 2400 \text{ Н.}$$

Дополнительное удельное сопротивление, связанное с движением по кривой, на эксплуатируемых железных дорогах для всех видов подвижного состава при длине поезда, меньшей длины кривой, определяется по формуле:

$$w_{3доп} = \frac{700}{R} \cdot 9,8 = \frac{700}{1200} \cdot 9,8 = 5,7 \text{ Н/т,}$$

где R – радиус дуги кривой (здесь принято $R = 1200 \text{ м}$).

Таким образом, для рассматриваемого состава:

$$W_{3доп} = 5,7 \cdot 40 + 2 \cdot (5,7 \cdot 80) = 1140 \text{ Н.}$$

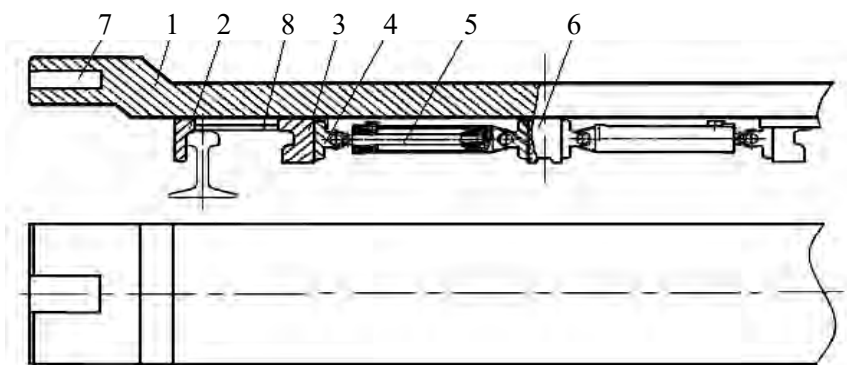
Следовательно, полное сопротивление:

$$W_{общ} = W'_{1доп} + W_{2доп} + W_{3доп} + W_{1осн} = 268,6 + 2400 + 1140 + 4476 = 8284,6 \text{ Н.}$$

Таким образом, условие движения с заданной скоростью $F_T \geq W_{общ}$ выполняется ($10206 \text{ Н} > 8284,6 \text{ Н}$).

Для выполнения погрузочно-разгрузочных работ необходимо крепление, которое располагается непосредственно на головке рельса в месте ведения работ, т.к. использование стандартных опор не представляется возможным из-за разрушения полотна при выполнении работ на путях. Для обеспечения сохранения целостности железнодорожного полотна и реализации устойчивости комплекса по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути при выполнении погрузочно-разгрузочных работ установим на передвижную платформу специальный механизм крепления манипулятора.

Механизм крепления манипулятора к рельсам представляет собой конструкцию, предназначенную для обеспечения устойчивости при выполнении погрузочно-разгрузочных работ, а также фиксации в исходном положении. Эскиз устройства фиксации представлен на рисунке 6.



1 – рама; 2 – неподвижный упор; 3 – подвижный упор; 4 – проушина; 5 – гидроцилиндр;
6 – пятка; 7 – паз для аутригерной опоры; 8 – паз для подвижного упора

Рисунок 6. – Эскиз устройства фиксации

Перед выполнением работ посредством дистанционного управления из кабины машины при помощи аутригерных опор опускается рама устройства фиксации 1, внешний торец головки рельса фиксируется неподвижным упором 2. При управлении гидроцилиндром 5 возможна фиксация по внутренней поверхности рельса, посредством воздействия штока на проушину 4 подвижного упора 3.

Данный фиксатор является также съемным для реализации условия мобильности, т.е. при работе вне железнодорожных путей.

Заключение. В данной статье рассмотрен комплекс для выполнения работ по текущему содержанию пути, разработаны мероприятия по устранению выявленных в процессе эксплуатации недостатков, разработан энерго- и ресурсосберегающий привод ходовой части.

Для решения поставленных задач были произведены:

- замена двигателя ЯМЗ-240Д на ЯМЗ-238Б-14, способствующая снижению энергоемкости и энергосбережения машины в целом;
- разработка подушки двигателя, позволяющая наиболее эффективно поглощать вибрации, создаваемые двигателем, и приводящая к более комфортному транспортированию бригадного состава путевых рабочих к месту проведения работ;
- установка сварочного аппарата;
- установка купе в салон автомотрисы, обеспечивающего комфортные условия для отдыха рабочей бригады;
- замена гидropередачи ГП-320 на ГП-300 и разработка трансмиссии с целью эффективного использования мощности двигателя;
- модернизация ходовой части автомотрисы, позволяющая увеличить крутящий момент, передаваемый на колесные пары.

Проведенные мероприятия позволяют в год экономить до 3282,0 л дизельного топлива и 656,4 л смазочного материала, а замена гидropередачи ГП-320 на ГП-300 способствовала более эффективному использованию мощности двигателя (на 2,8 %). Установка купе в салон автомотрисы обеспечила более комфортные условия для отдыха и приема пищи рабочей бригады.

Применяя модернизированную автомотрису со специализированной прицепной платформой с краном-гидроманипулятором, можно существенно расширить ее технологические возможности и назначение. Образованный при этом комплекс подвижного состава позволит не только осуществлять доставку ремонтных бригад к месту проведе-

ния работ и выступать в качестве источника питания, но и выполнять работы по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути.

Список использованных источников

1. Путевое хозяйство: учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.Б. Лехно [и др.]; под ред. И.Б. Лехно. – М.: Транспорт, 1990. – 472 с.
2. Путь и путевое хозяйство железных дорог США: справочник / Под ред. С.И. Финицкого, И.А. Недорезова. – М.: Транспорт, 1987. – 216 с.
3. Автототриса служебная АС-4. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – АО «Люденовотепловоз», 1993.
4. Путевые машины: учебник для вузов ж.-д. трансп. / М.В. Попович [и др.]; под ред. М.В. Поповича, В.М. Бугаенко. – М.: Желдориздат, 2007. – 656 с.
5. Бабичков, А.М. Тяга поездов и тяговые расчеты / А.М. Бабичков, П.А. Гурский, А.П. Новиков. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.

Информация об авторах

Моисеенко Владимир Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Письменная Наталья Владимировна – магистр технических наук, аспирант кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Моисеенко Виктория Владимировна – магистр технических наук, аспирант кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Information about the authors

Moiseenko Vladimir Leonidovich – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Pismennaya Natalia Vladimirovna – Master of technical sciences, post-graduate student, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Moiseenko Viktoria Vladimirovna – Master of technical sciences, post-graduate student, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Поступила в редакцию 02.08.2019 г.

УДК 625.144.5/.7

Моисеенко В.Л., Жигар В.И., Письменная Н.В., Моисеенко В.В.*УО «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель, Беларусь***ЗВЕНОСБОРОЧНАЯ ЛИНИЯ КБ-03.
РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ**

Аннотация. В настоящее время наиболее рациональным инструментом для решения задач по проектированию и дальнейшему эффективному управлению производственным процессом является создание цифровых моделей производственных систем. Имитационное моделирование, как один из видов моделирования, является важнейшим направлением в изучении динамики сложных систем. Разработка имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 является наиболее рациональным решением для ее дальнейшего изучения с целью повышения производительности выполняемых работ.

Ключевые слова: имитационное моделирование, методы и системы имитационного моделирования, «Tecnomatix Plant Simulation», имитационная модель, сборочная линия КБ-03.

Moiseenko V.L., Zhigar V.I., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V.*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus***ASSEMBLING LINE KB-03. DEVELOPMENT OF IMITATION MODELS**

Abstract. At present, the most rational method for solving design problems and further effective management of the production process is the creation of digital models of production systems. Simulation, as one of the types of modeling, is the most important direction in the study of the dynamics of complex systems. The development of a simulation model of the collecting line KB-03 is the most rational solution for its further study to increase the productivity of the work performed.

Keywords: simulation, methods and systems of simulation, “Tecnomatix Plant Simulation”, simulation model, assembly line KB-03.

Введение. Основными задачами организации производства являются сокращение затрат и повышение производительности. Один из путей решения данных задач – оптимизация производственных мощностей. Для обеспечения экономической эффективности предприятия, а в нашем случае сборки рельсошпальной решетки (РШР), необходимы не только модернизация технологического оборудования и развитие автоматизированных систем управления технологическими процессами, но и разработка средств анализа и оптимизации технологических процессов [1, 2]. Наиболее рациональным из инструментов для решения данных задач является создание цифровых моделей. Это позволяет проводить эксперименты и прорабатывать сценарии «что если» задолго до внедрения реальных систем при их использовании в процессе планирования или, как в нашем случае, без вмешательства в работу существующей производственной системы [3]. Моделирование – это исследование объектов познания не непосредственно, а косвенным путем, при помощи анализа некоторых других вспомогательных объектов. Такие вспомогательные объекты называют моделями. В настоящее время существуют и применяются различные виды моделирования, такие как: математическое, компьютерное, логическое, физическое, имитационное, графическое и др. Среди данного перечня следует выделить имитационное моделирование как важнейшее направление в изучении динамики сложных систем на основе их прототипизации. Имитаци-

онное моделирование (ИМ) – это воспроизведение на электронно-вычислительной машине (симуляция) процесса функционирования исследуемой системы и отдельных ее элементов в определенные моменты модельного времени. Адекватно построенная имитационная модель позволяет исследовать поведение реального объекта без проведения натурных экспериментов.

Существует четыре основных подхода ИМ: динамическое моделирование, системная динамика, дискретно-событийное и агентное моделирование. Также следует отметить метод статистических испытаний – метод Монте-Карло [4-7].

С помощью ИМ эффективно решаются задачи самой широкой проблематики – в области стратегического планирования, бизнес-моделирования и реинжиниринга, менеджмента и управления производством, цепочками поставок [3].

В данной статье предметом исследования является звеносборочная линия КБ-03 – сложная производственная система, запущенная в эксплуатацию. Проведение экспериментов непосредственно на объекте представляется невозможным или нежелательным. Наиболее рациональным решением данной проблемы является создание цифровой компьютерной имитационной модели звеносборочной линии и проведение различных экспериментов именно с моделью, без вмешательства в существующий технологический процесс реального объекта. Основные факторы принятия данного решения следующие.

1. Проведение экспериментов непосредственно на объекте исследования требуют вмешательства в технологический процесс сборки РШР. Такое вмешательство может привести к снижению производительности линии, увеличению финансовых расходов предприятия, в худшем варианте – полной остановке производства. Следовательно, проведение каких-либо экспериментов на объекте нецелесообразно, а проведение большого числа экспериментов – невозможно.

2. В случае проведения экспериментов на реальном объекте невозможно собрать необходимое и достаточное количество статистических данных для их последующего анализа, а получение некоторых данных возможно только при долгосрочном эксперименте, что, в рамках реальной производственной системы, является невозможным.

3. Работая с цифровой моделью объекта, существует возможность проведения неограниченного числа экспериментов, при этом время проведения испытаний может быть любым и задается исследователем.

4. При работе с цифровой моделью осуществляется сбор статистических данных по ряду показателей, количество которых определяет исследователь в зависимости от целей эксперимента.

5. Создание цифровой модели не требует больших денежных затрат.

Для совершенствования и развития промышленных предприятий необходимо использование ИМ не только на определенном этапе жизненного цикла производства, но и в качестве составляющей процессов поддержки принятия решений. Известно, что за счет изменения функционирования и управления производственной системой производительность может быть значительно увеличена [8]. Решение таких задач возможно с помощью определенной программной системы ИМ, имеющей набор языковых средств, сервисные подпрограммы, приемы и технологии программирования [8-11].

Результаты исследований. По совокупности соответствия вышеперечисленным требованиям к системам ИМ и на основании анализа литературных источников наиболее предпочтительной системой ИМ для решения поставленных в исследовании задач является система ИМ «Tecnomatix Plant Simulation». Для построения адекватной имитационной модели предварительно необходимо выполнить подробный анализ технологического процесса моделируемой производственной системы.

Моделируемая система – полуавтоматическая звеносборочная поточная линия КБ-03 (далее – линия) – представляет собой систему агрегатов, станков и механизмов, установленных в определенной технологической последовательности и связанных между собой межоперационными транспортирующими устройствами. Основная часть линии размещается в крытом цехе, а подача шпал на линию и выход готового звена располагаются за пределами цеха. Линия разделена на три участка: раскладки шпал, сборки звеньев, уборки и складирования собранных звеньев.

Участок раскладки шпал является началом технологического комплекса. Шпалы расположены штабелями на площадке подачи на звеносборочную линию. Подача шпал на участок раскладки осуществляется козловым краном КПБ-10 грузоподъемностью 10 т. Время выполнения операции – 3,82 минуты. Шпалы подаются пакетами по 24 штуки в каждом. Пакеты укладываются на цепной конвейер, который является основным рабочим органом участка раскладки шпал и предназначен для приемки и транспортирования пакетов шпал в цех сборки звеньев РШР. В выполнении данных операций задействованы 1 машинист козлового крана, 1 стропальщик. С помощью цепного конвейера пакет шпал перемещается на устройство разборки пакета шпал на ряды, где пакет разбирается на 3 ряда по 8 шпал в каждом. Работу устройства контролирует 1 оператор. Затем происходит уборка со шпал деревянных прокладок и очистка постелей шпал от мусора (операции выполняются автоматически пассивными рабочими органами). После производится перегрузка шпал по одной на роликовый конвейер и их установка на шаг заданной эпюры. Данную операцию контролирует 1 оператор. Каждая шпала выравнивается относительно оси звеносборочной линии. Выравнивание включает в себя два этапа: предварительное и окончательное.

Выровненные и разложенные по эпюре шпалы, при помощи специального подъемника, перекадываются на платформы роликового конвейера, который перемещает платформы со шпалами на позиции комплектации элементами скрепления типа «СБ-3». Скрепления размещаются на участке укладки рельсов в соответствующих контейнерах-накопителях. Участок установки рельсов оборудован оперативным складом рельсов. Контейнеры-накопители для элементов скрепления расположены на позиции раскладки скреплений. По мере выхода шпал на позицию комплектации 4 монтера пути (по 2 работника с каждого торца шпалы) из контейнеров-накопителей вручную раскладывают по концам шпал прокладки под рельс, внутренние изоляторы и пружинные клеммы. При этом, 2 монтера пути раскладывают пружинные клеммы, 2 монтера пути раскладывают изоляторы и прокладки под рельс. Изолирующие вкладыши для стыковых шпал обрезаются предварительно, время на обрезку не включается в норму времени. Время на установку всех элементов скрепления до и после укладки рельсов составляет 5,83 минуты в расчете на четырех монтеров пути.

Далее платформы при помощи сцепного устройства соединяются между собой, и весь сцеп платформ со шпалами устанавливается на позиции установки рельсов. Рельсы на шпалы устанавливаются с применением двух внутрицеховых мостовых кранов, обслуживаемых 2 машинистами. Рельсы устанавливаются по механическому угольнику. Время на данную операцию составляет 1,98 минуты. После этого, 4 монтера пути, освободившиеся с установки элементов скреплений на шпалы, устанавливают изолирующие вкладыши и производят закладку пружин в анкры шпалы. Укомплектованное элементами скрепления звено на сцепе платформ перемещается в станок для сборки скреплений «СБ-3». В станке происходит поджатие шпалы к рельсам, защелкивание клемм в анкры шпалы, добивка пружинной клеммы. Перемещение собираемого звена под станком происходит циклически, с остановками на каждой шпале. Работу станка

контролирует 1 оператор. Цикл скрепления станком одной шпалы – 10 секунд. Полное время защелкивания всех клемм – 28 минут.

Окончательно собранное звено перемещается от станка на участок уборки и складирования собранных звеньев за пределы цеха на улицу. Двумя козловыми кранами КПБ-10, которые обслуживают 2 машиниста и 2 стропальщика, снимают готовое звено с линии и укладывают его в штабель, либо на подвижной состав. Время выполнения данной операции – 3 минуты. Освободившиеся платформы при помощи специального подъемника опускаются одна за другой на нижний ярус конвейера, одновременно разъединяются и возвращаются к участку подачи шпал в исходное положение за следующей партией шпал. Всего на конвейере обращается 20 платформ.

В технологическом процессе не учтены работы, связанные с предварительной подготовкой рельсов (сверление болтовых отверстий, очистка рельсов от грязи и засорителей, резка торцов, снятие фаски), а также обрезка изолирующих вкладышей для стыковых шпал. Время на пополнение контейнеров-накопителей включено в нормочасы обслуживания рабочего места. Также учитывается: время на получение задания и инструктаж мастером, проходы к рабочему месту в начале и в конце рабочего дня, до и после обеденного перерыва; время на подготовку и уборку рабочего места; время на перерывы, связанные с установленной технологией и организацией производственного процесса [12].

На основании описанной технологии производства работ по сборке РШР на звеносборочной линии КБ-03 с помощью инструментальных средств системы ИМ «Тесноматix Plant Simulation» была построена имитационная модель звеносборочной линии КБ-03. Создание модели осуществлялось по методике согласно [13, 14].

На рисунке представлен общий вид разработанной имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 в рабочем окне программы «Тесноматix Plant Simulation». Для удобства построения и представления имитационной модели ее объекты в рабочем окне программы расположены не прямолинейно. Данное расположение объектов является условным и не влияет на адекватность имитационной модели, поскольку логика последовательности взаимодействия ее объектов не нарушается.

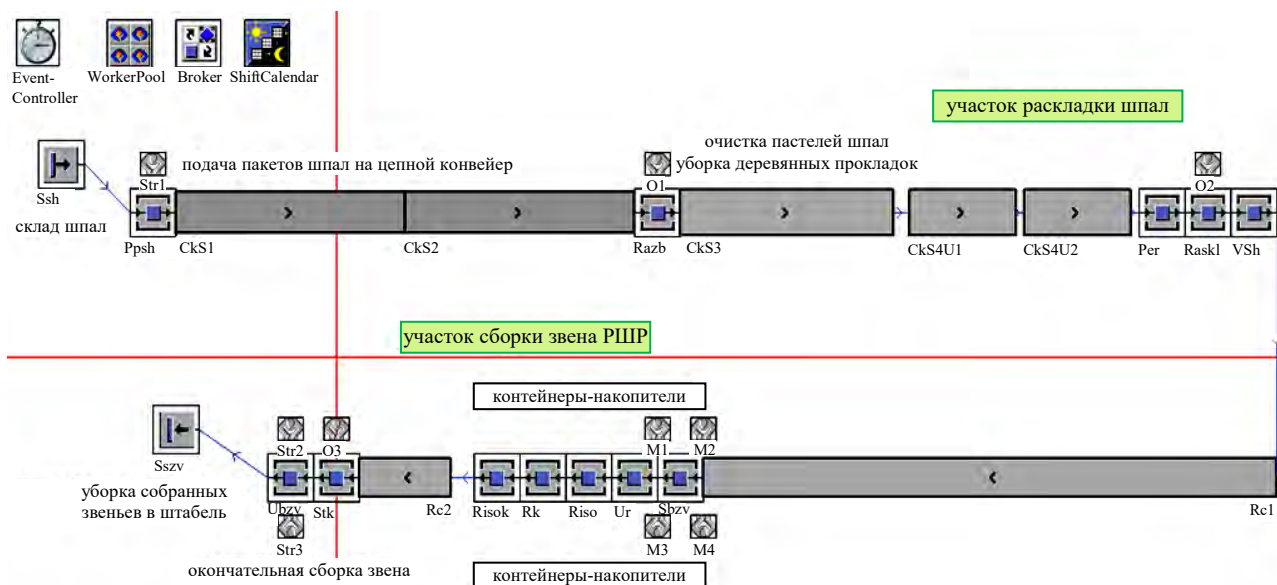


Рисунок. – Общий вид имитационной модели звеносборочной линии КБ-03

Инструменты системы ИМ «Tecnomatix Plant Simulation», используемые для построения имитационной модели звеносборочной линии КБ-03, и их назначение представлены в таблице 1.

Таблица 1. – Инструменты, использованные для построения имитационной модели

Инструмент	Назначение
Broker	Предназначен для обозначения расположения места, откуда работники перемещаются к своим рабочим местам
Comment	Предназначен для отображения пояснительных примечаний к имитационной модели для лучшего ее понимания и презентации
Connector	Предназначен для соединения материальных потоков между двумя объектами
Drain	Предназначен для удаления материальных объектов, произведенных на технологической линии. Представляет собой окончание технологического комплекса. Является обязательным объектом для каждой разрабатываемой имитационной модели
EventController	Координирует и синхронизирует различные события, происходящие во время симуляции
Line	Служит для моделирования конвейерной системы или ее части
ShiftCalendar	Предназначен для моделирования смен работы предприятия
SingleProc	Представляет собой отдельную станцию для производства одной технологической операции над материальным объектом
Source	Представляет собой источник материальных объектов для производственной линии. Является началом любого технологического комплекса и обязательным объектом для каждой разрабатываемой имитационной модели
Vector Graphics	Инструменты векторной графики, предназначенные для визуального оформления требуемых элементов
Worker	Обозначает человека, выполняющего трудовые операции на указанном рабочем месте
WorkerPool	Предназначен для обозначения мест нахождения работников, когда они не работают и ждут начала производства работ
Workplace	Предназначен для обозначения расположения рабочего места

Перечень объектов имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 и их назначение представлены в таблице 2.

Таблица 2. – Объекты имитационной модели

Условное обозначение объекта/ операции	Инструмент системы ИМ	Наименование моделируемого реального объекта	Назначение объекта согласно технологии производства работ
1	2	3	4
Технологический комплекс КБ-03			
Ssh	Source	Склад шпал	Источник шпал для звеносборочной линии
Ppsh	SingleProc	-	Погрузка пакета шпал краном КПБ-10 на цепной конвейер
CkS1	Line	Цепной конвейер секция 1	Прием пакетов шпал, подаваемых краном КПБ-10, со склада шпал и транспортировка их в звеносборочный цех
CkS2	Line	Цепной конвейер секция 2	Прием пакетов шпал и подача их на позицию разборки пакетов на ряды

Окончание таблицы 2

1	2	3	4
Razb	SingleProc	Устройство разборки пакетов шпал	Разборка пакетов шпал на ряды
CkS3	Line	Цепной конвейер	Установка подаваемых пакетов шпал на устройство раскладки пакета шпал и установка рядов шпал на позицию очистки удаления деревянных прокладок
CkS4U1	Line	Цепной конвейер	Перемещение и установка шпал на позицию расклада шпал по эпюре
CkS4U2	Line	Цепной конвейер	Перемещение и установка шпал на позицию расклада шпал по эпюре
Per	SingleProc	Перегрузчик	Перегрузка шпал по одной с цепного на роликовый конвейер
Raskl	SingleProc	Эпюрная рейка	Установка шпал на шаг заданной эпюры
VSh	SingleProc	Шпаловыравниватель	Предварительное и окончательное выравнивание шпал относительно оси звена РШР
Rc1	Line	Роликовый транспортер	Транспортировка шпал на позиции комплектования элементами креплений и раскладки рельсов
Sbzv	SingleProc	-	Раскладка подрельсовых прокладок
Ur	SingleProc	-	Установка рельсов на собираемое звено
Riso	SingleProc	-	Раскладка изолирующих вкладышей
Rk	SingleProc	-	Раскладка упругих клемм
Risok	SingleProc	-	Установка изолирующих вкладышей и закладка упругих клемм в анкер
Sbzv	SingleProc	-	Раскладка элементов крепления СБ-3 на шпалы, установка рельсов по наугольнику, окончательная сборка звена
Rc2	Line	Роликовый транспортер	Транспортировка звена РШР на позицию установки креплений СБ
Stk	SingleProc	Станок для сборки креплений СБ	Окончательная сборка звена РШР
Ubzv	SingleProc	-	Уборка собранного звена РШР в штабель с применением кранов КПБ-10
Sszv	Drain	-	Склад собранных звеньев
Обслуживающий персонал			
Str1	Workplace	Стропальщик	Строповка пакета шпал и его погрузка на цепной конвейер звеносборочной линии
O1	Workplace	Оператор	Контроль работы устройства разборки пакетов шпал на ряды
O2	Workplace	Оператор	Контроль работы устройства раскладки шпал по эпюре
M1, M2, M3, M4	Workplace	Монтеры пути	Комплектование шпал элементами крепления, установка рельсов, предварительная сборка звена РШР
O3	Workplace	Оператор	Контроль работы станка для сборки креплений СБ
Str2, Str3	Workplace	Стропальщики	Строповка собранного звена и его погрузка на складе готовых звеньев

Эксплуатация звеносборочной линии КБ-03 соответствует периоду нормальной эксплуатации. В течение этого периода, когда уровень накопленных износных повреждений еще не настолько высок, чтобы вызвать ухудшение выходных качественных параметров объекта, интенсивность отказов имеет стабильно низкое значение [15]. Экспериментальными данными подтверждается соответствие процессов, приводящих к внезапным отказам, экспоненциальному закону распределения [16]. Данные аспекты учтены для всех объектов имитационной модели. В качестве параметров, задаваемых при выборе работников, обслуживающих звеносборочную линию, использованы следующие: квалификационный разряд в соответствии с [12], скорость передвижения 1,5 м/с. Отклонения по времени выполнения операций от установленного нормами описываются нормальным законом распределения.

Разработанная имитационная модель звеносборочной линии КБ-03 относится к классу описательных моделей. Применение инструментальных средств системы ИМ «Tecnomatix Plant Simulation» позволяет проводить необходимые эксперименты и сбор статистических данных в процессе моделирования. На основе полученных статистических данных выполняется анализ работы всей моделируемой системы и отдельных ее объектов, что дает представление о возможных изменениях в структуре технологического процесса и т.д.

Заключение Звеносборочная линия КБ-03 является сложной многопараметрической системой, поэтому разработка ее имитационной модели является очень трудоемкой задачей и требует высокой квалификации не только в предметной области, но также и в области разработки программного обеспечения. Для построения адекватной имитационной модели проведен подробный анализ технологического процесса моделируемой производственной системы.

Особенностью исследования является то, что линия КБ-03 уже изготовлена и внедрена в производство, а не находится на стадии проектирования.

На основании выполненных исследований и проведенной работы можно сделать следующие выводы.

1. Наиболее рациональным решением поставленных в исследовании задач является создание цифровой имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 при помощи современных инструментальных средств ИМ. В настоящее время разработан целый ряд программных продуктов, ориентированных на ИМ различных систем. Наблюдается устойчивая тенденция развития систем ИМ, диктуемая современными высокими требованиями к планированию и организации производства.

2. Наиболее подходящим инструментальным средством для создания имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 является система ИМ «Tecnomatix Plant Simulation», изначально разработанная специально для промышленного применения. Инструментальные средства системы ИМ «Tecnomatix Plant Simulation» позволяют строить имитационные модели производственных систем любой сложности.

3. В основу создания имитационной модели звеносборочной линии КБ-03 в системе ИМ «Tecnomatix Plant Simulation» положен принцип имитации функционирования всей системы через имитацию функционирования ее отдельных объектов с соблюдением характера связей между ними и последовательности их взаимодействия.

Разработанная имитационная модель звеносборочной линии КБ-03 дает возможность проведения необходимых исследований реального объекта на компьютере, без вмешательства в существующий производственный процесс.

Список использованных источников

1. Агапов, А.С. Имитационное моделирование: учебник и практикум для академического бакалавриата / А.С. Агапов. – М.: Юрай, 2014. – 389 с.
 2. Журавлев, С.С. Краткий обзор методов и средств имитационного моделирования производственных систем / С.С. Журавлев // Имитационное моделирование технических систем и технологических процессов. Конструкторско-технологический институт вычислительной техники СО РАН, Новосибирск [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа: simulation.su/uploads/files/default/obzor-2010. – Дата доступа: 03.08.2019.
 3. Имитационное моделирование организации производственных процессов машиностроительных предприятий в инструментальной среде Tecnomatix Plant Simulation: лабораторный практикум / И.Г. Абрамова [и др.]. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2014. – 80 с.
 4. Борщев, А.В. Практическое агентное моделирование и его место в арсенале аналитика / А.В. Борщев // Exponenta PRO. – 2004. – № 3/4 (7/8). – С. 38-47.
 5. Форрестер, Дж. Основы кибернетики предприятия (индустриальная динамика) / Дж. Форрестер; под ред. Д.М. Гвишиани. – М.: Прогресс, 1971. – 340 с.
 6. Schruben, L. Simulation modeling with event graphs / L. Schruben // Communications of the ACM 26. – 1983. – P. 957-963.
 7. Raychaudhuri, S. Introduction to Monte Carlo simulation / S. Raychaudhuri // Proc. of the Winter Simulation Conf., Miami (USA), 7-10 Dec. 2008. – P. 91-100.
 8. Официальный сайт Siemens: Siemens ingenuity for life. Tecnomatix [Электронный ресурс]. – Режим доступа: Plant Simulation – <http://www.plm.automation.siemens.com/ru>. – Дата доступа: 03.08.2019.
 9. Сырецкий, Г.А. Стратегии и методы Plant Simulation как современная основа обучения имитационному моделированию / Г.А. Сырецкий // Имитационное моделирование. Теория и практика: сб. докладов четвертой всероссийской науч.-практич. конф. ИММОД-2009, СПб., 2009 г. / ОАО «ЦТСС». – СПб., 2009. – Т. 2. – С. 254-257.
 10. Леонова, Н.Л. Имитационное моделирование: конспект лекций / Н.Л. Леонова. – СПб.: ГТУРП, 2015. – 94 с.
 11. Лычкина, Н.Н. Современные технологии имитационного моделирования и их применение в информационных бизнес-системах и системах поддержки принятия решений / Н.Н. Лычкина // Имитационное моделирование. Теория и практика: сб. докл. второй всероссийской науч.-практ. конф. ИММОД-2005, СПб., 19-21 окт. 2005 г. / ФГУП ЦНИИТС. – СПб., 2005. – Т. 1. – С. 25-31.
 12. Приказ Начальника Белорусской железной дороги В.Н. Морозова от 13.12.2013 № 397Н «Об утверждении Нормы времени на сборку звеньев рельсошпальной решетки на железобетонных шпалах скрепления СБ-3 на полуавтоматической звеносборочной поточной линии». – Минск: Управление Белорусской железной дороги.
 13. Law, A.M. How to build valid and credible simulation models / A.M. Law // Proc. of the Winter Simulation Conf., Miami (USA), 7-10 Dec. 2008. – P. 39-47.
 14. Конюх, В.Л. Методы имитационного моделирования систем. Применение программных продуктов / В.Л. Конюх, Я.Б. Игнатьев, В.В. Зиновьев // Электронное изд. зарег. в Федеральном депозитарии электронных изданий № 0320401123. Рег. свид. ФГУП НТЦ «Информрегистр» от 06.09.2004, № 4753.
 15. Рыжкин, А.А. Основы теории надежности: учеб. пособие / А.А. Рыжкин, Б.Н. Слюсарь, К.Г. Шучев. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002. – 182 с.
 16. Острейковский, В.А. Теория надежности: учеб. для вузов / В.А. Острейковский. – М.: Высш. шк., 2003. – 463 с.
-

Информация об авторах

Моисеенко Владимир Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Жигар Виктор Игоревич – магистр технических наук, аспирант кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Письменная Наталья Владимировна – магистр технических наук, аспирант кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Моисеенко Виктория Владимировна – магистр технических наук, аспирант кафедры «Детали машин, путевые и строительные машины», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: dm@bsut.by.

Information about the authors

Moiseenko Vladimir Leonidovich – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Zhigar Victor Igorevich – Master of technical sciences, post-graduate student, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Pismennaya Natalia Vladimirovna – Master of technical sciences, post-graduate student, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Moiseenko Viktoria Vladimirovna – Master of technical sciences, post-graduate student, “Machine parts, track and construction machines”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: dm@bsut.by.

Поступила в редакцию 03.08.2019 г.

УДК 629.463.013.24

Довгелюк Н.В., Масловская М.А., Толочко З.Ю.*УО «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель, Беларусь***ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ВАГОНОВ В СОСТАВЕ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА**

Аннотация. В статье показано, что количество и тип вагонов в грузовом поезде, используемом для перевозки грузов (нефти и нефтепродуктов, строительных материалов, щебня, калийной соли, древесины, цемента и других), существенно влияют на длину поезда, который при остановке на раздельном пункте должен разместиться в пределах полезной длины приемоотправочных путей. Использование большегрузных вагонов позволяет сократить длину поезда, что особенно актуально при повышении массы грузовых поездов, обусловленной электрификацией Белорусской железной дороги и использованием более мощных грузовых электровозов, например, БКГ1 и БКГ2, уже обращающихся на электрифицированных участках Белорусской железной дороги. Построена номограмма для определения длины поезда при различном соотношении большегрузных и других вагонов в составе по количеству для разной массы состава грузового поезда.

Ключевые слова: железнодорожный вагон, грузовой поезд, масса состава, длина поезда, большегрузный вагон, срок службы.

Dovgelyuk N.V., Maslovskaya M.A., Tolochko Z.Yu.*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus***EXPEDIENCY OF USING HEAVY-DUTY CARS AS PART OF FREIGHT TRAIN**

Abstract. The article shows that the number and type of wagons in the freight train used for the transport of goods (oil and petroleum products, construction materials, crushed stone, potassium salt, wood, cement and others) significantly affect the length of the train, which, when stopped at a separate point, must be located within the useful length of the receiving and sending routes. The use of heavy-duty cars makes it possible to reduce the length of the train, which is especially relevant with the increase in the mass of freight trains due to the electrification of the Belarusian Railway and the use of more powerful freight electric locomotives, for example, BCG1 and BCG2, already operating on electrified sections of the Belarusian Railway. A nomogram has been built to determine the length of the train at different ratios of heavy goods and other cars in the train by quantity for different weight of the freight train.

Keywords: railway car, freight train, train weight, train length, heavy-duty car, service life.

Введение. Количество перевозок грузов и пассажиров на железных дорогах с течением времени возрастает. Основными грузами, перевозимыми как внутри страны, так и поставляемыми на экспорт, являются: нефть и нефтепродукты (в Полоцке и Мозыре находятся крупные нефтеперерабатывающие заводы, где сырая нефть из России перерабатывается, а нефтепродукты отправляются обратно в Россию), строительные материалы, металлы, удобрения, зерно, цемент, древесина, щебень, калийная соль и другие. Для перевозки различных грузов используются различные типы вагонов. Разделим их условно на две группы: большегрузные (восьмиосные, в том числе вагоны-цистерны) и остальные (четырехосные – открытые грузовые вагоны, платформы, вагоны для перевозки цемента, зерна, древесины, опрокидывающиеся, закрытые и другие вагоны). Средний возраст вагона более 20 лет. В настоящее время вагонный парк требует качественного обновления.

Дальнейшее развитие железнодорожного транспорта будет идти в направлении продолжения электрификации Белорусской железной дороги и приобретения современного подвижного состава [1, 2]. Вождение тяжеловесных поездов (весом до 8000 т) имеет преимущества при электрической тяге, так как движение с расчетной скоростью на руководящем подъеме в 2 раза быстрее, чем при тепловозной тяге, быстрее разгон и торможение поезда, меньше себестоимость перевозок и расход условного топлива на тягу поездов.

Увеличение пропускной способности участков железной дороги связано с повышением массы состава грузового поезда, которая, в свою очередь, зависит от типа и грузоподъемности вагонов. Так как поезда часто формируются из разнотипных вагонов, что существенно влияет на длину поезда и на количество груза, которое он может перевезти, то его длина зависит от доли большегрузных вагонов в составе. Допустим, поезд сформирован из большегрузных (восьмиосных) вагонов. В этом случае длина поезда будет минимальной. Если же поезд сформирован из четырехосных вагонов, то длина поезда будет максимальной. Поэтому определение длины поезда в зависимости от соотношения различных групп вагонов в составе по количеству для различной массы состава является актуальной практической задачей.

Целью данного исследования является разработка практических рекомендаций по определению уменьшения длины состава грузового поезда при увеличении доли большегрузных вагонов, а также – номограммы, позволяющей определить длину поезда при различном соотношении разнотипных вагонов в составе по количеству при различной массе состава.

Основная часть. Пропускная способность железных дорог может быть повышена за счет увеличения массы состава грузового поезда, полезной длины приемоотправочных путей, изменения структуры путевого развития, увеличения скорости движения поездов.

Увеличение массы состава грузового поезда предусматривает увеличение полезной длины приемоотправочных путей относительно существующей длины (850, 1050 м) до максимальной в перспективе 1700, 2100 м, используя обращение сдвоенных поездов [3]. Поэтому трасса железной дороги для реализации данной стратегии должна проектироваться с длиной площадок раздельных пунктов, допускающих увеличение длины путей до перспективной.

Увеличению скорости движения поездов способствует введение электрической тяги. Проектируемый продольный профиль железной дороги должен учитывать последующую электрификацию, в том числе по размещению раздельных пунктов и обеспечению выхода электровоза на расчетную характеристику при разгоне [4].

Изменение структуры путевого развития производится в поперечном и продольном направлениях. Если в перспективе не предусматривается строительство второго главного пути, то изменение путевого развития осуществляется только на раздельных пунктах для частично-пакетного движения. Площадки раздельных пунктов проектируются шириной, достаточной для укладки дополнительных боковых путей в перспективе. Если же предусматривается строительство второго главного пути, то увеличение пропускной способности предусматривает следующие этапы путевого развития: строительство разъездов для обеспечения не пакетного графика движения поездов, сооружение двухпутных вставок, двухпутных перегонов, строительство второго главного пути [5]. При возрастании пропускной и провозной способности железных дорог увеличивается масса состава грузового поезда, которую можно повысить за счет увеличения доли большегрузных вагонов в составе или обращения сдвоенных поездов. В данной статье исследуется влияние доли большегрузных вагонов в составе на длину поезда при различной массе состава.

Масса состава грузового поезда определяется из условия равномерного движения поезда по расчетному подъему с расчетной скоростью [6].

Установленный предварительно труднейший подъем принимается за расчетный i_p , и для него определяется масса состава Q из условия равномерного движения на расчетном подъеме:

$$Q = \frac{F_k - P_g (w'_0 + i_p)}{(w''_0 + i_p) \cdot g}, \quad (1)$$

где F_k – расчетная сила тяги локомотива, Н;

P_g – масса локомотива, т;

w'_0 – основное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН;

i_p – расчетный подъем, %;

w''_0 – средневзвешенное удельное сопротивление состава, Н/кН;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

С другой стороны, масса состава, соответствующая полезной длине приемоотправочных путей, определяется по формуле:

$$Q_{\text{поп}} = \frac{l_{\text{поп}} - l_{\text{л}} - 10}{\sum \beta_i \frac{l_{\text{в}(i)}}{q_i}}, \quad (2)$$

где $l_{\text{поп}}$ – существующая полезная длина приемоотправочных путей по Правилам тяговых расчетов, м;

$l_{\text{л}}$ – длина локомотива, м;

10 – допуск на установку поезда, м;

β_i – соотношение в составе по массе (в долях единицы) вагонов данной категории;

$l_{\text{в}(i)}$ – длина одного вагона данной категории, м;

q_i – масса i -го вагона.

Задача использования большегрузных вагонов в составе грузового поезда формулируется следующим образом. На железной дороге обращаются поезда, сформированные из разнотипных вагонов: большегрузных количеством n_k , имеющих длину l_k , массу одного вагона q_k , и остальных количеством n_i , длиной l_i , массой вагона q_i . Требуется количественно оценить влияние большегрузных вагонов на длину грузового поезда L при различной массе состава. Пусть индекс « k » относится к большегрузным вагонам, а « i » – к остальным. При указанных обозначениях длина состава согласно [7]:

$$L = n_i l_i + n_k l_k + 10; \quad (3)$$

$$L = \left(\frac{\beta_i Q}{q_i} \right) l_i + \left(\frac{\beta_k Q}{q_k} \right) l_k = Q \left[\frac{\beta_i}{q_i} l_i + \frac{\beta_k}{q_k} l_k \right]. \quad (4)$$

Заменив в формуле (4) весовые доли β_i количественным соотношением вагонов γ_i , получим:

$$\beta_i = \frac{\gamma_i q_i}{\gamma_i q_i + \gamma_k q_k};$$

$$\beta_k = \frac{\gamma_k q_k}{\gamma_i q_i + \gamma_k q_k}.$$

Тогда длина поезда:

$$L = \frac{Q(\gamma_i l_i + \gamma_k l_k)}{\gamma_i q_i + \gamma_k q_k}. \quad (5)$$

Обозначим $\gamma_i + \gamma_k = 1$, то $\gamma_i = 1 - \gamma_k$, получим:

$$L = \frac{Q[(1 - \gamma_k)l_i + \gamma_k l_k]}{(1 - \gamma_k)q_i + \gamma_k q_k} = \frac{Q[l_i + \gamma_k(l_k - l_i)]}{q_i + \gamma_k(q_k - q_i)}, \quad (6)$$

$$L = \frac{Ql_i[1 + \gamma_k(l_k/l_i - 1)]}{q_i[1 + \gamma_k(q_k/q_i - 1)]}. \quad (7)$$

Обозначим $l_k/l_i = n$ и $q_k/q_i = m$, тогда:

$$L = \frac{Ql_i[1 + \gamma_k(n - 1)]}{q_i[1 + \gamma_k(m - 1)]}. \quad (8)$$

Всегда $n > 1$ и $m > 1$, поэтому и $m > n$ (по сравнению с вагонами меньшей грузоподъемности у большегрузных вагонов грузоподъемность увеличивается в большей степени, чем их длина).

Приняв в формуле (8) $\gamma_k = 0$ (в составе большегрузные вагоны отсутствуют), получим максимальную длину состава, и наоборот, если $\gamma_i = 0$ (в составе только большегрузные вагоны), получим минимальную длину состава:

$$L_{\max} = \frac{Ql_i}{q_i}; \quad L_{\min} = \frac{Ql_k}{q_k}. \quad (9)$$

При увеличении доли большегрузных вагонов ($0 < \gamma_k \leq 1$) длина состава уменьшается на $\Delta L = L_{\max} - L$ или, в процентах:

$$p = \left(\frac{\Delta L}{L_{\max}} \right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{L}{L_{\max}} \right) \cdot 100. \quad (10)$$

Подставляя в (10) значение $L_{\max}$ и L из формул (8) и (9), получим после преобразований:

$$p = \frac{\gamma_k(m - n)}{1 + \gamma_k(m - 1)} \cdot 100. \quad (11)$$

Как следует из формулы (8), при отсутствии в составе большегрузных вагонов ($\gamma_k = 0$) $p = 0$. Наибольшее изменение (уменьшение) длины состава при увеличении доли большегрузных вагонов составляет (при $\gamma_k = 1$), в процентах:

$$P_{\max} = \left(1 - \frac{m}{n} \right) \cdot 100. \quad (12)$$

Построен график зависимости $p = f(\gamma_k)$ (рисунок 1), по которому определяется относительное изменение длины состава в зависимости от доли большегрузных вагонов.

В качестве примера определена длина состава поезда и ее относительное изменение в зависимости от доли большегрузных вагонов при следующих исходных данных. Состав сформирован из четырехосных и восьмиосных вагонов: масса состава $Q = 3250$ т, длина четырехосного и восьмиосного вагонов, соответственно, $l_4 = 15$ м,

$l_8 = 20$ м, масса брутто четырехосного и восьмиосного вагонов $q_4 = 80$ т, $q_8 = 187,5$ т. Выполнив расчеты по вышеприведенным формулам, получаем максимальную и минимальную длины состава грузового поезда $L_{\max} = 610$ м, $L_{\min} = 346$ м. Результаты вычисления длины состава при различном соотношении большегрузных вагонов в составе по количеству, изменение при этом длины состава поезда в количественном и процентном соотношениях приведены в таблице. Уменьшение длины состава при наличии только большегрузных вагонов составляет 43 % (рисунок 1). Относительное уменьшение длины состава грузового поезда определяется по приведенным выше формулам для любой массы состава.

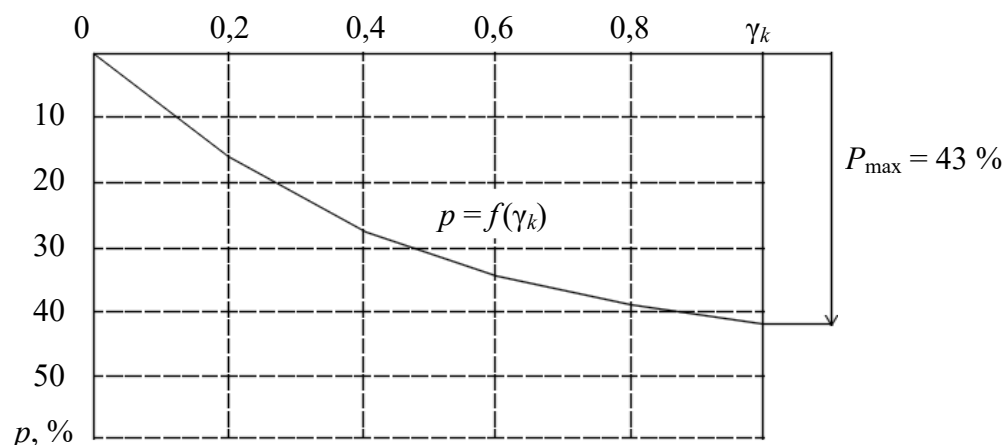


Рисунок 1. – Относительное уменьшение длины состава при увеличении доли большегрузных вагонов

Таблица. – Длина состава и относительное ее изменение при различных соотношениях вагонов по количеству

Показатель	Количественное соотношение вагонов					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
L , м	610	512	448	404	371	346
ΔL , м	0	98	162	206	239	264
p , %	0	16	27	34	39	43

По методике, приведенной выше, определяется относительное изменение длины состава. Выполнив аналогичные подсчеты для других групп вагонов в поезде, получено максимальное изменение (уменьшение) длины состава.

При решении некоторых задач по проектированию железных дорог и в практической работе требуется использовать абсолютные значения длины состава.

В общем случае, для определения длины состава L используется формула (8), которая при любом количестве групп вагонов с равными характеристиками принимает вид:

$$L = Q \cdot \left(\sum_{i=1}^k \gamma_i l_i \right) / \left(\sum_{i=1}^k \gamma_i q_i \right), \quad (13)$$

где k – число вагонов в составе;

γ_i , l_i , q_i – характеристики вагонов любой i -й группы, в том числе и большегрузных.

Из формулы (13) видно, что длина состава пропорциональна коэффициенту α

$$\alpha = \left(\sum_1^k \gamma_i l_i \right) / \left(\sum_1^k \gamma_i q_i \right), \quad (14)$$

$$L = \alpha Q.$$

Для определения значений α построена номограмма (рисунок 2), по оси абсцисс которой размещены $\sum_1^k \gamma_i l_i$, а по оси ординат – значения α . Серии прямых линий (I-V) на номограмме соответствуют различным значениям $\sum_1^k \gamma_i q_i$.

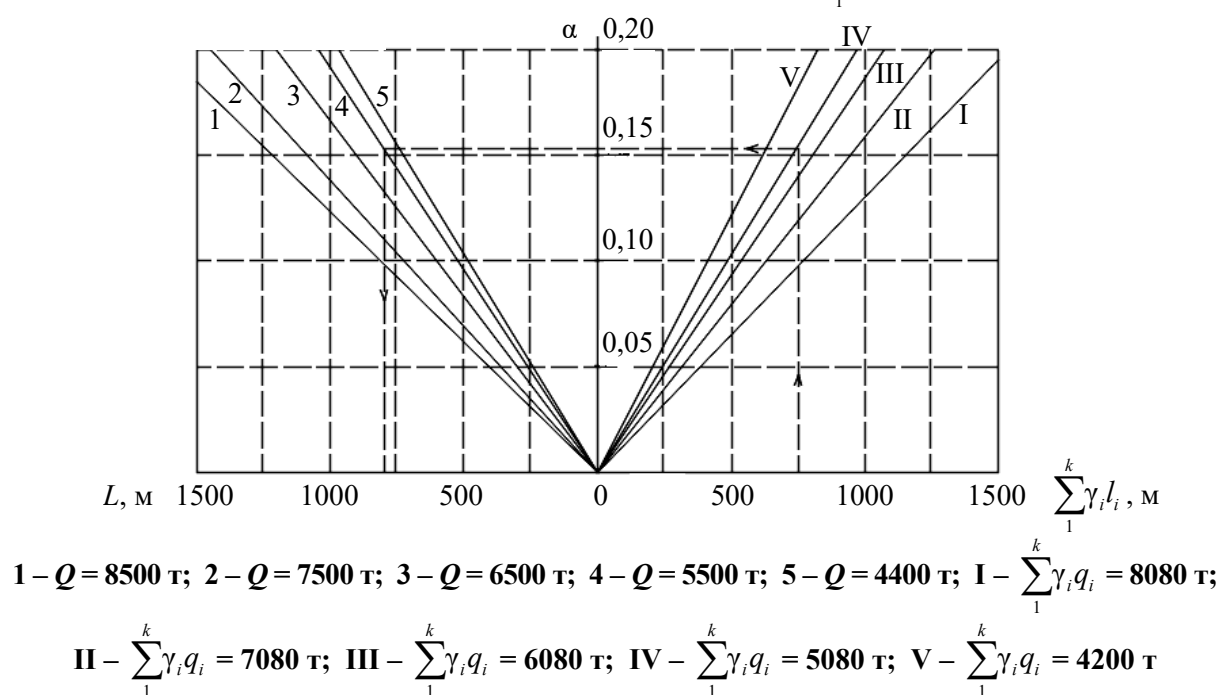


Рисунок 2. – Номограмма для определения длины состава

Для практических расчетов удобна номограмма, дополненная вторым квадрантом с размещением на нем серии прямых, соответствующих различным значениям массы состава Q . Тогда по оси абсцисс определяется искомое значение длины состава L (на рисунке 2 последовательность отсчетов показана пунктиром со стрелками).

Заключение. В случае использования большегрузных вагонов длина состава, определенная с учетом условия движения на расчетном подъеме с расчетной скоростью, может оказаться меньше длины приемоотправочных путей. В этом случае возможно увеличение числа вагонов разных типов до длины, не превышающей полезную длину приемоотправочных путей, что позволит повысить весовую норму поезда. В работе приведен график зависимости $p = f(\gamma_k)$ (рисунок 1), по которому определяется относительное изменение длины состава поезда в зависимости от доли большегрузных вагонов.

Наряду с относительным изменением длины состава используются в практической работе абсолютные значения длины состава при различной структуре вагонов. Построена номограмма, по которой определяется длина поезда при различном соотношении доли большегрузных вагонов в составе по количеству для различной массы поезда.

Масса состава, определенная по полезной длине приемоотправочных путей, превышает массу, определенную из условия движения поезда по расчетному подъему, поэтому должны быть предусмотрены меры по преодолению затяжных подъемов с ру-

ководящим уклоном или близких к нему: использование разгонного толкания на части перегона или двойной тяги на всем перегоне.

Список использованных источников

1. Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Государственная программа развития транспортного комплекса Республики Беларусь на 2016-2020 годы / Постановление Совета Министров Республики Беларусь 28.04.2016 № 345 с изменениями и дополнениями. – Режим доступа: pravo.by. – Дата доступа: 06.09.2019.
2. Официальный сайт – Белорусская железная дорога [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.rw.by>. – Дата доступа: 06.09.2019.
3. Строительные нормы Республики Беларусь СНБ 3.03.01-98. Железные дороги колеи 1520 мм. – Введ. 01.08.1998. – Минск: М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 1998. – 38 с.
4. Технический кодекс установившейся практики ТКП 45-1.02-214-2010. Состав проектной документации в строительстве. Правила проектирования. – Минск: М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 2010. – 55 с.
5. Довгелюк, Н.В. Реконструкция железных дорог: учеб. пособие для вузов / Н.В. Довгелюк, Г.В. Ахраменко, В.А. Вербило. – Гомель: БелГУТ, 2017. – 339 с.
6. Турбин, И.В. Изыскания и проектирование железных дорог: учеб. для вузов / И.В. Турбин. – М.: Транспорт, 1989. – 479 с.
7. Правила тяговых расчетов для поездной работы / Министерство путей сообщения. – М.: Транспорт, 1985 – 287 с.

Информация об авторах

Довгелюк Наталия Владимировна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Проектирование, строительство и эксплуатация транспортных объектов», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Масловская Марина Александровна – аспирант кафедры «Управление эксплуатационной работой», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Толочко Злата Юрьевна – студентка строительного факультета, УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Information about the authors

Dovgelyuk Natalia Vladimirovna – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Department “Design, Construction and Operation of Transport Facilities”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Maslovskaya Marina Aleksandrovna – graduate student of the department “Management of operational work”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Tolochko Zlata Yuryevna – student of the Faculty of Civil Engineering, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: ndov1948@mail.ru.

Поступила в редакцию 09.09.2019 г.

УДК 621.65.01

Павлечко В.Н.

УО «Белорусский государственный технологический университет», г. Минск, Беларусь

**ИЗМЕНЕНИЕ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ СРЕДЫ НА ЛОПАСТИ
В КАНАЛАХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ**

Аннотация. Проведен анализ давления среды на лопасти центростремительной турбины при вводе потока снаружи под некоторым углом к направлению, обратному окружной скорости. Угол наклона лопастей и радиальная скорость среды приняты постоянными по радиусу турбины. Выведены некоторые соотношения скоростей и давлений для оценки влияния потока на лопасти в промежутке между входным и выходным участками. Наибольшее тангенциальное давление среда оказывает на лопасти на входном участке; для последующих участков по ходу движения ее влияние существенно ослабевает. Количество активных участков лопастей турбины, воспринимающих заметное давление среды, снижается при возрастании углов ввода среды и наклона лопастей, что указывает на целесообразность ограничения длины лопастей.

Ключевые слова: центростремительная турбина, угол наклона лопастей, межлопастное пространство, тангенциальное давление среды, активная длина лопастей.

Pavlechko V.N.

Belarusian State Technological University, Minsk, Belarus

**TANGENTIAL PRESSURE OF THE MEDIUM ON THE BLADES
IN THE CHANNELS OF AN INFLOW TURBINE**

Abstract. The pressure exerted by the medium on the blades of an inflow turbine when a flow enters from the outside at an angle relative to the opposite direction of the peripheral speed is analyzed. The blade angle and the radial speed of the medium are assumed to be constant along the turbine radius. Equations have been derived for estimating the effect of the flow on the blades in the gap between the entrance and exit sections. At the entrance section, the medium has the greatest impact on the blades. This effect weakens along the flow direction. The active length of the turbine blades perceiving a significant pressure of the medium decreases when the entry angle of the medium or the blade angle increase. Thus, it is reasonable to limit the length of the blades.

Keywords: inflow turbine, blade angle, interlobe space, tangential pressure of a fluid, active blade length.

Введение. Основным уравнением турбин является уравнение Эйлера [1, 2], которое применительно к особенностям центростремительной турбины имеет вид:

$$p = \rho(v_1 r_1 \cos \alpha_1 - v_2 r_2 \cos \alpha_2), \quad (1)$$

где ρ – плотность среды, кг/м³;

v_1, v_2 – абсолютные скорости среды во входном и выходном сечениях соответственно, м/с;

r_1, r_2 – соответственно внешний и внутренний радиусы лопастей турбины, м;

α_1, α_2 – углы между векторами абсолютных скоростей среды и касательными к внешней и внутренней окружности лопастей турбины соответственно, град (рад).

Величины составляющих скоростей движения среды и создаваемых ими давлений на лопасти турбины, имеющие постоянный по радиусу угол наклона, исследованы

ранее при вводе потока среды тангенциально [3], радиально [4] и под некоторым углом α к направлению, обратному окружной скорости u турбины (рисунок 1) [5]. Выведенные в работе [5] выражения скоростей и давлений представляют обобщенные зависимости аналогичных величин, полученных в работах [3] и [4], но они относятся только к начальному участку лопасти и не могут быть использованы для других ее участков [6]. По мере удаления среды от места ввода направления и скорости ее движения изменяются, и при достаточно большой длине лопастей она выходит из межлопастного пространства практически параллельно плоскости лопасти, не оказывая активного влияния на вращение турбины. Соответствующим образом изменяется и давление среды на лопасть.

Лопасть разделена по длине на n элементарных участков. Скорость v_s , с которой среда вводится в межлопастное пространство турбины, представлена тангенциальной v_{su} и радиальной v_{sr} составляющими (рисунок 1). С этими скоростями среда воздействует на первый по ходу ее движения участок лопасти, и их выражения с учетом принятых обозначений имеют вид:

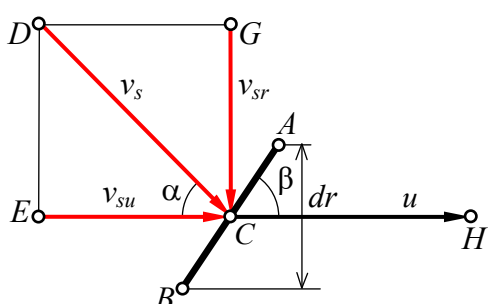


Рисунок 1. – Составляющие скорости воздействия среды на элементарный участок лопасти

В свою очередь, тангенциальная скорость среды v_{su1} , представлена скоростью c'_1 в направлении, перпендикулярном плоскости лопасти, и относительной скоростью w'_1 вдоль лопасти (рисунок 2), а радиальная скорость v_{sr1} – скоростями c''_1 и w''_1 , действующими соответственно перпендикулярно и вдоль лопасти (рисунок 3). Причем скорости c'_1 и c''_1 имеют одинаковое направление, а скорости w'_1 и w''_1 – противоположное. Скорости c'_1 и c''_1 также заменены скоростями среды c'_{u1} и c'_{r1} (рисунок 2), c''_{u1} и c''_{r1} (рисунок 3), соответственно.

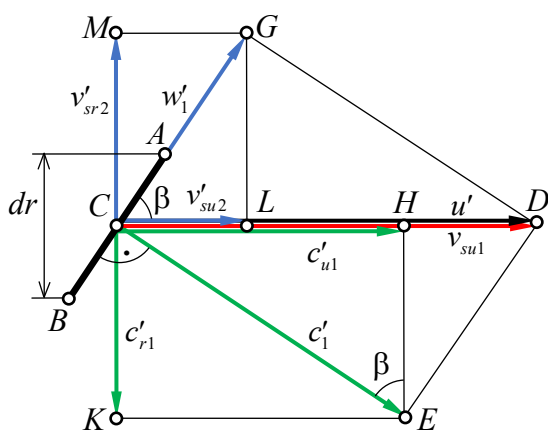


Рисунок 2. – Составляющие скорости движения элементарного объема среды и первого участка лопасти под воздействием тангенциальной составляющей потока

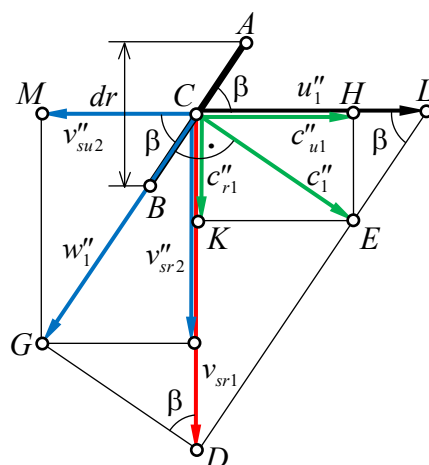


Рисунок 3. – Составляющие скорости движения элементарного объема среды и первого участка лопасти под воздействием радиальной составляющей потока

Кинетическая энергия среды, движущейся со скоростями c'_{u1} и c''_{u1} , расходуется на вращение первых участков лопастей, а со скоростями c'_{r1} и c''_{r1} – на преодоление сопротивления этих участков движению потока, возникающего, например, в результате действия центробежной силы. Энергия среды, движущейся с относительными скоростями w'_1 и w''_1 , на вращение лопастей не расходуется, и с указанными скоростями среда воздействует на вторые по ходу движения участки лопастей. Выражения некоторых из указанных скоростей для произвольного i -го участка имеют вид [3-5]:

$$c''_{u1} = c''_{u2} = c''_{u3} = \dots = c''_{u(i-1)} = v_{sr} \sin \beta \cdot \cos \beta; \quad (4)$$

$$w'_i = v_{sui} \cos \beta; \quad (5)$$

$$w''_i = v_{sri} \sin \beta, \quad (6)$$

где β – угол между плоскостью лопасти и вектором окружной скорости (рисунок 1), град (рад).

Результаты исследований. В работе [6] проведен анализ сил, действующих на произвольный участок лопасти длиной $dr/\sin \beta$ на расстоянии r от оси вращения, за промежуток времени dt , зависящий от скорости движения среды в радиальном направлении c'_r , при воздействии тангенциальной составляющей потока v_{su} . Такое предположение допускает определенные погрешности вычисления давлений, т.к. их расчетные выражения зависят, в том числе, и от радиальной составляющей начальной скорости среды, которая также сказывается на длительности указанного промежутка времени. В частности, при радиальном вводе среды в межлопастное пространство тангенциальная составляющая начальной скорости среды отсутствует, и погрешность вычисления давления максимальная. Более объективной характеристикой промежутка времени dt представляется его зависимость от обобщенной скорости движения среды в радиальном направлении c_r , полученной в результате совместного воздействия тангенциальной и радиальной составляющих потока:

$$dt = \frac{dr}{c_r} = \frac{dr}{v_s \cos \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}. \quad (7)$$

При использовании методологии вывода расчетных зависимостей, приведенной в работе [6], и формулы (7), получены выражения для определения давления на элементарный участок лопасти в направлениях соответственно: перпендикулярном плоскости участка, в тангенциальном и радиальном:

- при воздействии тангенциальной составляющей потока v_{su}

$$p' = \rho v_{su}^2 \frac{\sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha \cdot \sin \beta}; \quad (8)$$

$$p'_u = \rho v_{su}^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha}; \quad (9)$$

$$p'_r = \rho v_{su}^2 \frac{\cos^2 \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha \cdot \sin \beta}; \quad (10)$$

- при воздействии радиальной составляющей потока v_{sr}

$$p'' = \rho v_{sr}^2 \frac{\cos \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\sin \alpha \cdot \sin^2 \beta}; \quad (11)$$

$$p_u'' = \rho v_{sr}^2 \frac{\cos \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\sin \alpha}; \quad (12)$$

$$p_r'' = \rho v_{sr}^2 \frac{\cos^3 \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\sin \alpha \cdot \sin^2 \beta}. \quad (13)$$

Выражения для расчета составляющих скоростей движения среды и лопастей выведены в [3-6] без использования формулы (7) и остаются такими же при ее применении. Обобщенные зависимости перечисленных давлений получены сложением выражений (8) и (11), (9) и (12), (10) и (13):

$$p = p' + p'' = \rho v_s^2 \frac{\sin^2(\beta + \alpha)}{\sin^2 \beta}; \quad (14)$$

$$p_u = p_u' + p_u'' = \rho v_s^2 \sin^2(\beta + \alpha); \quad (15)$$

$$p_r = p_r' + p_r'' = \rho v_s^2 \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} \sin^2(\beta + \alpha). \quad (16)$$

В настоящей работе рассматривается изменение тангенциального давления потока на лопасть, определяющего скорость вращения турбины, в промежутке между входным и выходным участками. При этом влияние центробежной силы повышает сопротивление движению среды в радиальном направлении и в расчетных зависимостях не учитывается, а принимается во внимание только при определении потери давления среды в результате движения в радиальном направлении.

Исходя из условия неразрывности потока, расход среды через турбину является постоянным, в связи с чем, радиальную составляющую скорости потока v_{sr} для спрофилированных лопастей допускаем стабильной для различных элементарных участков лопастей, т.е.:

$$v_{sr1} = v_{sr2} = v_{sr3} = v_{sr4} = \dots = v_{sr} = v_s \sin \alpha = \text{const}. \quad (17)$$

Тангенциальное давление среды на первый участок лопасти под действием тангенциальной составляющей скорости потока v_{su1} в соответствии с формулой (9) и с учетом выражения (2) определяется зависимостью:

$$p_{u1}' = \rho v_{su1}^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha), \quad (18)$$

а под действием радиальной составляющей скорости потока по аналогии с формулой (12) с учетом (3):

$$p_{u1}'' = \rho v_{sr1}^2 \frac{\cos \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\sin \alpha} = \rho v_s^2 \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (19)$$

Суммарное давление от воздействия обеих составляющих скоростей на первый элементарный участок лопасти определяется суммой давлений, т.к. тангенциальные скорости среды при ее тангенциальном и радиальном вводе направлены в одну сторону (рисунки 1 и 2) и, соответственно, создают давление, определяемое по формуле (15).

Предположим, что найденные для первого элементарного участка лопасти соотношения скоростей и давлений справедливы и для других ее участков, и определим аналогичные зависимости для второго и последующих участков лопасти.

Как отмечалось выше, на второй по ходу движения участок лопасти среда воздействует с относительными скоростями w'_1 и w''_1 . На вращение турбины активно воздействуют их тангенциальные составляющие (рисунки 2 и 3), выражения которых с учетом (5) и (6) имеют вид:

$$v'_{su2} = w'_1 \cos \beta = v_{su1} \cos^2 \beta; \quad (20)$$

$$v''_{su2} = w''_1 \cos \beta = v_{sr1} \sin \beta \cdot \cos \beta. \quad (21)$$

Скорость v''_{su2} , возникающая при воздействии радиальной составляющей v_{sr1} на первый участок лопасти, создает тангенциальное давление, которому противодействует давление, создаваемое противоположно направленной скоростью c''_{u1} , возникающей при воздействии среды со скоростью v_{sr1} на первый элементарный участок лопасти (рисунок 3). Вследствие равенства и противоположной направленности этих скоростей и, следовательно, создаваемых ими давлений, они могут быть исключены из дальнейшего рассмотрения. Таким образом, тангенциальное давление на второй участок лопасти создается средой, движущейся со скоростью $v_{su2} = v'_{su2}$, и определяется по аналогии с формулой (18) с учетом выражения (2) и (20) зависимостью:

$$p_{u2} = p'_{u2} = \rho(v'_{su2})^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos^4 \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (22)$$

По аналогии с формулой (20) среда воздействует на третий участок лопасти со скоростью:

$$v'_{su3} = v'_{su2} \cos^2 \beta = v_s \cos \alpha \cdot \cos^4 \beta, \quad (23)$$

и создает тангенциальное давление на этот участок, по аналогии с формулой (18) с учетом (2):

$$p_{u3} = p'_{u3} = \rho(v'_{su3})^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos^8 \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (24)$$

Таким же образом выведены зависимости для четвертого участка лопасти:

- тангенциальной скорости перед четвертым участком

$$v'_{su4} = v'_{su3} \cos^2 \beta = v_s \cos \alpha \cdot \cos^6 \beta; \quad (25)$$

- тангенциального давления среды на четвертый участок лопасти

$$p_{u4} = p'_{u4} = \rho(v'_{su4})^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos^{12} \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (26)$$

Для пятого участка лопасти соответствующие выражения имеют вид:

$$v'_{su5} = v'_{su4} \cos^2 \beta = v_s \cos \alpha \cdot \cos^8 \beta; \quad (27)$$

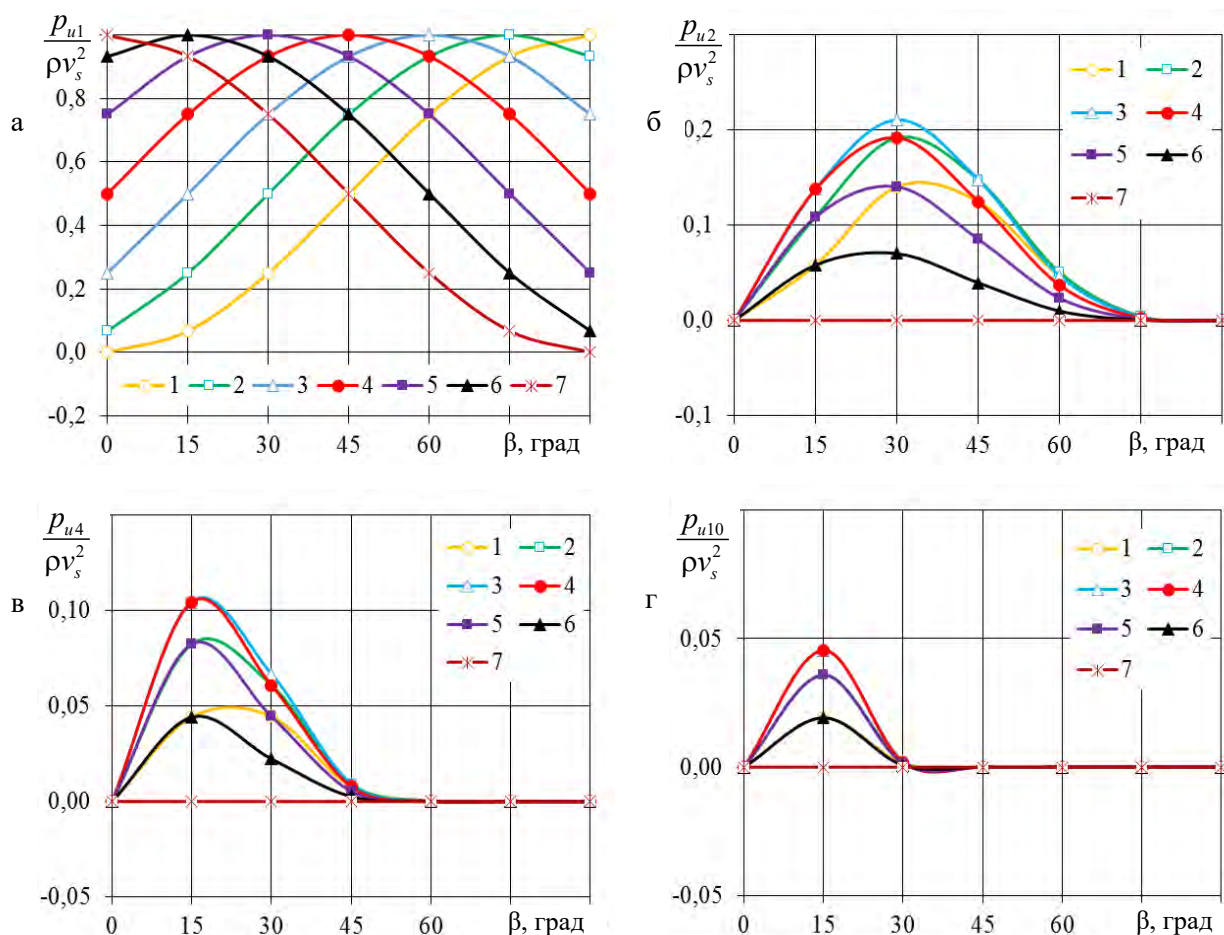
$$p_{u5} = p'_{u5} = \rho(v'_{su5})^2 \frac{\sin \beta \cdot \sin(\beta + \alpha)}{\cos \alpha} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos^{16} \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (28)$$

Сравнение выражений (22), (24), (26), (28) и других (для последующих элементарных участков), не приведенных в настоящей статье, показывает, что для второго и следующих участков лопасти тангенциальное давление может быть представлено обобщенной зависимостью:

$$p_{ui} = \rho v_s^2 \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos^{4(i-1)} \beta \cdot \sin(\beta + \alpha). \quad (29)$$

Как следует из формулы (29), полезное давление, определяющее скорость вращения и мощность турбины, стремится к нулю при $\beta = \alpha = 90^\circ$, т.е. при параллельности вектора входной скорости среды плоскости лопасти, а также при $\beta = 0^\circ$ ($\sin 0^\circ = 0$) и при $\alpha = 90^\circ$ ($\cos 90^\circ = 0$). Поэтому для повышения полезного давления на лопасть необходимо избегать указанных равенств и значений углов.

Графическая зависимость отношения давлений $p_{ui}/(\rho v_s^2)$ от углов β , α и числа элементарных участков лопасти i в соответствии с формулой (29) приведена на рисунке 4.



1 – $\alpha = 0^\circ$; 2 – $\alpha = 15^\circ$; 3 – $\alpha = 30^\circ$; 4 – $\alpha = 45^\circ$; 5 – $\alpha = 60^\circ$; 6 – $\alpha = 75^\circ$; 7 – $\alpha = 90^\circ$;
 а – $i = 1$; б – $i = 2$; в – $i = 4$; г – $i = 10$

Рисунок 4. – Зависимость отношения $p_{ui}/(\rho v_s^2)$ от угла наклона лопастей β для i -го участка лопасти при различных углах ввода потока α

Давление на первый элементарный участок, определенное по формуле (29), всегда имеет положительные значения (рисунок 4а) для диапазонов значений углов $0^\circ < \alpha < 90^\circ$, $0^\circ < \beta < 90^\circ$. Наибольшее давление на лопасть среда оказывает на первом элементарном участке при $\beta = 90^\circ$ и $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 0^\circ$ и $\alpha = 90^\circ$, когда вектор вводимой в межлопастное пространство скорости среды перпендикулярен плоскости лопасти (рисунок 4а). На втором элементарном участке (рисунок 4б) тангенциальное давление среды снижается по сравнению с первым участком, особенно для больших углов наклона лопастей и ввода среды. Максимальное давление наблюдается для $\beta \approx 25-35^\circ$, не превышает 30 % соответствующей величины на первый участок. При $\beta \geq 75^\circ$ для любых

углов α , а также при радиальном вводе среды ($\alpha = 90^\circ$) полезное давление вообще отсутствует. Для четвертого элементарного участка (рисунок 4в) тангенциальное давление еще больше снижается (менее 15 % первоначального) и отсутствует при $\beta \geq 50^\circ$, а также при радиальном вводе среды. С возрастанием количества элементарных участков воздействие среды на лопасть продолжает снижаться (рисунок 4г), а диапазон углов наклона лопастей, при котором тангенциальное давление отсутствует, – расширяется. Поскольку для последующих участков лопасти интенсивность тангенциального давления среды снижается, а сопротивление потоку среды вследствие трения при увеличении количества участков возрастает, то длину лопасти целесообразно уменьшать.

Выводы. В турбине следует избегать значений углов α и β , при которых среда вводится параллельно плоскости лопасти и не оказывает полезного давления на лопасти турбины. Наибольшее тангенциальное давление на лопасти среда оказывает на входном участке. Для последующих участков по ходу движения потока ее давление существенно ослабевает. Количество активных участков лопастей турбины, воспринимающих заметное давление среды, снижается при возрастании угла наклона лопастей, что указывает на целесообразность ограничения длины лопастей с целью снижения трения в межлопастном пространстве.

Список использованных источников

1. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины. Турбины и насосы / Г.И. Кривченко. – М.: Энергия, 1977. – 320 с.
2. Смирнов, И.Н. Гидравлические турбины и насосы / И.Н. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1969. – 400 с.
3. Павлечко, В.Н. Влияние угла наклона лопастей на работу радиально-осевой турбины / В.Н. Павлечко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2017. – № 5. – С. 3-6.
4. Павлечко, В.Н. Скорости и давления в центростремительной турбине при начальной закрутке наружного потока среды / В.Н. Павлечко // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 1. – С. 19-29.
5. Павлечко, В.Н. О влиянии центробежной силы на параметры центростремительной турбины / В.Н. Павлечко // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 2. – С. 39-46.
6. Павлечко, В.Н. Скорости среды в каналах центростремительной турбины / В.Н. Павлечко // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 4. – С. 33-38.

Информация об авторе

Павлечко Владимир Никифорович – кандидат технических наук, доцент кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств, УО «Белорусский государственный технологический университет» (ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск, Беларусь), e-mail: Paulechka@tut.by.

Information about the author

Pavlechko Uladzimir Nikiforovich – Ph. D. (Engineering), Associate Professor of Machines and Apparatus of Chemical and Silicate Industries, Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova Str., 220006, Minsk, Belarus), e-mail: Paulechka@tut.by.

Поступила в редакцию 24.05.2019 г.

УДК 621:534.614

Приходько И.В.*УО «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель, Беларусь***ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА НАДЕЖНОСТЬ
И БЕЗОПАСНОСТЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН**

Аннотация. В статье анализируется вопрос возникновения и влияния такого физического фактора, как собственная вибрация машин и механизмов на долговечность и надежность работы оборудования. Приведены средства измерения и основные измеряемые вибрационные характеристики. Представлены основные методы проведения измерений с указанием оптимальных мест расположения контрольных точек измерения вибрации и способы крепления датчиков на поверхности. Проведен анализ величины вибрационных характеристик в зависимости от частоты вращения электрических машин, а также сравнительный анализ методов оценки состояния объектов.

Ключевые слова: вибрация, диагностика, виброметр, вибродатчик, виброскорость, вибросмещение.

Prihodzko I.V.*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus***IMPACT OF VIBRATION ON RELIABILITY
AND SAFETY OF ELECTRICAL MACHINES**

Abstract. The article analyzes the issue of the occurrence and influence of such a physical factor as the intrinsic vibration of machines and mechanisms on the durability and reliability of equipment operation. Measuring instruments and basic measured vibrational characteristics are given. The main methods of measurements are presented, indicating the optimal locations of the control points for measuring vibration, and methods of mounting sensors on the surface. The magnitude of vibrational characteristics depending on the frequency of rotation of electrical machines is analyzed. And also a comparative analysis of the assessment methods of the state of objects is carried out.

Keywords: vibration, diagnostics, vibrometer, vibration sensor, vibration speed, vibration displacement.

Введение. Проблема защиты от вибрации наиболее остро встала в связи со стремительным развитием механизации и автоматизации ряда производственных процессов, ростом скоростей на различных стационарных и транспортных установках, широким внедрением пневматического и электрифицированного инструмента, а также оборудования робототехники.

Вибрация – механические колебания, возникающие в упругих средах или телах, находящихся под воздействием переменных физических сил. Эти колебания могут передаваться по материальной среде как на оборудование, так и на тело человека [1].

Как известно, ко многим современным видам оборудования и техники предъявляются требования по высокой устойчивости к воздействиям внешних факторов, одним из которых является вибрация. Соответственно, в ходе производства и разработки изделия необходимо испытывать на воздействие этого фактора, то есть проводить его вибродиагностику.

Методы оценки вибрации. Нередко работающее оборудование само может являться источником вибрации. Величину вибрационных параметров, таких как виброускорение, виброскорость и виброперемещение, а также запись спектра можно, соответственно, определить и произвести при помощи виброанализаторов, многоканальных регистраторов, анализаторов вибрации и так далее. Однако, самыми распространенными приборами являются вибromетры (рисунок 1).

Настоящие исследования направлены на выявление конструктивных и технологических недостатков оборудования при вводе в эксплуатацию и дальнейшем использовании на железнодорожном подвижном составе, которые могут привести к повреждениям при воздействии различных видов вибрации и ударов. Такого рода испытания не используются для определения ресурса оборудования. Однако условия проведения испытаний являются удовлетворительными для обеспечения достаточной степени достоверности того, что оборудование отработает установленный срок службы в предусмотренных условиях эксплуатации. Требования, которым должен удовлетворять изготовленный или эксплуатируемый объект, определяются соответствующей нормативно-технической документацией. Объект, удовлетворяющий всем требованиям нормативно-технической документации, является исправным или находится в исправном техническом состоянии.



**Рисунок 1. – Виброметр
ЭКОФИЗИКА-110А**

Одним из наиболее интересных направлений исследований влияния вибрационных параметров является изучение собственной механической вибрации электрических машин. Она вызывается разбалансированностью вращающихся частей, механическими неисправностями или причинами электромагнитного характера. Повышенные вибрации электрических машин являются одной из главных причин их преждевременного выхода из строя, в первую очередь, это касается повреждения подшипников. Помимо того, повышенная вибрация быстро изнашивает изоляцию обмоток, может привести к деформации вала, появлению трещин и повреждениям на корпусе, а также опорной рамы или фундамента. Таким образом, недооценка этого фактора при приемочных и сертификационных испытаниях может иметь последствия различного характера.

По причине отсутствия диагностики в процессе эксплуатации оборудования также возникают неисправности, которые могут привести к выходу из строя как самого объекта – источника вибрации, так и всей технологической установки, в состав которой он входит. А это может привести к остановке технологического процесса или создать ситуацию, связанную с риском для жизни [2, 3].

В настоящее время оценку уровней вибрации производят как у нас в стране, так и за рубежом с целью установления надежности работы оборудования. Существуют две основных разновидности измерения вибрации электрических машин. Первый, самый распространенный, контактный способ. Как правило, он осуществляется при помощи пьезоэлектрических датчиков или так называемых акселерометров, устанавливаемых на корпусе объекта. Второй, менее распространенный, бесконтактный метод предназначен для контроля вибрации ротора по методу открытого резонанса и осуществляется при помощи вихревых датчиков или методом ультразвуковой фазометрии.

Вибрация электрической машины в значительной степени зависит от способа ее установки, и поэтому необходимо проводить измерение вибрации в условиях, близких к действительным условиям ее размещения и эксплуатации. В зависимости от требований по вибрации электрические машины подразделяются на три категории, а именно: нормальные, с пониженной вибрацией и с особо жесткими требованиями по вибрации. И от категории будут зависеть условия проведения испытаний и критерии поверки испытываемого оборудования.

Чтобы объективно оценить качество балансировки и вибрацию вращающихся электрических машин, измерения нужно проводить на отдельной машине, в определенных условиях, чтобы можно было при необходимости воспроизвести измерения и сопоставить полученные результаты.

Для оценки величины вибрации пользуются двумя методами.

1. Метод свободного подвешивания. В этом случае машину подвешивают на пружине или устанавливают на упругой опоре (пружине или резиновом основании). Собственная частота колебания машины вместе с системой подвески в шести возможных степенях свободы должна быть менее четверти частоты, соответствующей частоте вращения испытываемой машины. Но в таком случае, дополнительная масса упругой опоры не должна превышать $1/10$ массы машины, чтобы избежать заметного влияния массы и моментов инерции этих элементов на уровень вибрации.

2. Метод жесткого крепления. При использовании этого метода машина должна быть зафиксирована на жестком основании или опорной плите. Необходимо обеспечить такое положение, чтобы никакие горизонтальные и вертикальные собственные частоты испытательного оборудования не совпадали с частотой, соответствующей частоте вращения машины, или с какой-либо из гармоник этой частоты. Способ установки машины не должен вызывать значительного снижения критической скорости ротора. Либо виброскорости, измеренные в горизонтальном и вертикальном направлениях у лап машины, у основания опор стояковых подшипников, или у основания статора, не должны превышать 50 % скоростей на опорах прилегающих подшипников в точках измерения [4].

Одно из наиболее важных условий проведения измерений – это правильное расположение датчиков в контрольных точках измерений вибрации. Поскольку реакции механических систем на возбуждение механическими колебаниями определяются сложными физическими процессами, то при измерении даже на одном элементе испытываемого объекта в близких друг к другу точках может наблюдаться различный характер исследуемых колебаний. Необходимо производить замеры вибрации в одних и тех же контрольных точках. Измерение параметров вибрации в контрольных точках производится на подшипниковых опорах агрегата, корпусе агрегата и на анкерных фундаментных болтах.

При диагностировании большинства механических дефектов величину абсолютной вибрации рекомендуется измерять в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном и осевом. Преобразователи для измерения горизонтально-поперечной составляющей вибрации крепят на уровне оси вала, напротив середины длины опорного вкладыша. Осевую составляющую вибрации следует измерять в точке, максимально приближенной к оси вала, на корпусе опоры подшипника вблизи горизонтального разъема между крышкой и корпусом. Вертикальную составляющую вибрации измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой его вкладыша (рисунок 2).

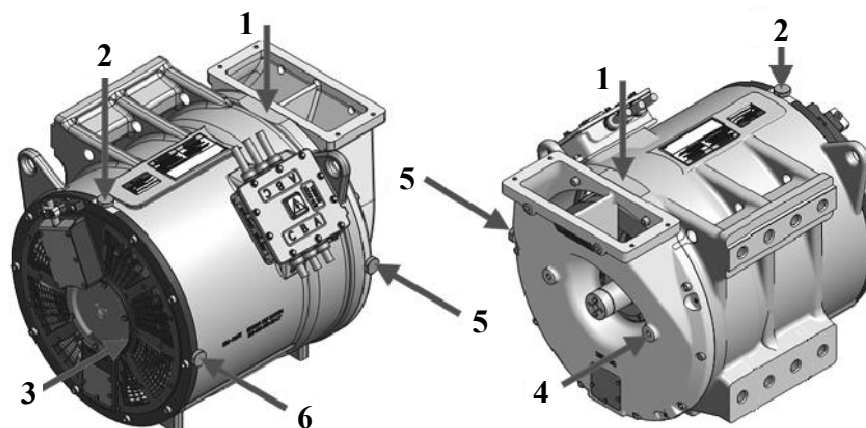


Рисунок 2. – Контрольные точки (1-6) измерений вибрации на корпусе электродвигателя

При измерении вибрации на электрических машинах с горизонтальным валом и подшипниковыми щитками для контроля условий работы вала и подшипника датчик следует устанавливать так, чтобы на его рабочую поверхность непосредственно действовали механические колебания подшипника. Датчик, размещенный на боковой поверхности подшипникового щитка, воспринимает механические колебания подшипника при меньшем влиянии вибрации, возбуждаемой другими узлами и деталями машины, по сравнению с датчиком, смещенным от этой точки на корпус двигателя. Смещенный от контрольной точки датчик воспринимает преобразованные при прохождении через разъемное соединение колебания подшипника и механические колебания, генерируемые другими узлами агрегата. Аналогично, датчик, расположенный в центре торцевой поверхности подшипникового щитка, (относительно распространения механических колебаний) менее подвержен вибрации, чем датчик, смещенный на край поверхности щитка. Измерение вибрации на тонкостенных участках корпусов и крышек недопустимо.

Испытание электрических машин связано с измерением нескольких видов вибрационных характеристик:

- виброускорение (м/с^2) – прямая зависимость вибрации от силы, ее вызвавшей;
- виброскорость (мм/с) – величина, характеризующая перемещение точки измерения вдоль оси электродвигателя;
- виброперемещение (мкм) – величина амплитуды, показывающая расстояние между крайними точками при вибрации.

При измерениях вибрационных характеристик, в большинстве случаев, измеряют виброскорость, так как она наиболее точно описывает характер проблемы [5].

В качестве примера можно привести результаты испытаний электродвигателя марки ML 4342 K/4 производства SKODA ELECTRIC. Испытательный центр железнодорожного транспорта учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта» проводил сертификационные испытания при инспекционном контроле, где вибрационные параметры были заявлены как одни из тех, которые подлежат обязательной проверке на соответствие требованиям ТР ТС 001/2011 в части ГОСТ IEC 60034-14-2014. Полученные результаты зависимости величины виброскорости от частоты вращения во взаимно перпендикулярных плоскостях измерения приведены на рисунках 3, 4 и 5.

Результаты, полученные в двух уровнях скоростей 1285 об/мин и 3600 об/мин, должны иметь значения виброскорости не более 2,8 мм/с и 4,5 мм/с соответственно. Допускается испытания двигателя проводить при всех рабочих частотах вращения. Для

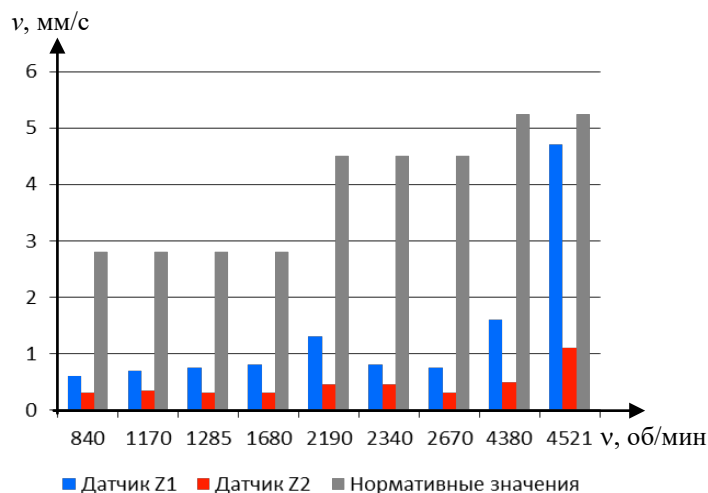


Рисунок 3. – Зависимость виброскорости от частоты вращения вала по оси Z

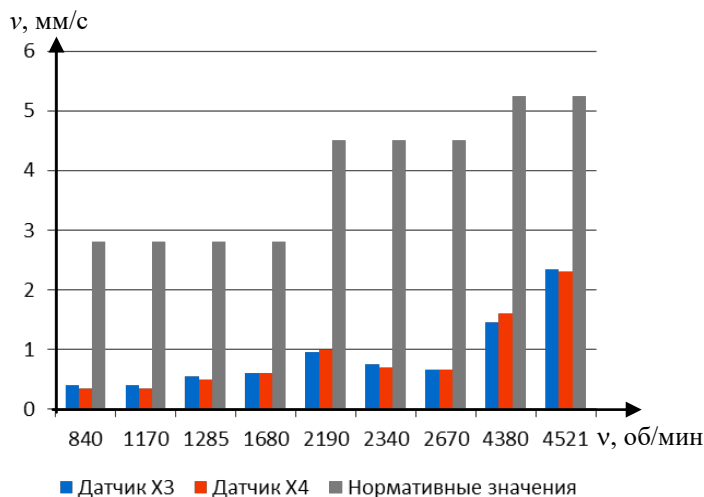


Рисунок 4. – Зависимость виброскорости от частоты вращения вала по оси X

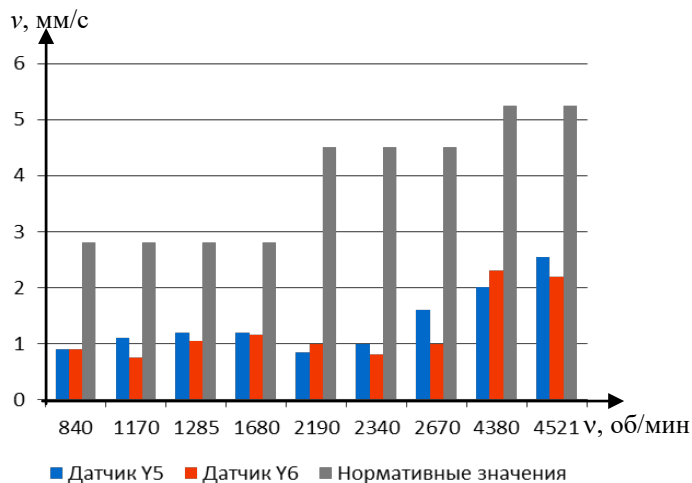


Рисунок 5. – Зависимость виброскорости от частоты вращения вала по оси Y

обеспечения свободного подвешивания исследуемый объект должен быть помещен на резиновый коврик. В случае если вибрация превышает допустимые границы, то необходимо провести диагностические исследования с целью выявления причин и возможных дефектов. Проведение спектрального анализа может помочь выявить возможные дефекты и ускорить ремонт или наладку оборудования.

Еще одно не менее важное условие правильного проведения испытаний – это выбор способа крепления датчика. От этого напрямую зависит достоверность полученных результатов. Качественное и надежное крепление вибродатчика на поверхности исследуемого объекта является одним из самых важных условий достижения точных и надежных результатов при измерениях вибрации и распознавании состояния оборудования. Ненадежное крепление датчика приводит к уменьшению области линейности амплитудной характеристики датчика, и, следовательно, значительному уменьшению диапазона измерений акселерометра [6].

Наиболее простым и быстрым является измерение вибрации с помощью щупа, соединенного с вибродатчиком. Однако, рабочий частотный диапазон при этом в большинстве случаев составляет примерно от 10 Гц до 1000 Гц. Угол между измерительной осью вибродатчика и направлением измерения не должен превышать 25 градусов. Следует также учитывать, что при применении различных щупов рабочий частотный диапазон может существенно изменяться. У

этого метода имеется один большой недостаток – низкое качество полученных результатов, что обусловлено непосредственным влиянием человеческого фактора.

Еще одним способом крепления вибродатчика к объекту испытания является фиксация с применением воска. Этот способ наиболее простой, но имеет существенный недостаток – малую надежность.

Наилучшим считается крепление датчика на гладкой плоской поверхности ввода прочной стальной шпилькой. На рабочую поверхность датчика рекомендуется нанести слой консистентной смазки, чтобы увеличить общую жесткость механического соединения датчика и объекта измерений и создать хороший акустический контакт. Глубина резьбового отверстия должна быть больше длины шпильки, чтобы, ввинчиваясь, она не упиралась в дно основания датчика. Относительно крепления датчика, это один из самых надежных методов. Тем не менее, и он имеет ряд недостатков. Во-первых, для монтажа необходимо сверлить отверстие и нарезать резьбу. Во-вторых, акселерометр с боковым креплением кабеля (а это почти все трехкоординатные датчики) необходимо ввинчивать вместе с измерительным кабелем, что также доставляет некоторое неудобство.

Поэтому, в силу простоты установки и дешевизны широкое распространение нашло крепление датчиков на гладкой поверхности объекта с помощью постоянного магнита. При этом, статическая сила сцепления магнита с измерительной поверхностью во многом влияет на диапазон измерений. Требования к обработке поверхности те же, что и для шпилечного соединения [7].

При проведении измерений (неважно каким способом закреплен датчик) измерительный кабель не должен подвергаться интенсивным колебаниям, его надлежит удалить по мере возможности от источников сильных электромагнитных полей.

Оценка состояния объекта испытания по пиковому или среднеквадратическому значению виброскорости (виброперемещения) во всем частотном диапазоне измерений имеет ряд существенных недостатков. То есть, не могут быть учтены вибрационные проявления технологических и режимных отклонений при эксплуатации оборудования. Уровень вибрации обычно определяется в фиксированной полосе частот (для большинства виброметров в полосе от 10 Гц до 1 кГц), что иногда не может обеспечить достаточно высокую степень чувствительности параметра на начальной стадии развития дефекта. И самым большим недостатком оценки состояния оборудования по общему уровню вибрации является то, что он практически нечувствителен к изменениям сравнительно низкоуровневых частотных составляющих (с малыми энергиями в колебательном процессе) вибросигнала, характерных, например, для ряда зарождающихся и развивающихся дефектов подшипников качения, зубчатых передач, электрических и ряда других дефектов [5]. Устранить эти существенные недостатки возможно при помощи вышеупомянутого спектрального анализа. Но его использование увеличивает объем обрабатываемых данных. Поэтому, необходимо выбирать наиболее оптимальный метод диагностики.

Выводы. Вибродиагностические методы контроля состояния двигателей и генераторов обычно являются первым этапом в оценке состояния электрических машин, так как позволяют анализировать состояние оборудования непосредственно во время его работы. После выявления при помощи вибродиагностики основных характерных признаков существования того или иного дефекта необходимо применять другие, специализированные методы диагностики для более тщательной проверки. А оборудование, имеющее несоответствия по величине вибрационных параметров, не допускается к эксплуатации и подлежит дальнейшей доработке или наладке.

Таким образом, вибродиагностика электрических машин является важным критерием для оценки надежности и безопасности работы оборудования.

Список использованных источников

1. Вибрация. Термины и определения: ГОСТ 24346-80. – Введ. 01.01.81. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам: Стандартинформ, 1984. – 31 с.
2. Додолев, С.Г. Диагностирование технических объектов методами неразрушающего контроля: учебно-методическое пособие / С.Г. Додолев, О.В. Холодилов. – Гомель: БелГУТ, 2013. – 40 с.
3. Холодилов, О.В. Методы и средства неразрушающего контроля: лабораторный практикум / О.В. Холодилов, В.В. Бурченков, А.В. Янчилик. – Гомель: БелГУТ, 2013. – 40 с.
4. Машины электрические вращающиеся. Часть 14. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотами вала 56 мм и более. Измерения, оценка и пределы жесткости вибраций: ГОСТ ИЕС 60034-14-2014. – Введ. 01.05.17. – Минск: Государственный комитет по стандартизации Республики Беларусь, 2017. – 16 с.
5. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М.: Наука, 1996. – 276 с.
6. Способ установки вибропреобразователя: пат. 2149374 РФ, МКИ G01M13/04 / В.Н. Костюков; заявитель В.Н. Костюков. – № 98112781/28; заявл. 29.06.98; опубл. 20.05.00 // Изобретения. Полезные модели. – 2000. – № 14. – 3 с.
7. Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров: ГОСТ ИСО 5348-2002. – Введ. 01.04.08. – М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Стандартинформ, 2007. – 16 с.

Информация об авторах

Приходько Иван Васильевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Электрические и электронные системы» ИЦ ЖТ БелГУТ, УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: bsut@bsut.by.

Information about the authors

Prihodzko Ivan Vasilyevich – Ph. D. (Engineering), Senior Researcher of the “Electrical and electronic circuits” Laboratory of the Test Center “BSUT”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: bsut@bsut.by.

Поступила в редакцию 15.10.2019 г.

УДК 622.673.83-562(045)(476)

Казаченко Г.В.¹, Басалай Г.А.¹, Шульдов Н.А.², Сулакадзе В.В.¹¹Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь²Белорусский государственный университет, г. Минск, Беларусь**РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИ ЕЕ ПЕРЕДАЧЕ ТРЕНИЕМ
ОТ БАРАБАНА НА ЛЕНТУ КОНВЕЙЕРА**

Аннотация. Рассмотрено уравнение баланса потока мощности, передаваемого от ведущего барабана на тяговый элемент в виде ленты. Анализируются методы моделирования взаимодействия ленты с барабаном. Приведены зависимости для определения составляющих потока энергии, которые тратятся на скольжение ленты о поверхность ведущего барабана и на изгиб ленты при огибании ленты барабаном.

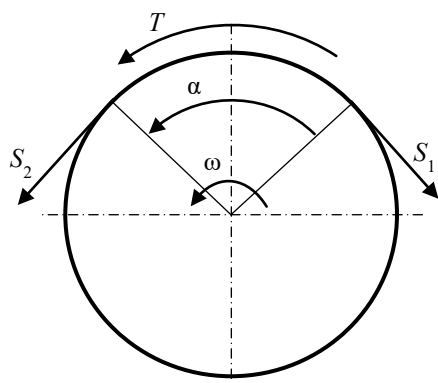
Ключевые слова: приводной барабан, конвейерная лента, передача трением.

Kazachenko G.V.¹, Basalai R.A.¹, Shuldov N.A.², Sulakadze U.U.¹¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus²Belarusian State University, Minsk, Belarus**POWER DISTRIBUTION DURING ITS TRANSMISSION BY FRICTION
FROM THE DRUM TO THE CONVEYOR BELT**

Abstract. The equation of the balance of the power flow transmitted from the driving drum to the traction element in the form of a tape is considered. The methods of modeling the interaction of the tape with the drum are analyzed. Dependences for determination of the components of an energy flow which are spent for a tape slip about a surface of the driving drum and for a bend of a tape at a tape envelope by a drum are resulted.

Keywords: drive drum, conveyor belt, friction transmission.

Введение. Наиболее распространенной методикой расчетов взаимодействия ремней плоскоремennых передач и лент ленточных конвейеров с ведущими шкивами и барабанами является использование формулы Эйлера, полученной моделированием скольжения нерастяжимой и невесомой нити относительно цилиндра. Эта формула обычно представляется в виде (рисунок 1) [1]:



T – сила трения между лентой и барабаном;

ω – угловая скорость барабана

Рисунок 1. – Расчетная схема взаимодействия ленты с барабаном

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f \cdot \alpha_k}, \quad (1)$$

где S_1 – натяжение набегающей ветви на ведущий шкив или барабан;

S_2 – натяжение сбегающей ветви;

f – коэффициент трения между лентой и барабаном;

α_k – угол контакта ленты с барабаном.

Формула (1) получена как решение обыкновенного дифференциального уравнения, выражающего приращение напряжения растяжения нити от приращения угла

контакта нити с барабаном. Такое уравнение не вполне адекватно описывает [2, 3] взаимодействие ленты с ведущим барабаном вследствие ряда свойств и особенностей этого взаимодействия, не учитываемых в формуле Эйлера.

В работе [2] получено новое соотношение между натяжениями набегающей и сбегавшей ветвей ременной передачи или ленточного конвейера на основе граничных условий и учета распределения давления в зоне контакта ленты с барабаном.

В работе [3] при рассмотрении энергетического баланса взаимодействия ленты с барабаном учтены также затраты мощности на изгиб ленты.

Результаты исследования. Учет давления ленты на ведущий барабан ленточного конвейера по площади контакта ленты с ним привел к решению задачи в виде:

$$S_1 = S_2 \left[\frac{1 + f^2 \left(\sin^2 \frac{\alpha_k}{2} - \cos^2 \frac{\alpha_k}{2} \right)}{1 - f^2} + \frac{\sqrt{\left(1 + f^2 \left(\sin^2 \frac{\alpha_k}{2} - \cos^2 \frac{\alpha_k}{2} \right) \right)^2 - (1 - f^2)^2}}{1 - f^2} \right]. \quad (2)$$

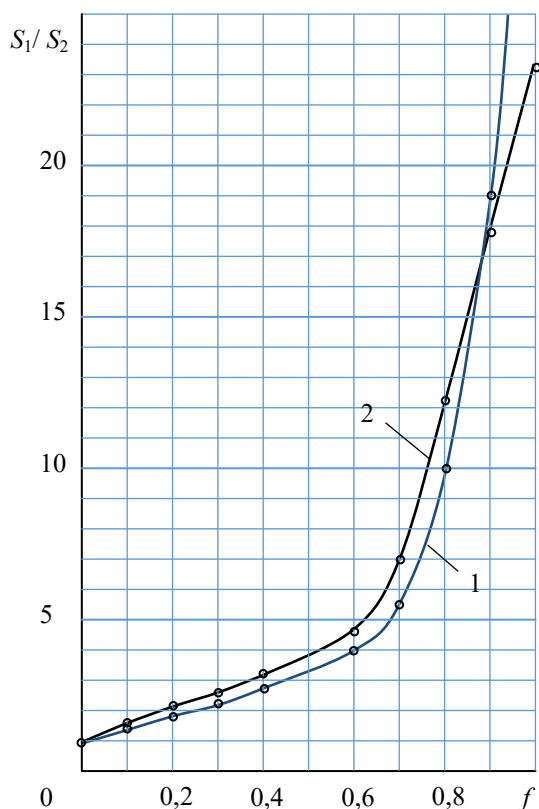
Это соотношение в часто реализуемом в практике случае, когда $\alpha_k = \pi$, дает очень простое выражение для определения S_1 :

$$S_1 = S_2 \frac{1 + f}{1 - f}. \quad (3)$$

Согласно (1) и (3) при $\alpha_k = \pi$ натяжение S_1 набегающей ветви фактически определяется натяжением S_2 сбегавшей ветви и коэффициентом f трения между лентой и барабаном. Соотношения (1) и (3) в виде зависимостей S_1/S_2 от коэффициента f трения представлены на рисунке 2.

Формальный анализ графиков показывает, что формула Эйлера и формула (2) незначительно отличаются. Вместе с тем, необходимо отметить, что при больших значениях коэффициента трения эффективность передачи потока энергии возрастает.

На основании формулы Эйлера сформулированы методы инженерного расчета плоскоремennых передач и ленточных конвейеров [1, 4]. Предложенная в работе [2] формула может быть использована в этой методике путем простой замены формулы Эйлера, полученной в работе [2]. Однако ни формула Эйлера, ни формула из работы [2] не отвечают на вопрос о скольжении ремней плоскоремennых передач и лент конвейеров. Эти формулы также не отвечают на вопрос о затратах энергии на это явление, а также на изгиб ремней и лент



1 – кривая, построенная по формуле (3);

2 – кривая, построенная по формуле (1)

Рисунок 2. – Зависимость отношения S_1/S_2 при $\alpha_k = \pi$

жении ремней плоскоремennых передач и лент конвейеров. Эти формулы также не отвечают на вопрос о затратах энергии на это явление, а также на изгиб ремней и лент

при огибании шкивов и барабанов. В работе [3] проведено исследование этих вопросов и получены некоторые зависимости для составления энергетического баланса взаимодействия ремня со шкивом или ленты с ведущим барабаном. Затраты энергии на изгиб ленты предложено определять по формуле:

$$N_{\text{и}} = \omega \cdot E \frac{b \cdot h^3}{(2r + h)}, \quad (4)$$

где ω – угловая скорость барабана;

E – приведенный модуль упругости ленты;

h, b – толщина и ширина ленты;

r – радиус барабана.

Затраты мощности на трение скольжения ленты о барабан вычисляются выражением:

$$N_{\text{т}} = \frac{f \cdot P \cdot v_{\text{ск}}}{\sqrt{f^2 \cdot P^2 - T^2}}, \quad (5)$$

где P – сила давления ленты на барабан,

$$P = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 \cdot S_2 \left(\sin^2 \frac{\alpha_{\text{к}}}{2} - \cos^2 \frac{\alpha_{\text{к}}}{2} \right)}; \quad (6)$$

T – сила трения между лентой и барабаном, $T = S_1 - S_2$;

$v_{\text{ск}}$ – скорость скольжения.

Можно пользоваться общей зависимостью для определения скорости $v_{\text{ск}}$ скольжения ленты [5]:

$$v_{\text{ск}} = \varepsilon \cdot \omega \cdot r, \quad (7)$$

где ε – коэффициент буксования.

Этот коэффициент при взаимодействии ленты с барабаном может быть вычислен по формуле:

$$\varepsilon = \frac{K_v \cdot \varphi_{\text{с}}}{K_v \cdot \varphi_{\text{с}} + \sqrt{1 - \varphi_{\text{с}}^2}}, \quad (8)$$

где K_v – коэффициент пропорциональности между относительными скоростями деформаций ленты и барабана;

$$\varphi_{\text{с}} - \text{так называемый, коэффициент сцепления, } \varphi_{\text{с}} = \frac{S_1 - S_2}{f \cdot P}.$$

Заключение. Предложенные зависимости позволяют сформировать несколько задач оптимизации, позволяющих принять обоснованные технические решения при проектировании и эксплуатации ленточных конвейеров. К таким задачам относятся:

- выбор параметров эксплуатации таким образом, чтобы обеспечить необходимую производительность при наименьших затратах мощности;
- выбор параметров конструкции конвейера требуемой производительности, обеспечивающих необходимую надежность работы. Такая же задача возникает при обеспечении требуемой долговечности;
- выбор схем трассы ленточного конвейера с точек зрения: экономичности, затрат мощности, материалоемкости и т.п.

Естественно, что формулирование подобных задач, определение условий их решения, построения математических моделей и способов их решения требует отдельных специальных исследований.

Список использованных источников

1. Скойбеда, А.Т. Ременные передачи / А.Т. Скойбеда. – Минск: Наука и техника, 1995. – 385 с.
2. Казаченко, Г.В. Передача трением усилий со стороны барабана (шкива) на ленту конвейера (ремня). Часть 1. Моделирование взаимодействия ленты с барабаном / Г.В. Казаченко // Горная механика и машиностроение. – 2016. – № 2. – С. 78-85.
3. Казаченко, Г.В. Передача потока энергии посредством трения между барабаном (шкивом) и лентой (ремнем). Часть 2. Общий баланс мощности / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, Г.И. Лютко // Горная механика и машиностроение. – 2016. – № 3. – С. 77-81.
4. Гриневич, О.И. Расчет ленточных конвейеров / О.И. Гриневич. – М.: МНИИТ, 2004. – 48 с.
5. Казаченко, Г.В. Взаимодействие опорных площадок ходовых устройств мобильных машин с несущим основанием / Г.В. Казаченко // Горная механика и машиностроение. – 2019. – № 3. – С. 50-55.

Информация об авторах

Казаченко Георгий Васильевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: kazachenko@bntu.by.

Басалай Григорий Антонович – старший преподаватель кафедры «Горные машины», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: rbasalai@bntu.by.

Шульдов Никита Андреевич – студент, Белорусский государственный университет (пр. Независимости, 4, 220030, г. Минск, Беларусь), e-mail: nickshuldov29@gmail.com.

Сулакадзе Владимир Владимирович – студент, Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Беларусь), e-mail: bntu@bntu.by.

Information about the authors

Kazachenko Georgi Vasilievich – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: kazachenko@bntu.by.

Basalai Ryhor Antonovich – Senior lecturer, “Mining machinery” Faculty, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: rbasalai@bntu.by.

Shuldov Nikita Andreevich – student, Belarusian State University (4, Nezavisimosty Ave., 220030, Minsk, Belarus), e-mail: nickshuldov29@gmail.com.

Sulakadze Uladimir Uladimirovich – student, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosty Ave., 220013, Minsk, Belarus), e-mail: bntu@bntu.by.

Поступила в редакцию 11.11.2019 г.

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

УДК 620.179.4:666.3

Павленко А.П., Ахраменко Н.А.*УО «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель, Беларусь***ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА УДАЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СВЯЗКИ ИЗ ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ КЕРАМИКИ**

Аннотация. В настоящей статье рассмотрены некоторые особенности процесса удаления технологической связки из отформованных заготовок, полученных из алюмооксидной керамики, композиционных материалов на основе электровакуумных и тарных стекол, и кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$. Определены режимы термообработки, позволяющие полностью удалить органические составляющие и получить изделия с минимальной пористостью, без нарушения формы и структуры поверхности.

Ключевые слова: керамика, композиционные материалы, стекло, технология, формование, связка.

Pavlenko A., Akhramenko N.*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus***OPTIMIZATION OF THE PROCESS OF REMOVAL OF TECHNOLOGICAL BONDING AGENT FROM CERAMIC-BASED PRODUCTS**

Abstract. This article describes some features of the process of removing the technological bonding agent from the molded blanks obtained from aluminum oxide ceramics, composite materials based on vacuum and container glass, and crystallizing glass of the system $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$. The heat treatment modes allowing to remove organic components completely and to obtain products with the minimum porosity, without deforming and structural failure of a surface are defined.

Keywords: ceramics, composite materials, glass, technology, molding, bonding agent.

Введение. Техническая керамика широко используется в производстве износостойких узлов триботехнического назначения, электроизоляционных и конструктивных изделий. Композиционные материалы (КМ) на основе стекол и керамики находят широкое применение при формировании вакуумплотных спаев с металлами и другими материалами в производстве электрических изоляторов различного назначения.

Изделия из вышеуказанных материалов изготавливают по традиционной керамической технологии, которая включает следующие основные этапы:

- подготовка керамических (стекольных) порошков;
- приготовление формовочных масс (литейных или прессовочных);
- формование изделий (в зависимости от размеров и сложности форм методами горячего литья под давлением или сухого и полусухого прессования);
- выжигание технологической связки;
- спекание с целью формирования сплошной структуры и достижения требуемых свойств материалов;
- химическая или механическая обработка изделий с целью получения требуемой поверхности.

Для алюмооксидной керамики, КМ на основе электровакуумных и тарных стекол процессы подготовки порошков, приготовления формовочных масс и формования изделий из них подробно рассмотрены в работах [1, 2], для кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$ – в работе [3].

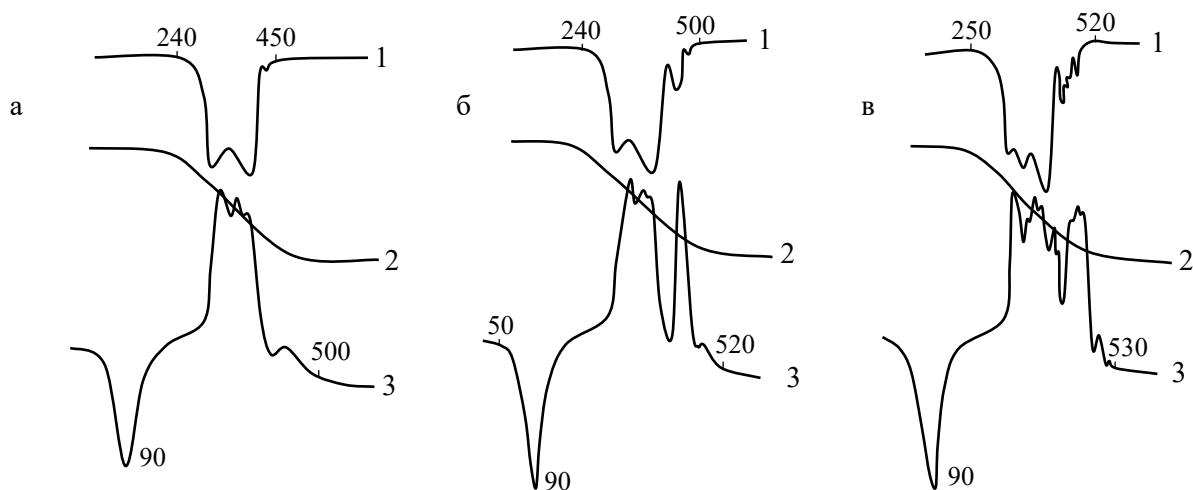
В настоящей работе предполагается рассмотреть некоторые особенности процесса удаления технологической связки из отформованных изделий, изготовленных из алюмооксидной керамики, КМ на основе электровакуумных и тарных стекол, кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$. Правильное исполнение данного этапа процесса обеспечивает сохранность формы и состояния поверхности изделия, плотную структуру материалов, требуемые свойства материалов.

Выжигание технологической связки из изделий, формованных методом горячего литья под давлением. Для придания требуемых формовочных свойств керамическим порошкам к ним добавляется технологическая связка. В работе [1] для изготовления изделий опробованы связки различного состава на безводной основе. Показано, что для формования изделий малых размеров и сложной формы целесообразно использовать метод горячего литья под давлением в высокоточные металлические формы термопластичных шликеров. Для достижения требуемых литейных свойств в состав шликера (литейная система из порошков и технологической связки) вводили органические вещества, плавящиеся при повышенной, но желательно небольшой температуре (до 100 °С) и обладающие низкой вязкостью при этих температурах. Самым доступным и относительно безвредным веществом с этими свойствами является парафин, температура плавления которого 40-65 °С в зависимости от состава и степени чистоты. В производстве технической керамики и вакуумплотных сплавов обычно используют очищенный гомогенизированный парафин по ТУ6-09-4112. Для алюмооксидной керамики, КМ на основе электровакуумных и тарных стекол и кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$ в работе [1] была рекомендована связка, состоящая из 85-90 мас. % парафина и 10-15 мас. % пчелиного воска. Содержание связки в шликерах 13,5-14,5 мас. %, или примерно 30 объемных процентов. Это значительное содержание, которое может привести и к потере формы, и образованию пористой структуры, поэтому процессу удаления технологической связки из изделий следует уделить должное внимание. Как показало опробование, наиболее чувствительными к этому этапу технологического процесса являются КМ на основе стекол, поэтому некоторые особенности этого процесса более подробно рассмотрим на их примере.

Изучено влияние температурного режима первой стадии термообработки, так называемого «утильного» обжига, на структуру и некоторые свойства КМ. В качестве основы в них использованы порошки тарного стекла системы $\text{R}_2\text{O} - \text{RO} - \text{SiO}_2$, удельной поверхности 420-450 м²/кг, в качестве наполнителя – мелкодисперсный алунд в количестве 40 мас. %. Исследования проводили на образцах прямоугольной формы размером 5×5×50 мм и 10×10×50 мм, полученных методом горячего литья под давлением термопластичных шликеров со связкой оптимального состава в высокоточные металлические формы.

На первой стадии спекания происходит выгорание технологической связки. От температурно-временного режима и условий термообработки зависят форма изделий, усадка, пористость, плотность и в конечном итоге – механическая прочность спеченных материалов. Процесс удаления связки из изделий не должен приводить, прежде всего, к нарушению формы изделий. На рисунке 1б приведена термограмма связки, состоящей из 90 мас. % парафина и 10 мас. % воска. Термопластичная связка начинает плавиться при температуре 50-60 °С, она начинает вытекать из изделия. И если силы, вызванные переносом массы связки, превысят силы структурной связи, произойдет разрушение изделия. Поэтому крайне важен постепенный, достаточно медленный от-

вод расплавленной связки с поверхности отливки, особенно на начальном этапе процесса, когда содержание связки максимальное. С целью обеспечения своевременного отвода расплавленной связки из поверхностных слоев используют сорбирующие порошки, в которые помещают отливки.



**а – 100 мас. % парафина; б – 90 мас. % парафина и 10 мас. % воска;
в – 82 мас. % парафина, 15 мас. % воска и 3 мас. % олеиновой кислоты**
Рисунок 1. – Кривые DTG (дифференциального изменения массы) – 1, TG (изменения массы) – 2 и DTA (дифференциальной разности температур) – 3 технологических связок на основе парафина

К сорбирующим порошкам предъявляются два основных требования:

- они должны обладать хорошей сорбционной способностью;
- они должны быть максимально инертными по отношению к спекаемому материалу.

Кроме того, порошки должны быть достаточно дешевыми. В качестве засыпки на данном этапе были опробованы традиционно используемые для этих целей оксид магния и оксид алюминия. Выжигание связки проводили в электрических печах типа СНОЛ-1,6 в никелевых лодочках в засыпке сорбентом. Опробование показало, что при спекании изделий на основе тарного стекла следует использовать для этих целей только особо чистую фармакопейную окись магния с минимальным насыпным весом. Использование технической окиси магния и более тяжелой фармакопейной магнезии приводит к образованию включений в спекаемый КМ, нарушению однородности поверхности изделия. Возможно использование в качестве сорбентов и порошков оксида алюминия любых форм малой дисперсности, однако целесообразнее использовать наиболее дешевую форму – глинозем марки ГОО по ГОСТ 6912-74. Дальнейшее спекание проводили в засыпке изделий глиноземом.

Термообработка изделий из композиционного материала на основе тарного стекла выявила их повышенную пористость после спекания, причем количество и характер пор указывали на неполное удаление продуктов сгорания связки на первой стадии термообработки. С целью оптимизации процесса методом термического анализа было проведено исследование связок на основе парафина. Методом дилатометрии была определена температура размягчения тарного стекла – 520 °С, которая совпадает с температурой начала деформации $T_{н.д.}$ на дилатометрических кривых.

На рисунке 1 представлены термограммы технологических связок на основе парафина. Для придания требуемых литейных свойств в состав технологической связки

дополнительно вводятся поверхностно-активные вещества (ПАВ). Для шликеров на основе стекол оптимальным [1] явилось введение в состав 10-15 мас. % пчелиного воска (воск пчелиный топленый ГОСТ 21179). Анализ термограмм показал, что введение воска в указанном количестве практически не меняет вид кривых DTG (1а), TG (1б) и DTA (1в) и их «реперные» точки: на кривой DTG появились дополнительные пики, и произошел незначительный сдвиг горизонтального участка в сторону более высоких температур. То же можно сказать и в отношении широко используемой в электронной промышленности связки состава: 82 мас. % парафина, 15 мас. % воска и 3 мас. % олеиновой кислоты. Олеиновую кислоту в количестве 1-3 мас. % в состав связки дополнительно вводят для повышения предельного напряжения сдвига шликеров (рисунок 1в).

Согласно кривым DTA и DTG на рисунке 1б, технологическая связка, состоящая из 90 % парафина и 10 % воска, начинает плавиться при $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, наибольшая интенсивность плавления наблюдается при $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Разложение связки начинается при $240\text{ }^{\circ}\text{C}$, протекает наиболее интенсивно при температуре $240\text{--}480\text{ }^{\circ}\text{C}$ и полностью заканчивается при $520\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Обеспечить полное выгорание связки из изделия можно несколькими способами:

- использованием связки, полное выгорание которой заканчивается при температурах, меньших температуры размягчения;
- повышением температуры размягчения стекла выше температуры полного выгорания компонентов связки;
- подбором режима термообработки с медленным подъемом температуры и выдержкой при наиболее значимых температурах.

Скорость подъема температуры на начальных стадиях спекания оказывает большое влияние на структуру и свойства КМ. У образцов, полученных при больших скоростях выжигания связки, наблюдается повышенная пористость и, как следствие – снижение механической прочности. Повышенная пористость обусловлена неполным удалением продуктов разложения органической связки. Как указывалось выше, температура размягчения стекла (начало его плавления) примерно $520\text{ }^{\circ}\text{C}$. При температуре $500\text{--}520\text{ }^{\circ}\text{C}$ стекло размягчается, и начинается жидкостное спекание, в результате которого на поверхности образца образуется стекловидная плотная пленка, препятствующая выходу продуктов сгорания технологической связки. При нагревании больших, материалоемких образцов возникает градиент температуры, направленный от его поверхности к середине, причем величина градиента тем больше, чем больше размеры образца, ниже его теплопроводность и выше скорость подъема температуры печи. В результате стекло начинает размягчаться с поверхности, препятствуя тем самым выходу продуктов сгорания связки. Установлено, что для образцов различных размеров оптимальная скорость подъема температуры различна: для образцов $5\times 5\times 50\text{ мм}$ она не должна превышать $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, а для образцов $10\times 10\times 50\text{ мм}$ – $2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$.

Однако поддержание постоянной низкой скорости подъема температуры на протяжении всего процесса выгорания связки нецелесообразно – этап значительно растянут во времени. Время термообработки можно значительно сократить, если оставить медленный подъем температуры только на наиболее значимых участках: на этапе плавления связки при температурах $60\text{--}120\text{ }^{\circ}\text{C}$, интенсивного выгорания при температурах $330\text{--}380\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре начала плавления стекла $500\text{--}520\text{ }^{\circ}\text{C}$. Оптимальный график термообработки на этапе выжигания технологической связки из образцов различных размеров из КМ на основе стекла представлен ниже.

Выжигание связки из изделий на основе кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$. Выжигание связки из изделий из кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$, полученных методом горячего литья под давлением, имеет ряд особенностей, на которые следует обратить внимание. В отличие от КМ на

основе тарного стекла, при использовании кристаллизующихся стекол возможно повышение температуры размягчения стекла.

Для обычных стекол это довольно сложная задача, требующая изменения его химического состава. При использовании кристаллизующихся стекол эта задача существенно упрощается тем, что в результате термообработки происходит частичная их кристаллизация, в результате чего повышается температура размягчения, причем тем больше, чем выше степень закристаллизованности. Этот эффект достигается предварительной термообработкой кристаллизующегося стекла при температурах, близких к температуре первого экзотермического эффекта кривых ДТА этого стекла (рисунок 2).

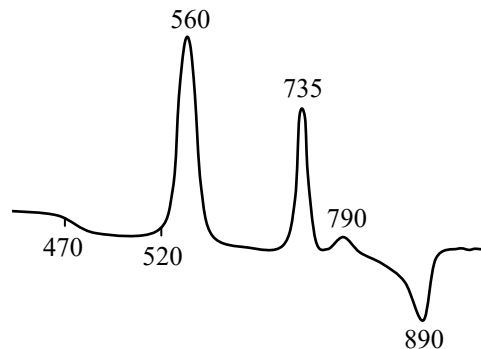


Рисунок 2. – Кривая ДТА кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$

В таблице 1 показана зависимость температуры размягчения кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$ от режима термообработки при этих температурах. Оптимальный режим предварительной термообработки данного стекла – 1 час при температуре 600 °С. В итоге процесс выгорания технологической связки заканчивается при более низких температурах, чем $T_{\text{н.д.}}$, что значительно упрощает режим термообработки и позволяет применять более высокие скорости подъема температуры. Конкретные режимы процесса определяются массой и размерами изделия.

Таблица 1. – Температура размягчения кристаллизующегося стекла системы $\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$ в зависимости от режима термообработки

Температура термообработки, °С	Температура размягчения стекла °С, термообработанного в течение		
	0,5 часа	1,0 часа	2,0 часов
исходное	470	470	470
500	475	490	480
550	585	510	500
600	600	610	620
650	630	610	620

Выжигание связки из изделий, формованных методами пластического и сухого прессования. При формовании более габаритных изделий простых форм целесообразно использовать методы пластического и полусухого (сухого) прессования [2]. В первом случае применяли технологическую связку на основе нафталина, во втором – водный раствор поливинилового спирта (ПВС). Термограммы указанных веществ приведены на рисунках 3а и 3б.

Потери веса связки на основе нафталина, как показано на кривой TG на рисунке 3а, начинаются при 30-40 °С и продолжается до температуры плавления. Скорее всего, происходит сублимация нафталина. Плавление связки происходит при 75 °С. Наиболее интенсивно удаление связки происходит в интервале температур 100-200 °С, сначала – за счет интенсивных процессов сублимации и испарения, а с 150-180 °С – за счет горе-

ния и разложения ингредиентов связки. Этот процесс, хотя и менее интенсивно, продолжается до 520 °С. Таким образом, критичным интервалом температур для операции выжигания связки для изделий, содержащих связку на основе нафталина, является 100-250 °С, хотя достаточно длительным должен быть и интервал 250-520 °С.

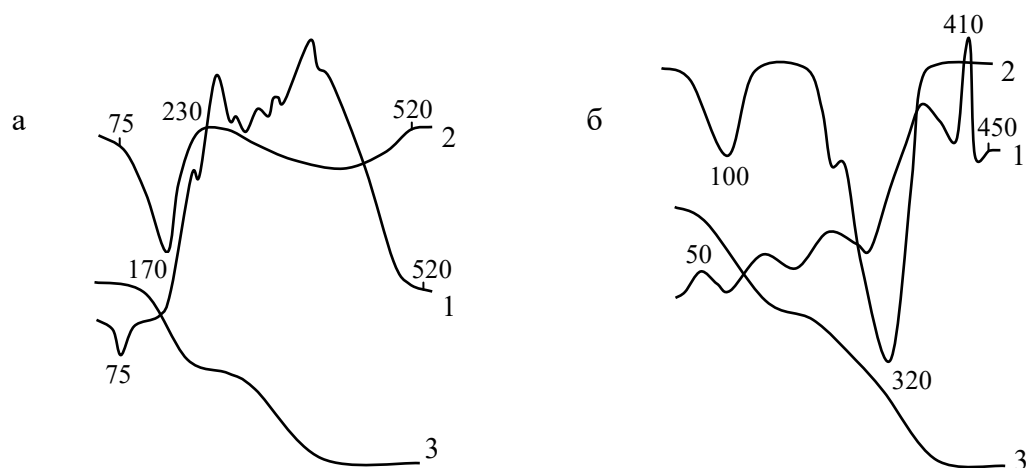


Рисунок 3. – Кривые DTA (1), DTG (2) и TG (3) нафталина (а) и поливинилового спирта (б)

Связка на основе поливинилового спирта, согласно кривой DTA на рисунке 3б, плавится при 90 °С, хотя некоторые потери в весе наблюдаются уже при 50 °С. Наиболее интенсивное разложение и выгорание связки происходит при 200-350 °С, и заканчивается этот процесс при 420 °С. Критичными интервалами температур для операции выжигания связки для изделий, содержащих связку на основе ПВС, являются 50-150 °С и 200-300 °С.

Исходя из вышесказанного, в таблице 2 предложены режимы выжигания технологической связки из керамических изделий, полученных различными методами формирования.

Таблица 2. – Режимы термообработки керамических изделий, формованных различными методами, в процессе удаления органической связки

Температура T , °С	Время выдержки при температуре, час			
	режим № 1	режим № 2	режим № 3	базовый
50	0,5	1,0	0,5	1,0
100	1,0	1,0	1,0	1,0
150	0,5	1,0	0,5	1,0
200	1,0	1,0	1,0	1,0
250	1,0	1,0	0,5	1,0
300	1,0	1,0	0,5	1,0
350	1,0	0,5	0,5	1,0
400	1,0	1,0	1,0	1,0
450	1,0	0,5	0,5	1,0
500	1,0	0,5	0,5	1,0
600	0,5	0,5	0,5	1,0
700	0,5	0,5	0,5	1,0
800	0,5	0,5	0,5	1,0
900	0,5	0,5	0,5	1,0
1000	0,5	0,5	0,5	1,0
Всего, час	11,5	11,0	8,0	16

Примечание к таблице 2:

режим № 1 – для изделий, формованных методом горячего литья под давлением;

режим № 2 – методом пластического прессования;

режим № 3 – методом полусухого прессования.

Выводы. Использование для формования изделий из керамики и порошковых стекол различных методов предполагает применение различных технологических связей на основе органических веществ – парафина, нафталина, ПВС. Эти вещества плавятся и разлагаются при различных температурах, что следует учитывать при подборе режимов выжигания технологической связки. Определены режимы термообработки, позволяющие полностью удалить органические составляющие и получить изделия с минимальной пористостью, без нарушения формы и структуры поверхности.

Список использованных источников

1. Павленко, А.П. Подбор состава технологической связки термопластичных шликером из порошков неорганических материалов / А.П. Павленко // Горная механика и машиностроение. – 2016. – № 4. – С. 62-67.

2. Павленко, А.П. Формование изделий из алюмооксидной керамики / А.П. Павленко, Н.А. Ахраменко // Горная механика и машиностроение. – 2017. – № 3. – С. 77-85.

3. Исследование некоторых свойств литейной системы из кристаллизующегося стекла ПГБ-30 / А.П. Павленко [и др.] // Неорганические стекловидные материалы в микроэлектронике: краткие тезисы докладов II-й Всесоюзной науч.-технич. конф., Москва, 11-14 сент. 1979 г. / МИЭТ; редкол.: Петрова В.В. [и др.]. – М., 1979. – С. 77-78.

Информация об авторах

Павленко Александр Петрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика и химия», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: fizchim@bsut.by.

Ахраменко Николай Арсеньевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика и химия», УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель, Беларусь), e-mail: fizchim@bsut.by.

Information about the authors

Pavlenko Alexander – Ph. D. (Engineering), Associate professor of the department “Physics and chemistry”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: fizchim@bsut.by.

Akhramenko Nikolay – Ph. D. (Engineering), Associate professor of the department “Physics and chemistry”, Belarusian State University of Transport (34, Kirova Str., 246653, Gomel, Belarus), e-mail: fizchim@bsut.by.

Поступила в редакцию 17.09.2019 г.

УДК 338.2(476)+316.42(476)

Швайба Дз.М.

Мінская абласная арганізацыя Беларускага прафсаюза работнікаў хімічнай, горнай і нафтавай галін прамысловасці, г. Мінск, Беларусь

ПРАГНАЗАВАННЕ САЦЫЯЛЬНА-ЭКАНАМІЧНАЙ БЯСПЕКІ ПРАМЫСЛОВАСЦІ

Анотацыя. Структурная складанасць прамысловага сектара прыкметная ў наяўнасці вялікай колькасці ўзаемазвязаных, але не аднародных складнікаў, якія патэнцыйна маюць усе шанцы быць ужытымі ў якасці аб'ектаў пражнозу. Зыходзячы з абставінаў рэалізацыі сацыяльна-эканамічнай бяспекі – дасягнення стабільнасці прамысловага сектара – дадзеныя аб'екты мае сэнс класіфікаваць, адзначыўшы па сімптомах статуснай уласцівасці: галіновыя аб'екты (галіны прамысловасці) і пазагаліновыя (аб'екты вонкавага асяроддзя, якія ўздзейнічаюць на становішча і станаўленне прамысловага сектара). Галіны прамысловага сектара фармуюць элементную базу ўсяго прамысловага сектара і абумоўліваюць якасць яго станаўлення. У той жа час, становішча і станаўленне частак прамысловага сектара шмат у чым знаходзіцца ў залежнасці ад сітуацыйных пераменаў вонкавага асяроддзя. Але розныя складнікі прамысловага сектара не аднолькава адчувальныя да вонкавых уплываў. У адпаведнасці з гэтым вонкавыя ўплывы таксама абавязаны быць «ахоплены» маніторынгам сацыяльна-эканамічнай бяспекі і інтэграваныя ў склад яго аб'ектаў.

Ключавыя словы: сацыяльна-эканамічная абароненасць, дзяржава, грамадства, прадпрыемства, работнік, пагроза, абароненасць, інтарэсы, эканоміка, аналіз, сістэма.

Shvaiba D.

The Minsk regional organization of the Belarusian trade Union of workers of chemical, mining and oil industries, Minsk, Belarus

FORECASTING OF SOCIAL AND ECONOMIC SECURITY OF INDUSTRY

Abstract. The structural complexity of the industrial sector is noticeable in the presence of a large number of interrelated, but not homogeneous components that potentially have all the chances to be used as objects of the forecast. Based on the circumstances of the implementation of socio-economic security – achieving the stability of the industrial sector – these objects make sense to classify, noting the symptoms of status properties: industrial facilities (industry) and non-industrial (outdoor facilities that affect the position and formation of the industrial sector). The branches of the industrial sector shape the circuitry in the industrial sector and they are responsible for the quality of its formation. At the same time, the position and formation of the component parts of the industrial sector is largely dependent on the situational changes in the external environment. But the various components of the industrial sector are not equally sensitive to external influences. In accordance with this, external influences are also required to be “covered” by the monitoring of socio-economic security and integrated into its facilities.

Keywords: socio-economic security, government, society, enterprise, employee, threat, security, interests, economics, analysis, system.

Увядзенне. Сацыяльна-эканамічная бяспека прамысловага сектара гарантуецца ў выпадку, калі зберагаецца структурная і дынамічная стабільнасць пры яго развіцці і змене, а акрамя гэтага – пры ўздзеянні ўнутраных і вонкавых небяспек. Каб адказаць на пытанне, як прамысловы сектар устойлівы да дэструктыўных уплываў, эвалюцыйных і

трансфармацыйных пераўтварэнняў у любы момант часу, трэба праводзіць перыядычны маніторынг і даследаванне яе станаў (маніторынг сацыяльна-эканамічнай бяспекі) [1, с. 8; 2, с. 39; 3, р. 173; 4, с. 25].

Прагназаванне сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловасці.

Структурная складанасць прамысловага сектара прыкметная ў наяўнасці вялікай колькасці ўзаемазвязаных, але не аднародных складнікаў, якія патэнцыйна маюць усе шанцы быць ужытымі ў якасці аб'ектаў прагнозу. Зыходзячы з абставінаў рэалізацыі сацыяльна-эканамічнай бяспекі – дасягненне стабільнасці прамысловага сектара – дадзеныя аб'екты мае сэнс класіфікаваць, адзначыўшы па сімптомах статуснай уласцівасці: галіновыя аб'екты (галіны прамысловасці) і пазагаліновыя (аб'екты вонкавага асяроддзя, якія ўздзейнічаюць на становішча і станаўленне прамысловага сектара). Галіны прамысловага сектара фармуюць элементную базу ўсяго прамысловага сектара і абумоўліваюць якасць яго станаўлення. У той жа час, становішча і станаўленне складовых частак прамысловага сектара шмат у чым знаходзіцца ў залежнасці ад сітуацыйных пераменаў вонкавага асяроддзя. Але розныя складнікі прамысловага сектара не аднолькава адчувальныя да вонкавых уплываў. У адпаведнасці з гэтым вонкавыя ўплывы таксама абавязаны быць «ахоплены» маніторынгам сацыяльна-эканамічнай бяспекі і інтэграваныя ў склад яго аб'ектаў [5, с. 12; 6, с. 109].

Пазагаліновыя аб'екты прадстаўлены працэсамі, якія рэалізуюцца ў асяроддзі функцыянавання прамысловага сектара і суадносяцца з пэўнымі складовымі часткамі прамысловага сектара па прынцепах прамых і зваротных сувязяў. З улікам дадзеных індывідуальнасцяў верагодны склад пазагаліновых аб'ектаў прагнозу вызначаюць працэсы асяроддзя функцыянавання прамысловага сектара (табліца 1).

Табліца 1. – Пазагаліновыя аб'екты маніторынгу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара* (распрацоўка аўтара)

Прыналежнасць аб'екта маніторынгу	Пазагаліновы аб'ект маніторынгу
Вонкавая асяроддзе	
Краінавы аспект	- прамысловыя цыклы; - стадыі канкурэнтнага росту дзяржавы; - структура тэхналагічных укладаў
Глабальны аспект	- глабальныя тэндэнцыі прамысловага развіцця; - дзейнасць транснацыянальных утварэнняў
Унутранае асяроддзе	
Унутрыарганізацыйны аспект	- трансфармацыя галіновай структуры прамысловага сектара; - рэалізацыя адрасных мер дзяржаўнай падтрымкі галін прамысловага сектара; - рэалізацыя персаніфікаваных эканамічных інтарэсаў
* Да пазагаліновых аб'ектаў маніторынгу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара аднесены эканамічныя і арганізацыйныя працэсы, якія абумоўліваюць магчымасць узнікнення пагроз прамысловому сектару.	

Аснову табліцы склалі працэсы, якія прама ўздзейнічаюць на становішча і станаўленне складовых частак прамысловага сектара, але іх уплыў мае разнапланавы характар. Як паказаў праведзены аналіз, дадзеныя працэсы могуць як выклікаць небяспекі прамысловаму сектару, так і быць пры станоўчых варыянтах спецыфічнымі стабілізуючымі і падтрымліваючымі яго ўстойлівы стан момантамі. Да прыкладу, перайначванне галіновай структуры, або ажыццяўленне адрасных мер дзяржапамогі прамысловаму сектару мае магчымасць выклікаць негатыўныя тэндэнцыі для сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара, у выпадку, калі будзе парушаная прапарцыянальнасць у развіцці сектараў эканомікі, і з прычыны гэтага з'явіцца недахоп у рэсурсах. У следстве гэтага пэўнага перыяду часу прынцыпова даказаць не толькі важныя для сацыяльна-эканамічнай бяспекі пазагаліновыя аб'екты, але і прадметны сегмент, які прадставіць магчымасць дакладна інтэрпрэтаваць атрыманую інфармацыю.

У агульным выпадку прагноз сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара вызначаецца складаючымся ў вонкавым асяроддзі становішчам, станаўленне якога вылучае базу для адмоўных або станоўчых ацэнак. Зрэшты, як дэманструе адпрацаваны матэрыял, прысутнічаюць пэўныя заканамернасці сітуацыйных пераменаў вонкавага асяроддзя, якія прадстаўляюць магчымасць больш выразна адзначыць прадметны сегмент прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара. Да ліку больш важных заканамернасцяў перайначвання вонкавага асяроддзя ставяцца: змена крыніц фінансавага развіцця дзяржавы і лімітаванне прамысловага ўздыму.

Выяўленыя вынікі даюць магчымасць вызначыць, што змена стадыі канкурэнтнага ўздыму прыводзіць да трансфармацыі як уласцівасці развіцця складовых частак прамысловага сектара, так і дадзеных пазагаліновых аб'ектаў прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі. У прыватнасці змяняецца: больш танны ў пэўным перыядзе часу рэсурс (фактар) і напружанасць яго запатрабаванасці прамысловым сектарам; структура сфармаванага вытворчага патэнцыялу. Гэта можна растлумачыць тым, што ўцягванне ў гаспадарчы абарот рэсурсу інавацыйнай уласцівасці абгрунтавана верагоднасцю выкарыстання прадастаўленага рэсурсу. Да прыкладу, велічыней наяўных вытворчых магутнасцяў, узроўнем прагрэсіўнасці вытворчых тэхналогій, магчымасцю прыцягнення адпаведнага персаналу і забеспячэнне яго інтарэсаў пры дапамозе адпаведнага значэння аплаты працы і прадастаўлення дадатковых выгод [7, 8]. Любая стадыя канкурэнтнага ўздыму гарантуецца не толькі пераважным рэсурсам, але і канкрэтнай канфігурацыяй іншых рэсурсаў і крыніц, што аказвае ўздзеянне на працягласць падобных стадый у розныя перыяды часу і структуру вытворчага патэнцыялу. Значыць і ў выпадку, калі вядомы памер пераважнага рэсурсу, даволі няпроста прадбачыць працягласць стадыі. У следстве гэтага прапануецца ў склад прадмета прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара адносна пэўнага перыяду часу падключаць характарыстыкі складовых элементаў прамысловага сектара з улікам развіцця далейшай стадыі канкурэнтнага ўздыму. Змена стадыі і іншыя немалаважныя сітуацыйныя канфігурацыі, якія носяць заканамерны характар (напрыклад, прамысловыя цыклы), просяць перагляду і карэкціроўкі складу пазагаліновых аб'ектаў прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі пры любой змене. Выкананне прадастаўленай абставіны мае на ўвазе сістэмнае забеспячэнне прагнозу і яго інструментальнай дапамогі. Зыходзячы з гэтага, у правядзенні прагнозу можна адзначыць наступныя арганізацыйныя перыяды (табліца 2).

Табліца 2. – Асноўныя перыяды прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара і іх змест (распрацоўка аўтара)

Перыяды прагнозу	Змест перыядаў прагнозу	Інструментар прагнозу
Падрыхтоўчы	сітуацыйная ацэнка ўнутранага і знешняга асяроддзя функцыянавання прамысловага сектара на аснове характарыстык пазагаліновых аб'ектаў прагнозу; выбар асноўных аб'ектаў прагнозу і фарміраванне яго прадметнай вобласці; фарміраванне інфармацыйнай базы для правядзення параметрычных назіранняў, якія складаюць прадмет прагнозу	сегментаванне прамысловага сектара па прыкметах узаемадзеяння яе галін з вонкавым і ўнутраным асяроддзем; ідэнтыфікацыя стадыі канкурэнтнага росту дзяржавы; суаднясенне складваючыхся галіновых прапорцый і практыкі рэалізацыі прамысловай палітыкі
Вымяральны	рэгістрацыя бягучых значэнняў параметраў асноўных аб'ектаў і характарыстык пазагаліновых аб'ектаў (параметрычных дадзеных); правядзенне ўзроўневых вымярэнняў сацыяльна-эканамічнай бяспекі	дакументаванне вынікаў у параметрычнай карце прагнозу; дыферэнцыяцыя ўзроўневых вымярэнняў і ідэнтыфікацыя бягучага ўзроўню сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара
Заклучны	сістэматызацыя вынікаў прагнозу	вызначэнне ўзроўню сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара; фарміраванне «параметрычнай карты прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі» і «карты пагрозы прамысловага сектара»

Выніковасць прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара шмат у чым знаходзіцца ў залежнасці ад таго, як адпавядае яго інструментар зместу і мэтам этапаў, прадэманстраваных у табліцы. У прыватнасці, на папярэдніх мяжы ўкараненне такога інструмента, як сегментацыя складовых частак прамысловага сектара па характэрыстыках узаемадзеяння з унутраным і вонкавым асяроддзем дазволіць галоўным аб'ектам прагнозу (галінам прамысловасці) паставіць у суадносіны працэсы, якія генерыруюцца асяроддзем функцыянавання прамысловага сектара, і сітуацыйна кваліфікаваць характар уплыву на яго структуру (пагроза або станоўчы фактар). На вымяральнай мяжы вядзецца класіфікацыя параметрычных дадзеных і іх падрыхтоўчае абагульненне. Пры гэтым чакаецца, што адмоўны ўплыў на пэўныя элементы прамысловага сектара аказвае пагаршэнне, ці не змяняе сэнсу іх характарыстык, што зніжае выніковасць станаўлення прамысловага сектара ў цэлым. Адсюль вынік – першая з вядучых задач прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі на

гэтым рубяжы заключаецца ў тым, каб выканаць назіранне за тымі характарыстыкамі функцыянавання прамысловага сектара, якія паказваюць на ступень стойкасці яго структуры пры рэалізацыі небяспек, і ўвесці падставу для пагаршэння, або нязменнасці параметру, г.зн. даказаць прысутнасць небяспекі або яе недаступнасць.

Больш неабходным і цяжкім у прагнозе сацыяльна-эканамічнай бяспекі лічыцца яго завяршальны перыяд, таму што яго вынікам лічыцца апісанне актуалізаваных у бягучым перыядзе небяспек прамысловага сектара. Як устаноўлена ў даследаванні, праблема заключаецца ў тым, што небяспекі не аднастайныя па прыродзе, маштабе ўплыву, крыніцам і т.п. У следстве гэтага, пры рэгістрацыі іх неабходна ідэнтыфікаваць, падзяліўшы па крыніцы паходжання на суб'ектыўныя і аб'ектыўныя. Гэта трэба для таго, каб сімвалічна замацаваць канкрэтны стан прамысловага сектара, які меў бы магчымасць паказаць на прысутнасць і спецыфіку небяспекі, а яшчэ выявіць і ідэнтыфікаваць выгляд фінансава-эканамічнай залежнасці.

Тым больш прынцыпова адзначыць небяспекі сітуацыйнага характару (сітуацыйныя пагрозы), якія, у адрозненні ад аб'ектыўных небяспек, носяць лакальны характар і маюць усе шанцы аказаць уплыў толькі на асобныя сегменты прамысловага сектара, пагаршаючы характарыстыкі іх функцыянавання. Для выяўлення сітуацыйных небяспек інструментамі прагнозу мае сэнс адзначыць характарыстыкі сегментаў прамысловага сектара, паказчыкі якіх шмат у чым знаходзяцца ў залежнасці ад стымулявання (субсідавання, прэферэнцый, розных ільгот і іншых формаў эканамічнай падтрымкі). Гэтаму патрабаванню адказваюць характарыстыкі канкурэнтаздольнасці, фінансава-эканамічных вынікаў і аб'ёмаў вытворчасці, матывацыі працоўнага калектыву ў канчатковых выніках працы. У выпадку, калі асобныя сегменты ўвасобяць у жыцце функцыянальную знешнеэканамічную дзейнасць, то да масіву назіраных характарыстык абавязаны быць аднесены характарыстыкі, якія адлюстроўваюць экспертна-імартныя аперацыі. Суб'ектыўныя небяспекі, выкліканыя дысбалансам межсуб'ектных фінансавых інтарэсаў, уздзеянчаюць на характарыстыкі сектараў эканомікі, як правіла, ускосна па сродкам сістэмы рынкавага рэгулявання фінансавых працэсаў. Адмоўны ўплыў дысбалансу межсуб'ектных фінансавых інтарэсаў характарызуецца парушэннямі ў прапарцыйнасці станаўлення сегментаў прамысловага сектара.

На падставе вынікаў даследавання прапануецца ніжэйзгаданы метадалагічны падыход да правядзення ў жыцце прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара, які базуецца на дзяленні аб'ектаў, прадметнай вобласці і вынікаў прагнозу (малянак).

Заклучэнне. Праведзены аналіз дазваляе зрабіць выснову, што логіка правядзення прагнозу, як было заўважана, абгрунтавана яго этапным і паслядоўным аналізам выканання прыведзеных вышэй абставін сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара. Зыходзячы з гэтага, галоўным становішчам прапанаванага метадалагічнага падыходу да правядзення прагнозу можна лічыць яго «гарызонт», пад якім прапануецца разумець дынамічны шэраг фіксацыі значэнняў характарыстык і дадзеных назіраных аб'ектаў. Інтэрпрэтацыя гэтых значэнняў характарыстык функцыянавання прамысловага сектара можа рэалізавацца з улікам уздзеяння абмежавальнікаў прамысловага ўздому. Сутнасць гэтай праблемы заключаецца ў тым, што паказчыкі характарыстык функцыянавання прамысловага сектара на пэўным адрэзку часу вызначаюцца складам і структурай крыніц, якія забяспечваюць індустрыяльны ўздых, якія немагчыма расцаніць пазітыўна або негатыўна. Складанне дадзеных крыніц фарміруецца на базе даступных для прымянення рэсурсаў,

ахопліваючы тых з іх, якія лічацца вынікам навукова-тэхналагічнага прагрэсу (інавацыйныя). Так як крыніцы прамысловага ўздыму абмежаваны памерам (колькасцю) і якасным складам ствараючых іх рэсурсаў, то паказчыкі характарыстык функцыянавання прамысловага сектара, якія даюць прадстаўленне аб развіцці ва ўмовах бяспекі, удакладняюцца на ўзроўні, які вызначаны падобнымі лімітаваннямі. Гэта значыць, што колькаснае і якаснае апісанне межаў (дыяпазону) сацыяльна-эканамічнай бяспекі, абумоўленае лімітаваннямі прамысловага ўздыму, дазволіць надаць вынікам прагнозу пэўнасць у адносінах да стадыйнасці фінансава-эканамічнага ўздыму дзяржавы і аб'ектыўна расцаніць ступень сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара.



Малюнак. – Агульная схема прагнозу сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловага сектара (распрацоўка аўтара)

Спіс выкарыстанай літаратуры

1. Тур, А.Н. Макропоказатели и динамика развития экономики Республики Беларусь / А.Н. Тур // Белорусская экономика: анализ, прогноз, регулирование. – 2003. – № 8. – С. 23-25.
2. Рябинин, И.А. Логико-вероятностный анализ и его история / И.А. Рябинин // Проблемы анализа риска. – 2014. – Т. 11, № 3. – С. 6-13.
3. Соложенцев, Е.Д. Управление социально-экономическими системами и системой инноваций – стратегия развития страны // Проблемы анализа риска. – 2014. – Т. 11, № 3. – С. 32-47.

4. Solozhentsev, E.D. Technologies of logic and probabilistic management of risk of social and economical systems / E.D. Solozhentsev // Intern. J. of Risk Assessment a. Management. – 2014. – Vol. 17, № 3. – P. 171-187.

5. Алексеев, В.В. Синтез и анализ вероятностей событий по нечисловой, неточной и неполной экспертной информации / В.В. Алексеев, Е.И. Карасева // Проблемы анализа риска. – 2014. – Т. 11, № 3. – С. 22-31.

6. Олейникова, Е.Г. Модели социальной политики государства: проблемы теории и практики / Е.Г. Олейникова // Общество: политика, экономика, право. – 2013. – № 3. – С. 11-14.

7. Швайба, Д.М. Методыкі вырашэння праблем забеспячэння сацыяльна-эканамічнай абароненасці / Д.М. Швайба // Труд. Профсоюзы. Общество. – 2018. – № 2. – С. 31-34.

8. Швайба, Дз.М. Актуальныя пытанні дзяржаўнай бяспекі на сучасным этапе: фарміраванне паказчыкаў сацыяльна-эканамічнай бяспекі / Дз.М. Швайба // Научные труды Академии управления при Президенте Республики Беларусь: право, экономика, философия, политология, государственное управление: сб. науч. ст. / Академия управления при Президенте РБ. – Минск, 2018. – Вып. 20. – С. 359-367.

Информация об авторе

Швайба Дзмітрый Мікалаевіч – кандыдат эканамічных навук, дацэнт, старшыня Мінскай абласной арганізацыі Беларускага прафсаюза работнікаў хімічнай, горнай і нафтавай галін прамысловасці, член Дзяржаўнага экспертнага савета Дзяржаўнага камітэта па навуцы і тэхналогіях Рэспублікі Беларусь, дактарант Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта, старшы навуковы супрацоўнік Навукова-даследчага палітэхнічнага інстытута (пл. Свободы, 23-112, г. Минск, Беларусь), e-mail: minskbelhimprof@mail.ru. ORCID: 0000-0001-6783-9765.

Information about the author

Shvaiba Dzmitry – Ph. D. (Economics), Associate Professor, Head of the Minsk regional organization of the Belarusian trade Union of workers of chemical, mining and oil industries, Member of the State expert council of the State committee on science and technology of the Republic of Belarus, doctoral student of the Belarusian National Technical University, senior researcher of the Research polytechnic Institute (23-112, Svobody Sq., Minsk, Belarus), e-mail: minskbelhimprof@mail.ru. ORCID: 0000-0001-6783-9765.

Поступила в редакцию 26.03.2019 г.

Перечень статей, опубликованных в журнале
«Горная механика и машиностроение» в 2019 году

№ 1

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

Головатый И.И., Петровский А.Б., Губанов В.А. Способ поддержания капитальных выработок при их проведении в слабоустойчивых породах и больших глубинах разработки	5
Губанов В.А., Поляков А.Л., Лутович Е.А. Способ определения усредненного коэффициента Пуассона в шахтных условиях по результатам измерений конвергенции «кровля - почва» и схождения боков выработки	10
Оника С.Г., Халявкин Ф.Г. Обоснование и выбор способа осушения месторождений полезных ископаемых от притока подземных вод	18

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Локтионов А.В. Применение принципа Даламбера при рассмотрении сил инерции и относительного движения эллиптического маятника	24
Павлечко В.Н. Движение среды между лопастями радиальной турбины	29
Брижевич А.В., Гридюшко Д.В., Калинин Ю.В. Эксплуатация роликов ленточных конвейеров в условиях калийного производства	35
Моисеенко В.Л., Сапроненко Н.А., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Комплекс для сборки стрелочных переводов производственных баз путевых машинных станций	42
Моисеенко В.Л., Жигар В.И., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Мобильный технологический комплекс для восстановления разрушенного железнодорожного пути	51
Басалай Г.А., Казаченко Г.В. Приводы гусеничных движителей горных машин для проходческих работ	60

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Приходько И.В. Защитные смазочные материалы для нужд транспортного машиностроения ...	66
Инютин В.И., Кожедуб С.С., Кирьянова А.А., Шаповалов В.М., Инютин А.В. Композиционный материал для деталей изоляции железнодорожного пути	74
Чекан Н.М., Овчинников Е.В., Акула И.П., Эйсымонт Е.И. Гибридные методы формирования тонкослойных вакуумных покрытий	80
Швайба Дз.М. Пошук метадычных рашэнняў па правядзенні ўзроўневых вымярэнняў сацыяльна-эканамічнай бяспекі ў прамысловасці	89

№ 2

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

Головатый И.И., Петровский А.Б., Дворник А.П. Особенности разработки Петриковского месторождения калийных солей	5
Титова Н.В., Климович В.В. Воздействие агрессивных солевых рассолов на строительные материалы для возведения гидроизоляционных сооружений	16
Щербаков Г.А., Липницкий Н.А. Особенности расчета шахтной крепи с использованием метода ограничения конвергенции (Convergence-confinement method)	21

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Корзун И.М., Сиваченко Л.А. Экспериментальные исследования рабочего процесса пружинного грохота	34
Локтионов А.В. Расчет кинематических параметров и дифференциального уравнения движения пространственного исполнительного механизма в декартовых координатах	42
Павлечко В.Н. Давление потока среды в каналах осевой турбины	47
Басалай Г.А. Оценка запаса устойчивости очистных комбайнов на ставе забойного конвейера в рабочем режиме	54
Данилов В.А., Селицкий А.Н. Особенности стружкообразования и экспериментальное определение усадки стружки при ротационном точении синусоидальных поверхностей эксцентрично установленным круглым резцом	65

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Петрусевиц В.В. Подбор оптимального состава профилактической обработки и анализ его влияния на физико-механические свойства материалов асфальтобетонных покрытий	73
Сорокин В.Г., Овчинников Е.В., Лявшук И.А., Лиопо В.А., Виноградов Е.В. Обобщение метода Патерсона при исследовании структурных особенностей некристаллических объектов...	78
Чекан Н.М., Овчинников Е.В., Акула И.П., Эйсымонт Е.И. Влияние криогенной обработки на свойства плазмохимических покрытий	88

АГРЕГАТЫ И ПРОЦЕССЫ В ХИМИЧЕСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Прушак В.Я., Кондратчик Н.Ю. Коррозионная стойкость валков грануляционного аппарата для компактирования хлористого калия	96
Прушак В.Я., Кондратчик Н.Ю. Моделирование процесса изнашивания рабочих органов грануляционной машины при работе в химически агрессивной среде	102

№ 3**ГЕОТЕХНОЛОГИЯ**

Прохоров Н.Н., Ефимов А.М., Ущановский И.Ф., Кафанова Т.П., Барбиков Д.В., Клубук А.М. Определение границы распространения обводненных пород вдоль контура выклинивания Третьего калийного горизонта Старобинского месторождения геофизическими методами	5
Басалай И.А. Воздействие дробильно-сортировочного завода по производству щебня на окружающую среду	15

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Локтионов А.В. Расчет уравнения и кинетического момента системы при радиальном перемещении тела по вращающемуся диску	21
Павлечко В.Н. Изменение тангенциального давления среды на лопасти в каналах радиальной турбины	29
Казаченко Г.В., Нагорский А.В. Метод решения уравнений равновесия статического поворота самоходной гусеничной машины	36
Березовский Н.И., Воронова Н.П., Борисейко В.В. Оптимизация конструктивных параметров двухзонного прямоточного сушильного агрегата	44
Казаченко Г.В. Взаимодействие опорных площадок ходовых устройств мобильных машин с несущим основанием	50

Шелег В.К., Жигалов А.Н. Исследование влияния метода аэродинамического звукового упрочнения на износ твердосплавного инструмента при фрезерной обработке материала из стали	56
Моисеенко В.Л., Жигар В.И., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Современные методы сборки путевой решетки	66
Басалай Г.А. Снижение энергоемкости транспортирования руды скребковым конвейером	75

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Приходько И.В., Блинец Д.А. Основные факторы коррозионного разрушения и используемые методы защиты	80
Инютин В.И., Кожедуб С.С., Кирьянова А.А., Пантюхов О.Е., Шаповалов В.М. Технология переработки отходов кожевенно-обувных производств и вторичного полиэтилена в композиционный материал	91
Швайба Дз.М. Асноўныя пытанні пры вывучэнні сацыяльна-эканамічнай бяспекі	97

№ 4

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

Виноградов Ю.А., Хорольский А.А. Разработка программного обеспечения для повышения эффективности поддержания выработок в сложных гидрогеологических условиях	5
Позолотин А.С., Лысенко М.В., Райко Г.В., Самок А.В. Определение оптимальной длины анкеров для закрепления конвейеров к почве выработок	12
Березовский Н.И., Крук Ю.С., Борисейко В.В. Статистический анализ гранулометрического состава частиц пыли горных пород	18

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Гридюшко Д.В. Особенности рабочего процесса шнековых фрез	25
Локтионов А.В. Кинематический и динамический расчет пространственного исполнительного механизма	35
Моисеенко В.Л., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Комплекс для выполнения работ по текущему содержанию и ремонту железнодорожного пути	42
Моисеенко В.Л., Жигар В.И., Письменная Н.В., Моисеенко В.В. Звеносборочная линия КБ-03. Разработка имитационной модели	51
Довгелюк Н.В., Масловская М.А., Толочко З.Ю. Целесообразность использования большегрузных вагонов в составе грузового поезда	60
Павлечко В.Н. Изменение тангенциального давления среды на лопасти в каналах центростремительной турбины	67
Приходько И.В. Влияние вибрации на надежность и безопасность электрических машин	74
Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Шульдов Н.А., Сулакадзе В.В. Распределение мощности при ее передаче трением от барабана на ленту конвейера	81

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Павленко А.П., Ахраменко Н.А. Оптимизация процесса удаления технологической связки из изделий на основе керамики	85
Швайба Дз.М. Прагназаванне сацыяльна-эканамічнай бяспекі прамысловасці	92

**A list of articles that have been published in the journal
«Mining mechanical engineering and machine-building» in 2019**

№ 1

GEOTECHNOLOGY

Golovaty I.I., Petrovsky A.B., Hubanau V.A. Way to maintain permanent workings while their driving in unstable rocks and at the large depths of mining	5
Hubanau V.A., Paliakou A.L., Lutovich Ya.A. The method of determining the average Poisson's ratio in the mine conditions based on measurements of convergence "roof-ground" and toe sides of the excavation	10
Onika C.G., Haliavkin F.G. Grounds and selection of a method of drainage of mineral deposits from the indraught of the underground water	18

MACHINE-BUILDING

Loktionov A.V. Application of the d'Alembert principle when considering the forces of inertia and the relative motion of an elliptical pendulum	24
Pavlechko V.N. Fluid motion in the interlobe space of a radial turbine	29
Bryzhevich A.V., Hrydziushka D.V., Kalintsau Yu.V. Operation of rollers of belt conveyors in conditions of potash production	35
Moiseenko V.L., Sapronenko N.A., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Complex for the assembly of turnouts of production bases of track machine stations	42
Moiseenko V.L., Zhigar V.I., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Mobile technology complex for restoration of damaged railway track	51
Basalai R.A., Kazachenko G.V. Drives of the tracked movers of mining machinery for mining works	60

MATERIALS ENGINEERING

Prihodzko I.V. Protective lubricants for the needs of transport engineering	66
Injutin V.I., Kozhedub S.S., Kir'janova A.A., Shapovalov V.M., Injutin A.V. Composite material for details of the railway track isolation	74
Chekan N.M., Auchynnikau Ya.V., Akula I.P., Eisymont Ya.I. Hybrid methods of forming thin-layer vacuum coatings	80
Shvaiba Dz.M. The search for methodological solutions of carrying out level testing of socio-economic security in the industry	89

№ 2

GEOTECHNOLOGY

Golovaty I.I., Petrovsky A.B., Dvornik A.P. Features of the development of the Petrikov deposit of potassium salts	5
Tsitova N.V., Klimovich V.V. The influence of saturated salt brines on building materials for the construction of waterproofing structures	16
Shcherbakov G.A., Lipnitsky N.A. Features of calculation of the mine lining with the use of convergence-confinement method	21

MACHINE-BUILDING

Korzun I.M., Sivachenko L.A. Experimental study of the working process of a spring screen	34
Loktionov A.V. Calculation of kinematic parameters and a differential equation of motion of a spatial executive mechanism in Cartesian coordinates	42

Pavlechko V.N. Pressure of a fluid flow in the interlobe space of an axial turbine	47
Basalai R.A. Assessment of stability factor of the shearers on the face conveyor's flight in operating mode	54
Danilov V.A., Selitsky A.N. Characteristics of chipforming and experimental determination of chipping shrinkage at the rotational turning of the sinusoidal surfaces by a round cutter eccentrically installed	65

MATERIALS ENGINEERING

Petrusevich V.V. Selection of optimal composition of preventive treatment and analysis of its influence on physical and mechanical properties of materials of asphalt-concrete coatings	73
Sorokin V.G., Auchynnikau Ya.V., Liaushuk I.A., Liopo V.A., Vinogradov Ya.V. Generalization of the Paterson method in the study of the structural features of non-crystalline objects	78
Chekan N.M., Auchynnikau Ya.V., Akula I.P., Eisymont Ya.I. Effect of cryogenic treatment on the properties of plasma chemical coatings	88

AGGREGATES AND PROCESSES IN CHEMICAL PRODUCTION

Prushak V.Ya., Kondratchik N.Yu. Corrosion resistance of the rolls of the granulation apparatus for compaction of potassium chloride	96
Prushak V.Ya., Kondratchik N.Yu. Modeling the process of wear of the working bodies of the granulation machine when working in a chemically aggressive environment	102

№ 3

GEOTECHNOLOGY

Prokhorov N.N., Efimov A.M., Ushchapousky I.F., Kafanova T.P., Barbikov D.V., Klabuk A.M. Defining the boundaries of the distribution of watered rocks along the contour of thinning of the Third potassium horizon of the Starobin potassium deposit by geophysical methods	5
Basalai I.A. Environment's exposure to a rock-crushing plant producing breakstone	15

MACHINE-BUILDING

Loktionov A.V. Calculation of the equation and the kinetic momentum of the system with radial displacement of the body along a rotating disk	21
Pavlechko V.N. Fluid pressure on the blades in the inter-blade channels of a radial-flow turbine	29
Kazachenko G.V., Nahorski A.V. Method for solving equilibrium equations of static turning of a self-propelled tracked vehicle	36
Berezovsky N.I., Voronova N.P., Boriseyko V.V. Optimization of design parameters of two-zone direct-flow drying unit	44
Kazachenko G.V. Interaction of support points of traveling devices of mobile machines with a bearing base	50
Sheleg V.K., Jigalov A.N. Research of the influence of the method of aerodynamic sound hardening on wear of a hard-carbide tool during milling steel material	56
Moiseenko V.L., Zhigar V.I., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Modern methods of assembly of the railway grid	66
Basalai R.A. Reduction of power intensity of ore transportation by chain and flight conveyor	75

MATERIALS ENGINEERING

Prihodzko I.V., Bliznets D.A. The main factors of corrosion destruction and protection methods used	80
--	----

Injutin V.I., Kozhedub S.S., Kir'janova A.A., Pantjukhov O.E., Shapovalov V.M. Technology for processing waste from leather and footwear production and recycled polyethylene into composite material	91
Shvaiba D. The main issues in the study of socio-economic security	97

№ 4

GEOTECHNOLOGY

Vynohradov Yu.O., Khorolskyi A.O. Software programming to increase efficiency of mine workings maintenance in difficult hydrogeological conditions	5
Pozolotin A.S., Lysenko M.V., Raiko G.V., Samok A.V. Determining the optimal length of anchors for fastening conveyors to the bottom of workings	12
Berezovsky N.I., Kruk Yu.S., Boriseyko V.V. Statistical analysis of granulometric composition of dust particles of rocks	18

MACHINE-BUILDING

Kazachenko G.V., Basalai R.A., Hrydziushka D.V. Features of the working process of screw millers	25
Loktionov A.V. Kinematic and dynamic calculation of the spatial executive mechanism	35
Moiseenko V.L., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Complex of operations for the current maintenance and repair of the railway	42
Moiseenko V.L., Zhigar V.I., Pismennaya N.V., Moiseenko V.V. Assembling line KB-03. Development of imitation models	51
Dovgelyuk N.V., Maslovskaya M.A., Tolochko Z.Yu. Expediency of using heavy-duty cars as part of freight train	60
Pavlechko V.N. Tangential pressure of the medium on the blades in the channels of an inflow turbine	67
Prihodzko I.V. Impact of vibration on reliability and safety of electrical machines	74
Kazachenko G.V., Basalai R.A., Shuldov N.A., Sulakadze U.U. Power distribution during its transmission by friction from the drum to the conveyor belt	81

MATERIALS ENGINEERING

Pavlenko A., Akhramenko N. Optimization of the process of removal of technological bonding agent from ceramic-based products	85
Shvaiba D. Forecasting of social and economic security of industry	92

Уважаемый рецензент, при написании рецензии просьба руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Соответствие статьи выбранному научному направлению: геотехнология, материаловедение или машиностроение.
2. Актуальность темы, новизна полученных результатов, их научная и практическая значимость, достоверность в сопоставлении с соответствующими известными данными.
3. Логика изложения и четкость формулировок.
4. Информативность и качество иллюстрированного материала.
5. Полнота списка литературы, наличие публикаций последних лет и зарубежных публикаций в данной области.
6. Соответствие аннотации тексту статьи.
7. Текст и количество иллюстрированного материала нуждается в сокращении или нет.
8. В качестве вывода просим указать мнение о возможности публикации статьи после исправлений (без исправлений) или необходимо повторное рецензирование после серьезных исправлений.

Статьи, направленные в редакцию журнала, должны удовлетворять требованиям «Инструкции о порядке оформления квалификационной научной работы (диссертации) на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук, автореферата и публикаций по теме диссертации», утвержденной Постановлением Высшей аттестационной комиссии Республики Беларусь № 3 от 28.02.2014.

1. Статья должна быть представлена в распечатанном и в электронном виде, должна иметь разрешение на опубликование, сопроводительное письмо.
2. Поступившие в редакцию статьи проходят рецензирование. Основные критерии целесообразности опубликования – актуальность тематики, научная новизна, значимость результатов.
3. Объем научной статьи по теме диссертации должен составлять не менее 14000 печатных знаков, включая пробелы, (примерно 5-6 страниц).
4. Статья должна быть представлена в формате текстового редактора Microsoft Word. Шрифт текста Times New Roman, размер 12 п., интервал – 1.
5. В статье должны быть указаны индекс УДК, название статьи, фамилии и инициалы авторов (число авторов – не более 5), полные наименования учреждений, где работают авторы. Статья должна содержать: аннотацию (до 10 строк), ключевые слова (до 10), введение, основную часть, заключение, завершаемое четко сформулированными выводами, список использованных источников. Аннотация, название статьи, ключевые слова, а также фамилии авторов должны быть представлены на английском и русском языках.
6. Таблицы и рисунки располагаются непосредственно в тексте статьи. Количество рисунков и таблиц не должно превышать 8. Рисунки должны быть четкими и созданы в одном из графических редакторов (формат jpg, tif, psx, bmp, gif, cdr, wmf, psd). Каждая таблица должна иметь заголовок, а рисунок – подрисуночную надпись. На все таблицы и рисунки следует давать ссылки в тексте.
7. Формулы должны быть созданы в редакторе «Math Type». Все обозначения, приведенные в статье, расшифровываются непосредственно в тексте, кроме того, могут быть вынесены на отдельную страницу.
8. Не следует употреблять сокращения, кроме общепринятых.
9. Оформление списка использованных источников должно соответствовать требованиям ГОСТ 7.1-2003. Список должен быть составлен в порядке упоминания ссылок в тексте. Ссылки на неопубликованные работы не допускаются. Список должен содержать зарубежные публикации в данной области (при их наличии).
10. Необходимо представить на отдельной странице следующие сведения на русском и английском языках для каждого автора: фамилия, имя, отчество (полностью), ученую степень, звание, должность и место работы, адрес и e-mail организации, почтовый адрес для переписки, номера телефонов, ID ORCID.

1. The article should be presented in printed out and electronic forms, should have a security clearance, a covering letter.
2. Received articles are reviewed. The main criteria of feasibility of the publication are the subject relevance, the scientific novelty, the significance of results.
3. The volume of scientific article on the topic of thesis research must be at least 14,000 typographical units, including spaces, (approximately 5-6 pages).
4. The article should be presented in the text editor Microsoft Word format. The font is Times New Roman, font size is 12, interval – 1.
5. The UDC number, the article's title, the authors' surnames and initials (number of authors – maximum 5), full names of organizations where the authors work should be included in the article. The article should contain: the summary (up to 10 lines), keywords (up to 10), the introduction, the article's body, the conclusion finished by clearly formulated findings, and the list of cited references. The summary, the article's title, keywords as well as the authors' surnames should be presented in English and Russian languages.
6. Tables and figures are placed directly in the article text. The number of figures and tables should not exceed 8. The figures should be well-defined and should be created in one of graphic editors (jpg, tif, psx, bmp, gif, cdr, wmf, psd format). Each table should have a title, and each figure – a picture caption. All tables and figures should have references in the text.
7. Formulae should be created in the «Math Type» editor program. All symbols given in the article are deciphered directly in the text; in addition the symbols may be published on a separate page.
8. Abbreviations should not be used, except commonly used abbreviations.
9. Presentation of references must comply with the requirements of GOST 7.1-2003. The list should be made in order as the references are mentioned in the text. The references to unpublished works are not allowed. The list should include foreign publications in this sphere (if available).
10. It is necessary to submit on a separate page the following information in Russian and English for each author: name, surname, patronymic (in full), academic degree, title, position, place of work, address and e-mail of the organization, postal address for correspondence, phone numbers, ID ORCID.



Подписные 749332
индексы: 74933

**Основные направления научно-исследовательской деятельности
ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством»:**

- совершенствование технологий добычи и повышение безопасности ведения горных работ на месторождениях полезных ископаемых;
- моделирование и автоматизированное проектирование горных машин, работающих на глубине более 1000 м во взрывоопасной среде и при больших давлениях кровли;
- разработка горно-шахтного подъемно-транспортного оборудования;
- разработка горного проходческого, очистного и бурового оборудования;
- разработка технологического горно-обогательного оборудования;
- разработка методов повышения надежности и долговечности деталей и узлов машин, работающих в условиях абразивных, химически активных сред горно-обогательных предприятий;
- разработка оборудования для комплексов по перегрузке и складированию сыпучих материалов;
- разработка высокопроизводительных технологий обогащения полезных ископаемых;
- разработка композиционных и теплозвукоизоляционных материалов;
- разработка конструкционных материалов и покрытий, предназначенных для использования в агрессивных химически активных, абразивных средах предприятий горной промышленности;
- разработка автоматизированных систем управления горно-шахтным добывающим и перерабатывающим оборудованием.

Адрес редакции:

ул. Козлова, 69
223710, г. Солигорск,
Республика Беларусь,

Телефоны:

главный редактор (приемная) (+375 174) 26 28 37
ответственный секретарь (+375 174) 28 21 07

E-mail: onti@sipr.by
<http://www.sipr.by>

ISSN 1728-3841



9 771728 384000