

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тверской государственный технический университет»
(ТвГТУ)

ВЕСТНИК
ТВЕРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия «Технические науки»

Научный рецензируемый журнал
№ 3 (23), 2024

Print ISSN 2658-5030
Online ISSN 2687-0029

Тверь 2024

Учредитель: ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет»

Главный редактор: Болотов А.Н., д.т.н., профессор ТвГТУ

Заместители главного редактора:

Измайлов В.В., д.т.н., профессор ТвГТУ

Яблонев А.Л., д.т.н., профессор ТвГТУ

Семенов Н.А., д.т.н., профессор ТвГТУ

Ответственный секретарь: Афанасьева Л.Е., к. ф.-м. н., доцент ТвГТУ

Члены редакционной коллегии:

По направлению «Машиностроение»

Гершман И.С., д.т.н., профессор ВНИИЖТ

Горячева И.Г., академик РАН, д.ф.-м.н., профессор ИПМех РАН

Иванов А.С., д.т.н., профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана

Козырева Л.В., д.т.н., доцент ТвГТУ

Матлин М.М., д.т.н., профессор ВолгГТУ

Мигранов М.Ш., д.т.н., профессор МГТУ «СТАНКИН»

Солдатенков И.А., д.ф.-м.н., ведущий научный сотрудник ИПМех РАН

Хопин П.Н., д.т.н., профессор МАИ

По направлению «Недропользование и горные науки»

Валиев Н.Г., д.т.н., профессор УГГУ

Горлов И.В., д.т.н., доцент ТвГТУ

Керопян А.М., д.т.н., доцент, главный научный сотрудник ООО «МНИПИИТИ»

Кондратьев А.В., д.т.н., профессор ТвГТУ

Мисников О.С., д.т.н., доцент ТвГТУ

Рахутин М.Г., д.т.н., доцент НИТУ «МИСиС»

По направлению «Информационные технологии и телекоммуникации»

Бурдо Г.Б., д.т.н., профессор ТвГТУ

Голенков В.В., д.т.н., профессор БГУИР, Республика Беларусь

Дзюба С.М., д.физ.-мат. наук, профессор ТвГТУ

Мешалкин В.П., академик РАН, д.т.н. РХТУ им. Д.И. Менделеева

Палюх Б.В., д.т.н., профессор ТвГТУ

Шпрехер Д.М., д.т.н., профессор ТулГУ

Язенин А.В., д.ф.-м.н., профессор ТвГТУ

Адрес редакции: 170026, Тверь, наб. Афанасия Никитина, д. 22.

E-mail: vestnik_tstu_tekh@mail.ru

Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки» публикует научные статьи и краткие обзоры по разделам «Машиностроение», «Недропользование и горные науки», «Информационные технологии и телекоммуникации». Журнал выходит четыре раза в год.

Зарегистрирован в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Регистрационный номер: ПИ № ФС77-74321 от 19 ноября 2018 года. Индексируется в базе данных Российского индекса научного цитирования (РИНЦ).

Входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, по научным специальностям:

2.3.1. Системный анализ, управление и обработка информации;

2.3.3. Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами;

2.5.3. Трение и износ в машинах;

2.8.8. Геотехнология, горные машины.

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

<i>Гусев А.Ф., Измайлов В.В.</i> Фрикционные и электроконтактные характеристики материалов электрических контактов при повышенных температурах	5
<i>Новикова О.О., Болотов А.Н., Новиков В.В.</i> Оценка магнитострикционного изменения топографии поверхности трибоузла из магнитопласта	12
<i>Доронин С.В., Рейзмунт Е.М.</i> Линеаризация жесткости и оценка погрешности численной модели тросового амортизатора с пространственным восприятием нагрузок	21
<i>Болотов А.Н., Бурдо Г.Б.</i> Моделирование разрушения адгезионного контакта в магнитном поле	32
<i>Архаров А.П.</i> Установка вала со шпоночным пазом на центрах станка	39

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ И ГОРНЫЕ НАУКИ

<i>Яблонев А.Л., Алексеев А.А.</i> Методика определения нагрузки на сдвоенный колесный ход торфяных транспортных и технологических машин	45
<i>Шабаетов О.Е., Степаненко Е.Ю., Зинченко П.П.</i> Выбор рациональных структуры, геометрических и режимных параметров очистного комбайна для выемки тонких пологих пластов	55
<i>Кочканян С.М., Кондратьев А.В.</i> Анализ результативности работы валкового желоба со шнековым интенсификатором	67
<i>Горлов И.В.</i> Исследование изменения механических свойств поверхностей восстановленных деталей торфяных машин	74

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ

<i>Ахремчик О.Л., Базулев И.И.</i> Создание модулей звуковой сигнализации для подсистем контроля состояния конвейеров при производстве смесей на основе торфа	81
<i>Боровик В.В., Егерев И.А., Смирнова П.М.</i> Построение алгоритма управления конечным состоянием нечеткой динамической системы	90
<i>Боровик В.В., Коковкин Д.А., Смирнова П.М.</i> Алгоритм прогнозирования оптимального управления запасами на предприятии	96

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

<i>Gusev A.F., Izmailov V.V.</i> Friction and electric-contact characteristics of materials for electrical connections at elevated temperatures.....	5
<i>Novikova O.O., Bolotov A.N., Novikov V.V.</i> Assessment of magnetostrictional changes in the surface of a tribounit from magnetoplast.....	12
<i>Doronin S.V., Reizmunt E.M.</i> Stiffness linearization and error estimation of a numerical model of a cable shock damper with spatial load perception.....	21
<i>Bolotov A.N., Burdo G.B.</i> Modeling the destruction of an adhesive contact in a magnetic field.....	32
<i>Arkharov A.P.</i> Shaft with keyway installation on the centers of the machine.....	39

SUBSOIL USE AND MINING SCIENCES

<i>Yablonev A.L., Alekseev A.A.</i> Method for determining the load on double wheel travel of peat transport and technological machines.....	45
<i>Shabaev O.E., Stepanenko E.Yu., Zinchenko P.P.</i> The choice of rational structure, geometric and operating parameters of a cleaning combine for dredging thin coal seams.....	55
<i>Kochkanyan S.M., Kondratyev A.V.</i> Analysis of the performance of operation of a roller chute with a screw intensifier.....	67
<i>Gorlov I.V.</i> Investigation of changes in the mechanical properties of surfaces of restored parts of peat machines.....	74

INFORMATION TECHNOLOGY AND TELECOMMUNICATIONS

<i>Akhremchik O.L., Basulev I.I.</i> Creation of audio alarm modules for conveyer state monitoring subsystems in the peat-based mixture production.....	81
<i>Borovik V.V., Egereva I.A., Smirnova P.M.</i> Construction of an algorithm for controlling the final state of a fuzzy dynamical system.....	90
<i>Borovik V.V., Kokovkin D.A., Smirnova P.M.</i> Forecasting algorithm optimal inventory management in the enterprise.....	96

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 531.43

ФРИКЦИОННЫЕ И ЭЛЕКТРОКОНТАКТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КОНТАКТОВ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

А.Ф. ГУСЕВ, канд. техн. наук, В.В. ИЗМАЙЛОВ, д-р техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: gusevaf@mail.ru

© Гусев А.Ф., Измайлов В.В., 2024

В работе описаны результаты экспериментального исследования фрикционных и электроконтактных характеристик четырех наиболее распространенных материалов для электрических контактов. Исследования проводили на машине трения типа ГП (горизонтальная плоскость) по схеме торцевого трения одноименных материалов с коэффициентом взаимного перекрытия, стремящимся к нулю, при температурах от 20 до 150 °С. Представлены экспериментальные зависимости коэффициента трения f и контактного электрического сопротивления R в статике и при трении скольжения от температуры. Эксперименты показали, что при повышенных температурах определяющее влияние на эксплуатационные характеристики исследованных электроконтактных материалов оказывают поверхностные окисные пленки. Установлено, что результаты экспериментов находятся в хорошем соответствии с полученными ранее данными о параметрах удельной силы трения, толщине и прочности окисных пленок для изученных материалов.

Ключевые слова: трение, коэффициент трения, контактное электрическое сопротивление, температура, окисные пленки.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-5-11

ВВЕДЕНИЕ

Токопроводящие контактные соединения (электрические контакты) являются необходимыми и очень важными элементами в системах энергетики, устройствах автоматики, телемеханики и вычислительной техники. Их число в десятки раз превосходит число единиц других компонентов и узлов в электрических цепях и аппаратах. Особыми свойствами контактных соединений, которые делают их во многих случаях незаменимыми, являются малое сопротивление в замкнутом состоянии и практически бесконечное в разомкнутом, большая коммутируемая мощность и относительно невысокая стоимость. Вместе с тем электрические контакты – одни из наиболее уязвимых элементов, испытывающих большие силовые, коммутационные и тепловые нагрузки и подверженных износу в процессе работы. Таким образом, важно обеспечить надежность и стабильность работы электрических контактов, поскольку это определяет длительность безотказной работы электрооборудования в целом и в значительной степени влияет на безопасность работы и повышение энергоэффективности при передаче электроэнергии.

Основной эксплуатационной характеристикой узла, предназначенного для коммутации электрического тока, является контактное электрическое сопротивление (КЭС) [1–5] – сопротивление в месте перехода из одной контактной детали в другую. Завышенное КЭС в этих устройствах становится причиной значительных потерь электроэнергии, недопустимого перегрева контакт-деталей, а его тенденция к росту в процессе эксплуатации приводит к нестабильности электрических параметров. Обеспечение минимального и стабильного КЭС – это важнейшая задача при проектировании токопроводящих контактных узлов и выборе материала для контакт-деталей.

В статье [6] исследованы ключевые факторы, влияющие на одну из составляющих КЭС – сопротивление стягивания. В данной работе анализируется вторая составляющая КЭС – сопротивление поверхностных пленок потускнения. Показана их ключевая роль в КЭС типичных электроконтактных материалов, особенно при повышенных температурах.

Эксплуатационные свойства электрических контактов также во многом обуславливаются их триботехническими характеристиками. В переключающих и разъемных контактах необходимо учитывать усилие расчленения контакта, которое зависит от сил трения. Для скользящих контактов всех типов фрикционное взаимодействие является одним из основных факторов, определяющих их работоспособность. Наиболее сложным становится оптимальное сочетание триботехнических и электроконтактных характеристик. Электроконтактные материалы должны сочетать в себе комплекс противоречивых свойств, таких как высокая проводимость (с одной стороны) и высокая прочность и износостойкость (с другой) [7].

Наиболее высокие требования по обеспечению надежного контактирования предъявляются к материалам для контактов, работающих в условиях температурного нагрева. Температура сложным образом влияет на параметры и взаимосвязанные процессы, определяющие эксплуатационные характеристики электрического контакта: физико-механические свойства и фрикционные характеристики материалов контактов, процессы контактной ползучести и изнашивания, образования и разрушения поверхностных окисных пленок и адсорбированных слоев [8].

Задача выбора материала, обладающего необходимыми для заданных условий работы эксплуатационными свойствами, выступает одной из приоритетных при конструировании и усовершенствовании электрических контактов. В этой связи экспериментальные исследования в данной области имеют практическое значение для повышения надежности и эффективности электрических коммутирующих устройств.

Существует довольно большая номенклатура материалов для электрических контактов различного назначения. Однако основным электроконтактным металлом остается медь, так как она отличается хорошей электро- и теплопроводностью, достаточно высокой твердостью и износостойкостью, сравнительно небольшой стоимостью и отличной технологичностью. Наряду с медью используется алюминий, удельная проводимость (проводимость, отнесенная к массе металла) которого в два раза выше удельной проводимости меди. Вместе с тем недостатком алюминия являются его пониженные контактные свойства: текучесть и ползучесть металла под нагрузкой, образование на поверхности диэлектрических окисных пленок [9].

Целью настоящей работы стало сравнительное экспериментальное исследование трения и электропроводности контакта востребованных электроконтактных материалов (меди, медного сплава, алюминия и алюминиевого сплава) в одинаковых условиях при температурах от 20 до 150 °С.

ОБРАЗЦЫ И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Трение электроконтактных металлов и сплавов при повышенных температурах экспериментально исследовали на машине трения МПТ-1 типа ГП (горизонтальная плоскость). В экспериментах была реализована схема торцевого трения одноименных материалов с коэффициентом взаимного перекрытия, стремящимся к нулю. На рис. 1 показана принципиальная схема установки. Установка была специально модернизирована для задач исследования, что позволило параллельно с измерением силы трения (коэффициента трения) измерять переходное электрическое сопротивление в скользящем контакте образцов и осуществлять их одновременную регистрацию в ходе эксперимента.

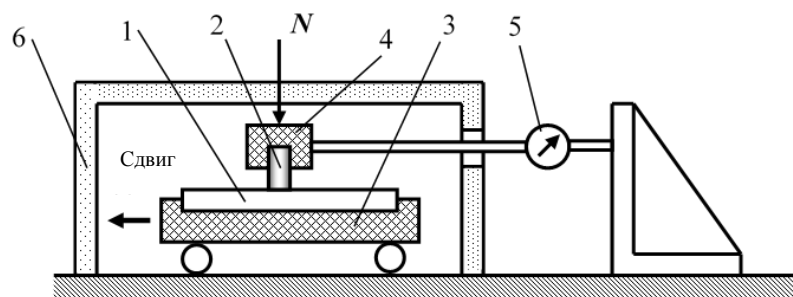


Рис. 1. Принципиальная схема машины трения МПТ-1:

1 – нижний образец; 2 – верхний образец; 3 – каретка; 4 – силоизмерительный узел; 5 – тензометрические датчики; 6 – кожух термостата; N – нормальная нагрузка

На данной установке были измерены фрикционные и электроконтактные характеристики при сдвиге и трении скольжения для четырех наиболее распространенных электроконтактных материалов: электротехнической меди марки М1; технического (кабельного) алюминия; электротехнической латуни ЛС59-1 и алюминиевого сплава АД31. Нижние образцы были изготовлены в виде полос размером $150 \times 15 \times 10$ мм, верхние – в виде цилиндров размером $\varnothing 5 \times 10$ мм. Контактные поверхности образцов после фрезерования шлифовали на абразивной бумаге до шероховатости порядка $Ra = 0,1 \dots 0,12$ мкм. Перед измерениями поверхности образцов механически очищали от окисных пленок, промывали этиловым спиртом и вытирали насухо. Затем образцы окисляли при температуре опыта в течение 5 ч.

Измерения проводили в условиях, соответствующих типичным условиям работы реальных контактов в токопроводящих узлах электрических машин и устройств: при температурах 20, 50, 100 и 150 °С и нормальных нагрузках на контакт, обеспечивающих номинальное давление в пределах $10^6 \dots 10^7$ Па. Скорость скольжения составляла от 0,1 до 1 мм/с.

Нижние образцы (см. рис. 1) закрепляли в каретке, которая приводилась в движение по горизонтальным направляющим от реверсивного электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением, обеспечивающим плавное бесступенчатое регулирование скорости. Верхние образцы укрепляли в оправке силоизмерительного узла, соединенной шарнирно с упругим тензометрическим кольцом. Силу трения $F_{тр}$ измеряли непрерывно с помощью тензоусилителя и регистрирующего устройства. Нормальную нагрузку N на контакт создавали с помощью штатного набора грузов, устанавливаемых на оси оправки силоизмерительного узла. Коэффициент трения f рассчитывали как отношение силы трения $F_{тр}$ к нормальной нагрузке N : $f = F_{тр} / N$. Образцы нагревали до необходимой

температуры электронагревателями, смонтированными в каретке и подъемном теплозащитном колпаке. Объемную температуру образцов измеряли и поддерживали с погрешностью ± 5 °С при помощи потенциометра с хромель-копелевыми термопарами.

Контактное электрическое сопротивление в статике и при трении скольжения определяли по стандартной четырехпроводной схеме (метод вольтметра – амперметра). Через контакт пропускали постоянный электрический ток, контактную разность потенциалов U_k снимали с пары электродов, закрепленных на образце (изолированном от корпуса) и контрообразце, непосредственно вблизи поверхности их контакта. Контактное электрическое сопротивление R рассчитывали как отношение контактной разности потенциалов к величине силы тока I через контакт: $R = U_k / I$. При сдвиге образцов производили синхронную регистрацию силы трения и контактной разности потенциалов. Для исключения побочного влияния термо-ЭДС на измеренные значения контактного напряжения эксперимент выполняли при двух противоположных направлениях тока через контакт.

В ходе измерения наблюдались скачки при трении, что выражалось в виде колебаний значений силы трения и контактной разности потенциалов. При анализе результатов сравнивали средние для каждого отдельного измерения значения коэффициента трения скольжения и КЭС. Экспериментальные значения на приведенных ниже графиках (рис. 2, 3) – среднеарифметическое значение и доверительный интервал, рассчитанные по результатам не менее пяти измерений при одних и тех же условиях.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Эксперименты показали, что при повышенных температурах определяющее влияние на эксплуатационные характеристики исследованных электроконтактных материалов оказывают поверхностные окисные пленки. На рис. 2 представлены зависимости коэффициентов трения исследованных материалов от температуры. Кривые, отмеченные цифрой 1, – результаты эксперимента, а цифрой 2 – расчетная зависимость для окисных пленок.

Из графиков видно, что для всех исследованных электроконтактных материалов с повышением температуры от 20 °С значения коэффициента трения уменьшаются, проходят через минимум приблизительно при 70...80 °С и затем увеличиваются с той или иной степенью интенсивности. Пунктирными линиями на графиках показаны зависимости, рассчитанные для этих же металлов по значениям параметров удельной силы трения для окисных пленок, которые были определены по оригинальной методике на микротрибометре [10]. Сравнение расчетных кривых с экспериментальными данными показывает, что расчетные зависимости для окисных пленок адекватно отражают изменение коэффициента трения в зависимости от температуры для всех исследованных материалов. Коэффициент трения латунных образцов несколько выше, чем у образцов из чистой меди. Высокие значения коэффициента трения наблюдаются при температуре 150 °С для алюминиевого сплава и (в особенности) для чистого алюминия. При этом на поверхности трения наблюдаются следы схватывания, а на поверхности трения алюминиевых образцов – задиры и следы переноса материала на контрообразец. Такой результат можно объяснить сильным разрушением поверхностных окисных пленок, сравнительно тонких на латуни и менее прочных, чем при комнатной температуре, на алюминии и сплаве АД31. При задирах и схватывании разброс величин коэффициента трения увеличивается.

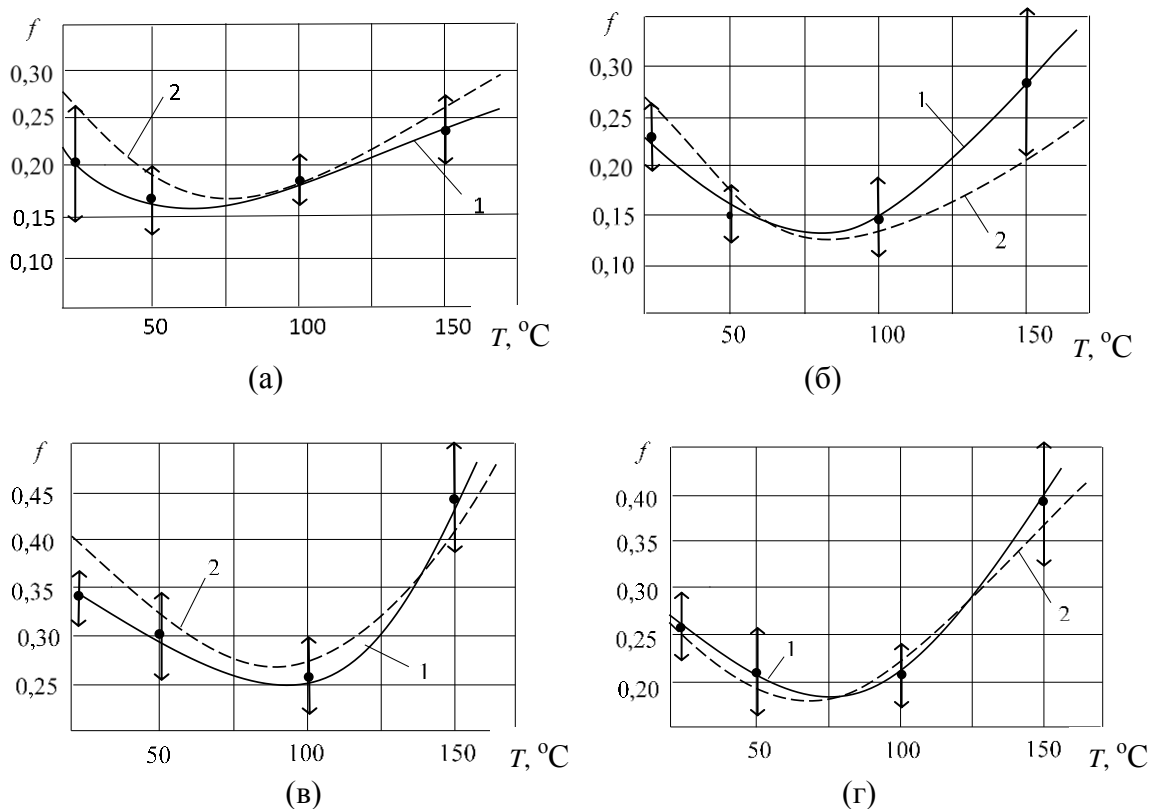


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от температуры: медных образцов (а); латунных (б); алюминиевых (в); из сплава АД31 (г)

На рис. 3 показаны зависимости КЭС от температуры в статическом контакте и при трении скольжения для исследованных электроконтактных материалов. Кривые, отмеченные цифрой 1, соответствуют неподвижному контакту, а цифрой 2 – контакту при трении скольжения.

Результаты измерений находятся в соответствии с полученными ранее данными о толщине и прочности окисных пленок [8]. На меди (рис. 3а) с ростом температуры от 20 до 150 $^{\circ}\text{C}$ значение КЭС возрастает на два порядка в статическом контакте и почти в 20 раз в скользящем. Это однозначно объясняется ростом толщины и прочности поверхностной окисной пленки. Согласно результатам наших исследований, с увеличением температуры от 20 до 150 $^{\circ}\text{C}$ толщина пленки на меди возрастает почти в 80 раз, а нагрузка, необходимая для ее разрушения при контактном нажатии, – в 15–18 раз в статике и в 5–7 раз при сдвиге. На алюминии и алюминиевом сплаве АД31 с ростом температуры разрушение окисной пленки облегчается. Это подтверждают результаты измерения контактного сопротивления, представленные на рис. 3в и 3г. У данных материалов наблюдается убывающая зависимость КЭС от температуры. Относительно слабая зависимость КЭС от температуры для латуни (рис. 3б) объясняется примерно одинаковой прочностью окисных пленок на ее поверхности при повышенных температурах.

Относительный сдвиг контактирующих под нагрузкой поверхностей облегчает разрушение окисных пленок и приводит, как это видно на графиках (рис. 3), к снижению КЭС в скользящем контакте по сравнению со статическим. Особенно заметно это проявляется у толстых или прочных пленок, разрушение которых при статическом нагружении затруднено.

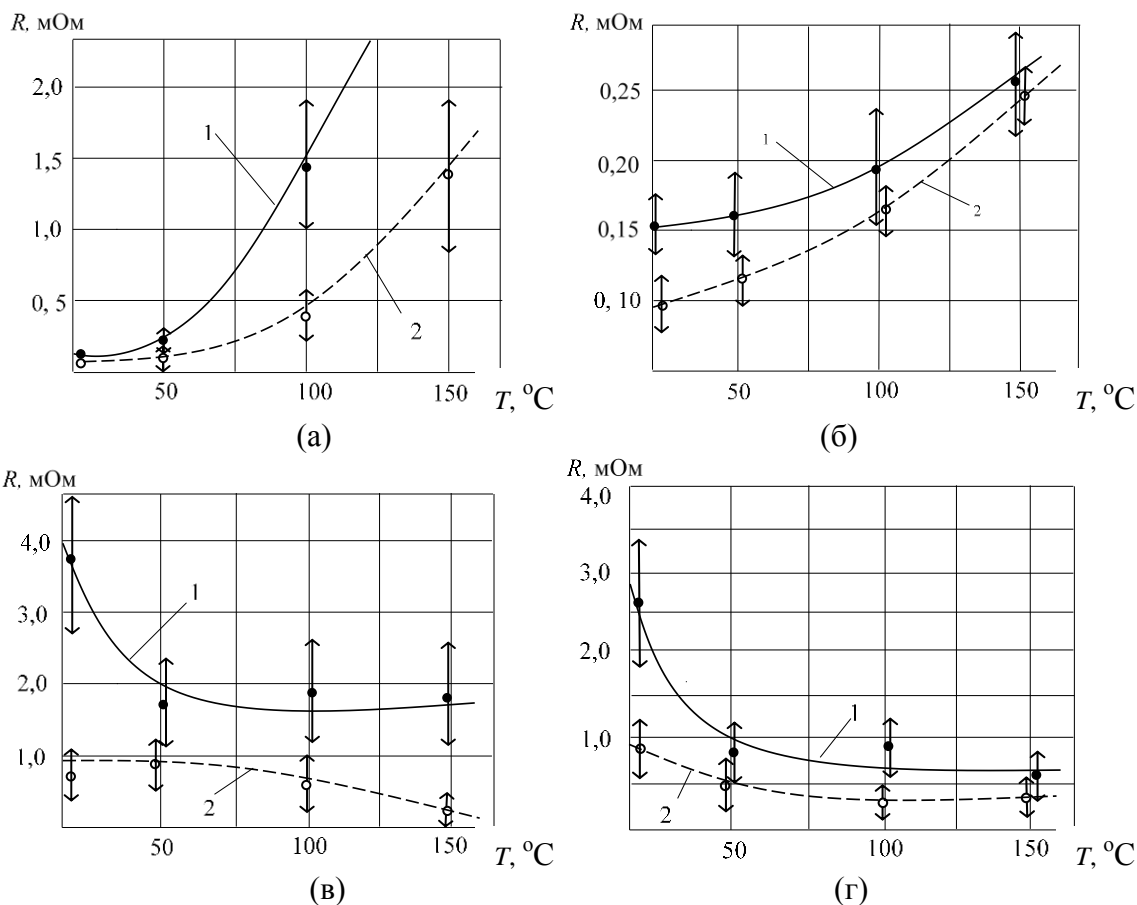


Рис. 3. Зависимость электросопротивления контакта от температуры: медных образцов (а); латунных (б); алюминиевых (в); из сплава АД31 (г)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Поскольку теоретический расчет характеристик трения и контактного электросопротивления при повышенных температурах, когда процессы образования и разрушения окисных пленок играют существенную роль, остается в целом трудной задачей, то результаты данного исследования эксплуатационных характеристик электроконтактных материалов могут найти непосредственное применение при проектировании токопроводящих контактных узлов. Вместе с тем выполненные в данной работе эксперименты показали, что результаты измерений на образцах электроконтактных материалов при повышенных температурах хорошо согласуются с изученными ранее закономерностями, характеризующими трение и разрушение окисных пленок на поверхности металлов, что позволяет использовать их для прогнозирования эксплуатационных характеристик электрических контактов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы теории электрических аппаратов / под ред. П.А. Курбатова. СПб.: Лань. 2021. 592 с.
2. Аполлонский С.М., Куклев Ю.В., Фролов В.Я. Электрические аппараты управления и автоматики. СПб.: Лань. 2022. 256 с.
3. Electrical Contacts: Principles and Applications / ed. P.G. Slade. New York: Marcel Dekker. 1999. 1210 p.

4. Мышкин Н.К., Кончиц В.В., Браунович М. Электрические контакты. Долгопрудный: Интеллект. 2008. 506 с.

5. Хольм Р. Электрические контакты: пер. с англ. М.: Изд-во иностранной литературы. 1961. 464 с.

6. Измайлов В.В., Гусев А.Ф. Проводимость контактных соединений: определяющие факторы // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 2 (22). С. 5–14.

7. Кончиц В.В., Мешков В.В., Мышкин Н.К. Триботехника электрических контактов. Минск: Наука и техника. 1986. 256 с.

8. Измайлов В.В., Новоселова М.В. Контакт твердых тел и его проводимость: монография. Тверь: ТГТУ. 2010. 110 с.

9. Дзекцер Н.Н., Висленев Ю.С. Многоамперные контактные соединения. Л.: Энергоатомиздат. 1987. 127 с.

10. Нестерова И.Н., Гусев А.Ф. Микротрибометр – прибор для экспериментального исследования фрикционных параметров тонких поверхностных слоев и покрытий // *Трение и износ*. 1995. Т. 16. № 6. С. 1152–1158.

Для цитирования: Гусев А.Ф., Измайлов В.В. Фрикционные и электроконтактные характеристики материалов электрических контактов при повышенных температурах // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 5–11.

FRICION AND ELECTRIC-CONTACT CHARACTERISTICS OF MATERIALS FOR ELECTRICAL CONNECTIONS AT ELEVATED TEMPERATURES

A.F. GUSEV, Cand. Sc., V.V. IZMAILOV, Dr. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: gusevaf@mail.ru

The paper describes the results of an experimental study of friction and electrical contact characteristics of the four most common materials for electrical contacts. The studies were carried out on a friction machine of the HP type (horizontal plane) according to the scheme of the end friction of the same materials with a reciprocal overlapping coefficient tending to zero at temperatures from 20 up to 150 °C. The experimental dependences of the friction coefficient f and the contact electrical resistance R on temperature in static and sliding friction are presented. Experiments have shown that at elevated temperatures surface oxide films have a decisive influence on the operational characteristics of the studied electrical contact materials. It is established that the experimental results are in good agreement with the previously obtained data on the parameters of the specific friction force, thickness and strength of oxide films for the studied materials

Keywords: friction, coefficient of friction, contact electrical resistance, temperature, oxide films.

Поступила в редакцию/received: 12.01.2024; после рецензирования/revised: 24.01.2024;
принята/accepted: 30.01.2024

ОЦЕНКА МАГНИТОСТРИКЦИОННОГО ИЗМЕНЕНИЯ ТОПОГРАФИИ ПОВЕРХНОСТИ ТРИБОУЗЛА ИЗ МАГНИТОПЛАСТА

О.О. НОВИКОВА, канд. техн. наук, А.Н. БОЛОТОВ, д-р техн. наук,
В.В. НОВИКОВ, канд. техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: vnvkv@yandex.ru

© Новикова О.О., Болотов А.Н., Новиков В.В., 2024

В работе выявлен и изучен эффект магнитострикционного изменения топографии поверхности полимерного композиционного материала под действием магнитного поля. Установлено, что при использовании в качестве магнитного наполнителя порошка магнитострикционного материала TeFe_2 с линейной магнитострикцией $\lambda_s = 2 \cdot 10^3$ изменение среднего арифметического отклонения профиля составляет 5...20 %. Показано, что изменение высоты сглаживания профиля равняется $5 \cdot 10^{-8}$ мкм. В абсолютных значениях изменение микрогеометрии поверхности составляет десятки нанометров. Проведена оценка интегрального изменения топографии на значительной по площади поверхности магнитопласта путем измерения скорости протечки газа через контакт магнитопласта с контртелом. Подтверждена магнитострикционная природа изменения топографии поверхности в магнитном поле. Подчеркнуто, что величина эффекта возрастает с увеличением поля и зависит от магнитной структуры материала, т.е. определяется его составом, концентрацией, размерами и ориентацией микродисперсного магнитного наполнителя.

Ключевые слова: магнитопласты, магнитные узлы трения, магнитострикционный эффект, линейная магнитострикция, управление трением, трение, шероховатость поверхности.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-12-21

ВВЕДЕНИЕ

Одной из наиболее интересных задач при разработке современной техники является возможность влиять на фрикционные характеристики узлов трения, изменяя их в зависимости от эксплуатационных требований. Исследователи отмечают, что магнитное поле оказывает существенное влияние на характеристики трения и изнашивания [1–6]. Если учесть, что конструкционные возможности создания магнитного поля в трибоузлах достаточно просто реализуемы, применение магнитных полей для управления трением представляются весьма перспективным [7, 8]. В современной технике имеется опыт использования магнитных трибосистем [4–8], однако потенциал концепции управления трением не реализован. Во многом это обусловлено многофакторностью влияния магнитного поля на физико-химические процессы, протекающие при трении, и различными конструкциями магнитных трибоузлов.

В трибосистемах элементом, обладающим магнитными свойствами, могут быть такие детали конструкции, как поверхности трения из магнитных материалов, встроенные в конструкцию постоянные магниты в магнитопассивных узлах и обмотки с переменным током в активных магнитных бесконтактных устройствах [7–10]. Большой практический интерес представляют современные узлы трения с магнитной

смазкой, которые перспективны для применения в условиях низких температур, в агрессивных газовых средах и вакууме [11–16]. Оценка влияния магнитного поля на трение в различных по конструкциям и составу материалов трибоузлах при различных условиях на контактирующих поверхностях для каждого конкретного случая – это сложная задача, требующая синергетического подхода к учету изменения физико-химических свойств материалов и геометрии контакта.

Магнитопассивные трибоузлы имеют низкое и прогнозируемое трение, являются практически безызносными системами [7]. Поскольку управление непосредственно величиной магнитного поля с обратной связью в их конструкции отсутствует, то изменять фрикционные характеристики в стационарном режиме работы таких устройств невозможно. Однако в трибоузлах, испытывающих вибрационное воздействие, применение постоянных магнитов существенно снижает ударные нагрузки, выравнивает контактное давление за счет тормозящего воздействия вихревых индуцированных токов. Фактически магнитопассивный подшипник в процессе колебаний превращается в самоорганизующуюся систему. В работе [7] рассматривается контроль вибрации корабельных валов с помощью композитного водосмазываемого подшипника с постоянным магнитом, показано улучшение его трибологических, динамических характеристик при сохранении стабильности кормового вала. Установлено, что магнитная разгрузка существенно улучшает смазку подшипника.

Возможность управления процессами трения с помощью воздействия активного магнитного поля исследовалась в статье [8] при изучении работы фрикционно-магнитного композитного дискового тормоза. Установлено, что переменное магнитное поле обладает механизмом стабилизации трения и снижения шума, улучшения смазки. Отмечено влияние магнитострикции на фрикционные характеристики магнитных материалов.

Преимущества активных магнитных подшипников, если сравнивать их с обычными, при управлении трением рассмотрены в работе [9]. В ней показано, что данные узлы обладают высокой эффективностью, у них практически отсутствует трение, а также для них характерно низкое потребление. В статье подчеркивается актуальность применения активных магнитных трибоузлов, рассмотрены тенденции развития исследований в области технологий активного управления магнитными подшипниками. Повышенный интерес к проблеме влияния магнитного поля на процессы, протекающие при контактном взаимодействии, можно объяснить тем, что на практике начинают использовать магнитожидкостные узлы трения, в которых магнитное поле служит для управления движением магнитного смазочного материала через зону фрикционного контакта [11–14]. Был проведен анализ роли магнитного поля в магнитожидкостных трибосистемах при трении [12] и установлен магнитотрибологический эффект, который заключается в изменении смазочных свойств масла в присутствии однородного магнитного поля. Величина магнитного поля влияет на агрегативную устойчивость магнитного масла, образующиеся агломераты феррочастиц вызывают абразивный износ поверхностей.

В статье [14] исследовали управление магнитным полем с учетом градиента температуры для удержания феррожидкости в зоне трения в целях достижения стабильного трения.

В статье [5] было изучено образование и развитие трещин в образце из ферромагнитного материала, находящегося в намагниченном состоянии. Авторы показали, что магнитное состояние материала поверхности трения наиболее существенно влияет на процесс его хрупкого или квазихрупкого разрушения, если трещины раскрываются перпендикулярно вектору намагниченности.

Статья [6] посвящена изучению влияния магнитного поля на процесс образования частиц адгезионного износа. Было установлено, что магнитоэлектростатические силы могут значительно затруднить отделение частиц износа и привести к уменьшению интенсивности адгезионного износа. Это происходит в результате возрастания в магнитном поле механических напряжений, необходимых для удаления частицы поверхности в месте схватывания микронеровностей.

При всем многообразии работ, посвященных исследованию влияния магнитного поля на физико-механические свойства материалов в процессе трения, в настоящее время потенциальные возможности управления трением за счет магнитных полей не раскрыты полностью, в связи с чем необходимо проводить дополнительные исследования. Наиболее интересной нам представляется возможность воздействовать полем непосредственно на материалы поверхностей трения, меняя их физико-химические свойства в процессе работы трибоузла. Это возможно, если детали устройства обладают магнитными свойствами. Исследований, посвященных данной теме, имеется немного [6, 7].

В статье [17] изучено влияние магнитного поля на шероховатость поверхности магнитореологического эластомера и проанализировано воздействие контролируемых характеристик поверхности эластомера на его фрикционные свойства. Установлено, что с увеличением магнитного поля поверхность магнитореологического эластомера существенно изменяется: шероховатость поверхности уменьшается, коэффициент трения снижается (на 24,7 %). Авторы подчеркивают, что изменение морфологии поверхности под действием магнитного поля является важным фактором управления фрикционными свойствами.

Во многих отраслях техники (например, автомобильной, аэрокосмической, медицинской) в узлах трения применяют детали из магнитопластов. Данные материалы представляют собой композит из магнитоэлектрических порошков и связующего магнитного компонента, который удерживает порошки вместе. Детали из магнитоэлектрических магнитопластов будут изменять свою форму и размеры в магнитном поле. Магнитоэлектрическими свойствами в той или иной мере обладают все материалы, имеющие в составе магнетик [18]. Для прогнозирования работы узла трения важно оценить порядок величины изменения размеров зоны трибоконтакта. Линейная λ_s и объемная λ_v магнитоэлектрики в процентах показывают, как сильно изменяются длина и объем магнитной детали под действием магнитного поля. Значение линейной магнитоэлектрики λ_s изменяется в широких пределах (от 10^{-6} для основных ферромагнетиков до 10^{-3} для специальных сплавов) [18]. Объемная магнитоэлектрика существенно меньше линейной.

Учитывая порядок линейной λ_s и объемной λ_v магнитоэлектрик, можно предположить, что изменяться будет шероховатость поверхности, а это сильно повлияет на сближение контактирующих поверхностей и, соответственно, скажется на трибопараметрах. В научной литературе нет данных об исследованиях целенаправленного изменения шероховатости поверхности детали из магнитоэлектрического магнитопласта под воздействием магнитного поля. Если эффект будет иметь значимое воздействие на топографию магнитопласта, то магнитное поле можно будет применять для регулирования фрикционных параметров трибоузлов. Кроме того, плавно регулируемая величина контактного зазора позволит осуществлять прецизионное изменение герметичности или подачи газа в вакуумной и медицинской технике.

Цель настоящей работы заключается в выявлении и изучении эффекта магнитоэлектрического изменения топографии поверхности полимерного композиционного материала под действием магнитного поля.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Большинство практически значимых для триботехники магнитных материалов имеют поликристаллическую структуру и состоят из отдельных блоков с разориентированными относительно друг друга кристаллографическими осями. В магнитном поле образующие поверхность трения блоки будут испытывать магнитострикционное изменение формы и размеров. Величина магнитострикции нелинейно зависит от напряженности и направления поля по отношению к оси легкого намагничивания. Из-за разориентации блоков отдельные участки поверхности будут по-разному упруго деформироваться, в связи с чем может произойти изменение топографии поверхности на микроуровне. Для материалов на основе железа относительная линейная магнитострикция имеет порядок $10^{-4} \dots 10^{-5}$, а объемная – менее 10^{-5} [18]. Полагая размеры блоков порядка $10^{-3} \dots 10^{-5}$ м, можно ожидать изменения топографии поверхности на уровне субмикрощероховатости.

Очевидно, что на образце из композиционного материала, содержащего в относительно мягкой матрице твердые частицы с магнитострикционными свойствами, эффект варьирования шероховатости может быть выше, чем на монолитном поликристаллическом образце. Тогда, если образец не текстурирован с целью создания определенной кристаллографической ориентации частиц, среднее изменение ΔR некоторого параметра топографии поверхности R в зависимости от величины поля может оцениваться неравенством

$$0 \leq \Delta R \leq \left(\frac{2}{3} \lambda_{100} + \frac{3}{5} \lambda_{111} \right) d, \quad (1)$$

где λ_{100} и λ_{111} – константы магнитострикции вдоль кристаллографических направлений [100] и [111] соответственно; d – средний размер частиц по направлению нормали к поверхности.

Формула (1) справедлива для материалов из сплавов группы железа с кристаллографической структурой кубической формы. Если частицы монокристаллические и сориентированы к поверхности осью [100] или [111], то, прикладывая поле по нормали к поверхности, можно изменить шероховатость в следующих пределах:

$$0 \leq \Delta R \leq \lambda_{100} d;$$

$$0 \leq \Delta R \leq \lambda_{111} d.$$

В композиционных магнитострикционных материалах обычно используют частицы дисперсностью $10^{-3} \dots 10^{-6}$ м из сплава на основе $Co - Fe - V$ (пермендюра), у которого $\lambda_s = 7 \cdot 10^{-5}$. Можно ожидать изменения параметров топографии поверхности только на наноуровне. Если использовать частицы такого же размера из материалов с гигантской магнитострикцией (интерметаллические соединения), то изменение некоторых характеристик топографии может составить десятки или сотни нанометров, что вполне существенно для многих технических применений.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Образцы из магнитопласта представляли собой композиционный материал с матрицей из эпоксидной смолы ЭД-20, в которую диспергировали порошок магнитострикционного материала $TeFe_2$. Содержание порошка составляло 70 об. %, средний диаметр частиц d был равен приблизительно 140 мкм. Частицы не обладали

явно выраженной анизотропией формы. Для отверждения в смолу добавлялся отвердитель триэтилентетрамин в соотношении «1 часть отвердителя к 6 частям смолы».

Порошок магнитострикционного материала TeFe_2 имеет уникально высокую линейную магнитострикцию λ_s , относительное значение которой при комнатной температуре достигает $2 \cdot 10^3$ в достаточно высоких магнитных полях напряженностью $\sim 10^7$ А/м, в которых намагниченность материала находится в состоянии технического насыщения.

Для создания магнитной текстуры в образцах на них в процессе полимеризации воздействовали магнитным полем, вектор напряженности которого был направлен по нормали к исследуемой поверхности. Это позволило сориентировать оси легкого намагничивания магнитных частиц вдоль поля. Заметим, что TeFe_2 имеет несколько осей легкого намагничивания.

Внешнее магнитное поле создавалось с помощью электромагнита постоянного тока. Напряженность магнитного поля электромагнита изменялась от нуля до $5,6 \cdot 10^5$ А/м, неоднородность магнитного поля в области исследуемого магнитопласта не превышала 3%. Магнитное поле, действующее на магнитные частицы, будет меньше указанного из-за влияния собственного размагничивающего поля образцов. Максимальное значение магнитострикции $\lambda_s = 2 \cdot 10^3$ отдельных частиц в нашем случае в несколько раз меньше, чем λ_s , точнее указать затруднительно из-за отсутствия сведений о магнитном состоянии частиц.

Для выявления даже малых эффектов изменения топографии поверхности магнитопласта в магнитном поле необходимо, чтобы ее исходная шероховатость была небольшой. В связи с этим исходный материал помещали для полимеризации в кювету с отполированным металлическим дном ($Ra \sim 0,25$ мкм). Исследуемая поверхность магнитопласта представляла собой реплику гладкой металлической поверхности. Поскольку исследуемая поверхность не подвергалась механической обработке, магнитные частицы существенно не выступали из нее.

Измерения параметров шероховатости поверхности образцов для оценки локальных изменений топографии производились на приборе Surtronic (фирмы Taylor Hobson Ltd., Великобритания), имеющем пьезоэлектрическую измерительную систему, нечувствительную к магнитным полям. Действие прибора основано на принципе ощупывания неровностей исследуемой поверхности алмазным щупом датчика и преобразования возникающих при этом механических колебаний щупа в изменения напряжения, пропорциональные этим колебаниям, которые усиливаются и преобразуются электронным блоком. Результаты измерения выводятся на жидкокристаллический дисплей. На приборе определяли среднее арифметическое отклонение профиля Ra . Ошибка измерения параметра Ra в диапазоне ± 5 мкм не превышает ± 3 %. Измерения проводились на базовой длине 0,8 мм и 2,5 мм. Вначале измерялась шероховатость без наложения поля, а затем на той же трассе сканирования уже в присутствии магнитного поля.

На образцы воздействовали магнитным полем с высокой степенью однородности для исключения механической деформации поверхностей. Напряженность магнитного поля, действующего на магнитострикционные частицы, составляла около 560 кА/м, поэтому частицы испытывали значительную магнитострикционную деформацию растяжения.

Проводилась, кроме определения локальных изменений топографии поверхности в магнитном поле, оценка интегральных изменений, характеризующих поверхность в целом. Схема используемого для этих исследований прецизионного

газового вискозиметра приведена на рисунке. Прибор состоит из испытываемого узла, включающего образец из композиционного магнитопласта 1 и контрообразец 2, баллона с дистиллированной водой 3, датчика низкого давления 4 и устройства для сбора и измерения объема жидкости 5.

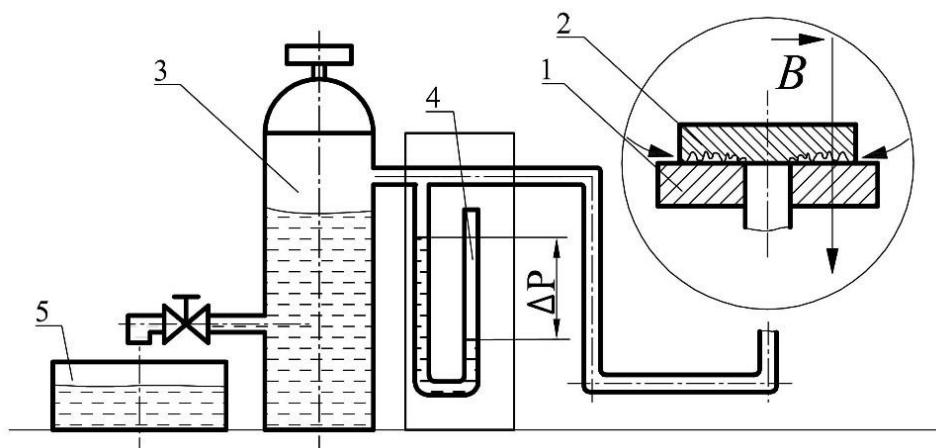


Схема прецизионного газового вискозиметра

Образец из композиционного магнитопласта 1 в виде кольца и контрообразец 2 из немагнитного материала вводились в контакт и помещались во внешнее магнитное поле, создаваемое с помощью электромагнита постоянного тока. Торцевая поверхность кольца имела шероховатость $Ra = 0,06$ мкм, поэтому можно считать, что изучался контакт шероховатой поверхности (магнитопласт) с гладкой. Интегральные изменения топографии поверхности оценивались путем фиксации объемной скорости протекания газа Q через шероховатую зону контакта образцов. Зона поступления газа связана посредством трубок с баллоном 3, наполненным дистиллированной водой. Движение газа через трибоконтакт обуславливалось необходимостью заместить расходуемый объем жидкости, фиксированно вытекающей в устройство 5. Вызываемый движением жидкости перепад давлений в контакте магнитопласта с контрообразцом составляет от единиц до десятков паскалей, поэтому был выбран датчик низкого давления на основе U-образной трубки 4. Прибор позволяет точно определить Q по объему вытекающей из баллона дистиллированной воды при установившемся значении разности давлений ΔP .

Теоретически определенная скорость протекания газа Q следующим образом зависит от эффективного зазора h между контактирующими поверхностями [19]:

$$Q = ch^3(P_1^2 - P_2^2), \quad (2)$$

где c – константа прибора, обуславливаемая вязкостью газа при заданной температуре и атмосферном давлении, а также геометрическими размерами контакта; P_1 и P_2 – давление на входе и выходе кольцевой щели (P_1 в наших условиях равно атмосферному давлению; поскольку $P_1 \cong P_2$, то $P_1^2 - P_2^2 \approx 2(P_1 - P_2)P_1 = 2\Delta P P_1$).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате опытов установлено, что в магнитном поле топография поверхности несколько изменяется. Величина эффекта возрастает с увеличением поля и зависит от участка сканирования, что вызвано неоднородностью магнитной структуры материала. В максимальном поле напряженностью 560 кА/м при исходной

шероховатости, имеющей среднее арифметическое отклонение профиля $Ra = 0,12...0,19$ мкм, ее изменение $\frac{\Delta Ra}{Ra}$ находилось в диапазоне 5...20 % для разных трасс сканирования. В абсолютных значениях изменение Ra составляло от 10 до 300 нм. Для гладких поверхностей трения такие изменения могут оказаться существенными, особенно для прецизионных измерительных приборов, устройств с тарированной утечкой герметизируемой среды или для сокращения времени приработки поверхностей. Вполне понятно, что величину ΔRa можно регулировать за счет изменения концентрации и размеров частиц магнитного наполнителя.

Наряду с непосредственным определением локального изменения шероховатости проводилось косвенное измерение интегрального изменения топографии на значительной по площади поверхности магнитопласта. Для этого измерялась утечка газа (воздуха) через кольцевой зазор, образованный при контакте магнитострикционного образца с цилиндрическим контртелом. Давление в контакте создавалось только весом немагнитного цилиндра. Методика эксперимента позволяет исключить влияние магнитных сил на контактное давление.

Наложение магнитного поля на магнитострикционный образец приводило к увеличению утечки газа через контакт на 15...18 % ($\Delta P \approx const$), что, несомненно, является результатом увеличения зазора между контактирующими поверхностями из-за возрастания шероховатости поверхности магнитострикционного образца.

Из формулы (2) следует, что относительное изменение эффективного зазора h_m в магнитном поле можно найти следующим образом:

$$\frac{h_m}{h} = \left(\frac{Q_m \Delta P}{Q \Delta P_m} \right)^{1/3},$$

где нижний индекс m показан у параметров, полученных при воздействии магнитного поля.

Установлено что, эффективный зазор изменился в магнитном поле приблизительно на 5 %.

В работе [20] было показано, что скорость протечки газа через щель, аналогичную рассматриваемой, линейно зависит от параметра шероховатости Rp , который определяется расстоянием от линии выступов шероховатой поверхности до линии впадин. По данным, приведенным в этой же работе, $Rp \approx 3Ra$, а это значит, что абсолютное изменение Rp будет следующим: $\Delta Rp \approx 5 \cdot 10^{-8}$ мкм. Вполне обоснованно можно предположить, что гладкое контртело опирается на магнитные частицы и изменение Rp происходит в результате магнитострикционного увеличения их размеров. Отсюда магнитострикционное изменение Rp_m должно быть порядка $10^{-7}...10^{-8}$ мкм. Совпадение по порядку величины значений ΔRp и ΔRp_m свидетельствует в пользу магнитострикционной природы изменения топографии поверхности в магнитном поле.

Гипотетически можно допустить, что установленное изменение топографии поверхности является результатом каких-либо трудно учитываемых магнитных взаимодействий, приводящих к деформации поверхности. Поэтому, чтобы исключить влияние на топографию поверхности эффектов, отличных от магнитострикционных, провели вышеописанные опыты на магнитопластах, в которых слабомагнитный магнитострикционный порошок $TeFe_2$ был заменена сильномагнитным порошком железа. Топография поверхности магнитопласта с дисперсным железом не изменялась в магнитном поле.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований было подтверждено явление магнотриксционного изменения микрошероховатости магнитопласта. Установлено, что величина эффекта возрастает с увеличением поля и зависит от магнитной структуры материала, т.е. определяется его составом, концентрацией, размерами и ориентацией микродисперсного магнитного наполнителя. Наиболее значительное проявление эффекта наблюдалось для относительно гладких поверхностей. Механизм эффекта магнотриксционного изменения микрошероховатости поверхности магнитных композиционных материалов требует дальнейшего изучения. Необходимо учесть влияние физико-механических свойств матрицы на величину изменения высотности профиля.

В случае испытываемых материалов с магнитными частицами, имеющими уникально высокую линейную магнотриксию, изменение среднего арифметического отклонения профиля составляет 5...20 %. В абсолютных значениях изменение микрогеометрии поверхности – десятки нанометров.

Установлено критическое давление в области трибоконтакта $E\lambda_s$, где E – модуль упругости материала, при котором не проявляется эффект магнотриксционного изменения топографии поверхности. Контактное давление, нивелирующее магнотриксционное деформирование, составляет десятки мегапаскалей.

Предполагается, что выявленный эффект можно использовать в трибоузлах из магнитных материалов для изменения параметров шероховатости в процессе трения и регулирования фрикционных характеристик узла путем наложения магнитного поля. Положительный результат можно получить при контролируемом изменении динамики процессов смачивания твердых поверхностей при трении. Перспективно применение в медицине эффекта магнотриксционного изменения топографии магнитопласта в уплотнительных устройствах для прецизионного изменения малых доз газов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Effect of magnetic field distribution of friction surface on friction and wear properties of 45 steel in DC magnetic field / H. Han [et al.] // *Wear*. 2015. V. 328–329. P. 422–435.
2. The Effect of pulsed magnetic field on friction and wear properties of high speed steel tool materials / Z.Q. Liang [et al.] // *Acta Armamentarii*. 2015. V. 36. Iss. 5. P. 904–910.
3. Влияние магнитного поля на поверхностные эффекты при смазке магнитной жидкостью / А.Н. Болотов [и др.] // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2019. № 2 (2). С. 14–22.
4. Understanding the influence of the magnetic field, particle size, and concentration on the tribological performance of superparanolubricants / A.E.D.S. Guedes [et al.] // *Tribology Transactions*. 2021. V. 64 (3). P. 551–561.
5. Болотов А.Н. Механизм фрикционного разрушения поверхностей в магнитном поле // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2020. № 2 (6). С. 14–20.
6. Bolotov A.N., Novikova O.O., Novikov V.V. Adhesive wear in a magnetic field // *Materials Today: Proceedings*. 2021. V. 38. P. 4. P. 1413–1415.
7. Tribological and dynamic performances of composite water lubricated bearing with magnetic support / T. He [et al.] // *Tuijin Jishu/Journal of Propulsion Technology*. 2022. V. 43 (3). P. 352–359.
8. Experimental analysis on alternating magnetic field to suppress friction noise of brake / J.S. Bao [et al.] // *Zhendong Gongcheng Xuebao/Journal of Vibration Engineering*. 2021. V. 34 (4). P. 838–848.

9. Huang T., Zheng M., Zhan G. A Review of active magnetic bearing control technology // *Chinese Control and Decision Conference*. 2019. URL: https://www.researchgate.net/publication/335795257_A_Review_of_Active_Magnetic_Bearing_Control_Technology (дата обращения: 09.04.2024).

10. Болотов А.Н., Новикова О.О., Новиков В.В. Магнитные силоксановые наножидкости, адаптированные для условий граничного трения // *Физико-химические аспекты изучения кластеров, наноструктур и наноматериалов*. 2020. № 12. С. 546–556.

11. Zhang P., Lee K.H., Lee C.H. Fretting friction and wear characteristics of magnetorheological fluid under different magnetic field strengths // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2017. V. 421. P. 13–18.

12. Влияние магнитного поля на структуру и смазочные свойства наноструктурного магнитного масла / А.Н. Болотов [и др.] // *Физико-химические аспекты изучения кластеров, наноструктур и наноматериалов*. 2015. № 7. С. 137–141.

13. Effects of magnetic ionic liquid as a lubricant on the friction and wear behavior of a steel-steel sliding contact under elevated temperatures / J. Jia [et al.] // *Friction*. 2021. V. 9 (1). P. 61–74.

14. Ke H., Huang W., Wang X. Controlling lubricant migration using ferrofluids // *Tribology International*. 2016. V. 93. P. 318–323.

15. Multifunctional ferrofluid-infused surfaces with reconfigurable multiscale topography / W. Wang [et al.] // *Nature*. 2018. V. 559 (7712). P. 77–82.

16. Zhang Q., Hu X., Meng Y. Understanding of the tribological behaviors of magnetic lubrication particle under magnetic field // *Tribology International*. 2022. V. 176. P. 107931.

17. Experimental and numerical study on surface roughness of magnetorheological elastomer for controllable friction / R. Li [et al.] // *Friction*. 2020. V. 8 (5). P. 917–929.

18. Белов К.П. Магнитострикционные явления и их технические приложения. М.: Наука. 1987. 160 с.

19. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков [и др.]; под. общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение. 1994. 445 с.

20. Демкин Н.Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение. 1981. 244 с.

Для цитирования: Новикова О.О., Болотов А.Н., Новиков В.В. Оценка магнитострикционного изменения топографии поверхности трибоузла из магнитопласта // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 12–21.

ASSESSMENT OF MAGNETOSTRICTIONAL CHANGES IN THE SURFACE OF A TRIBOUNIT FROM MAGNETOPLAST

O.O. NOVIKOVA, Cand. Sc., A.N. BOLOTOV, Dr Sc., V.V. NOVIKOV, Cand. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: vnvkv@yandex.ru

The effect of magnetostrictive change in the surface topography of polymer composite material under the action of a magnetic field has been revealed and studied in this work. It is established that when powder of magnetostrictive material TeFe₂ with linear magnetostriction $\lambda_s = 2 \cdot 10^3$ is used as a magnetic filler, the change in the arithmetic mean deviation of the

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

profile is 5...20 %. It is shown that the change of the profile smoothing height is equal to $5 \cdot 10^{-8}$ μm . In absolute values the change of surface microgeometry is tens of nanometers. The integral topography change on a large-area magnetoplast surface was evaluated by measuring the gas leakage rate through the magnetoplast-counterbody contact. The magnetostrictive nature of the surface topography change in a magnetic field was confirmed. It is emphasized that the magnitude of the effect increases with increasing field and depends on the magnetic structure of the material, i.e., it is determined by its composition, concentration, size, and orientation of the microdisperse magnetic filler.

Keywords: magnetoplasts, magnetic friction units, magnetostrictive effect, linear magnetostriction, friction control, friction, surface roughness.

Поступила в редакцию/received: 11.03.2024; после рецензирования/revised: 25.03.2024;
принята/accepted: 01.04.2024

УДК 62-567

ЛИНЕАРИЗАЦИЯ ЖЕСТКОСТИ И ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ ТРОСОВОГО АМОРТИЗАТОРА С ПРОСТРАНСТВЕННЫМ ВОСПРИЯТИЕМ НАГРУЗОК

С.В. ДОРОНИН, канд. техн. наук, Е.М. РЕЙЗМУНТ, канд. техн. наук,
Красноярский филиал Федерального исследовательского центра информационных
и вычислительных технологий,
660000, Красноярск, а/я 25515, e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru

© Доронин С.В., Рейзмунт Е.М., 2024

Отмечены затруднения, возникающие при аналитическом расчете амортизаторов с нелинейными характеристиками и пространственным восприятием нагрузок. Рассмотрены трудности численного моделирования троса для анализа механического поведения амортизаторов, связанные со структурной сложностью и размерностью задачи. Разработан технически обоснованный подход к построению линеаризованной численной модели тросового амортизатора, базирующийся на экспериментальных оценках жесткости. Данный подход позволяет снизить размерность и требования к вычислительным ресурсам за счет упрощения структуры троса. Подчеркнуто, что адекватность и возможность использования полученной численной модели тросового амортизатора для предварительных упрощенных расчетов систем амортизации с последующей экспериментальной отработкой и уточнением результатов опираются на анализ погрешности численной модели.

Ключевые слова: тросовый амортизатор, статический расчет, конечно-элементная модель, паспортные нагрузочные диаграммы, экспериментальные оценки, жесткость, трос, линеаризация.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-21-32

ВВЕДЕНИЕ

Традиционно статический расчет систем амортизации выполняется на начальном этапе их разработки и предназначен для обеспечения рационального выбора количества и способа размещения амортизаторов в составе системы [1, 2]. Исходные данные для расчета включают в себя величины и направления действия сил инерции,

характеристики жесткости амортизаторов (предполагается их установка в соответствии с этими направлениями). В случае нелинейных характеристик жесткости они описываются нагрузочной диаграммой (зависимостью прогиба амортизатора от нагрузки), в противном случае используется постоянная величина коэффициента жесткости (упругости). Результатом расчета, заключающегося в составлении и решении системы уравнений статического равновесия, выступает отсутствие перекосов амортизируемого объекта, равенство прогибов амортизаторов.

Для некоторых объектов и условий эксплуатации при поступательном и вращательном движении возможно возникновение линейных ускорений (перегрузок) в произвольном направлении (под произвольными углами по отношению к осям декартовой системы координат, связанной с системой амортизации). Это создает дополнительные требования и к конфигурации системы амортизации, и к содержанию ее статического расчета. В частности, необходимо использовать амортизаторы с пространственным восприятием нагрузки, как правило, характеризующиеся конструктивной анизотропией и, как следствие, различной жесткостью по разным направлениям действия сил. Кроме того, следует считаться с возможностью появления больших ходов у амортизаторов и возможностью нарушения их нормального функционирования, необходимостью контроля смещений амортизируемого объекта относительно опорной конструкции [1]. В зависимости от направления действия сил инерции результирующая статическая нагрузка может увеличиваться, уменьшаться либо изменять свое направление в сравнении с нагрузкой собственного веса [3].

При любом направлении силы инерции она может быть представлена геометрической суммой составляющих – проекций на оси системы координат. В этом случае естественна подстановка составляющих силы инерции в нагрузочные диаграммы по соответствующим направлениям с последующим суммированием векторов смещений по всем осям системы координат и определением результирующего пространственного смещения. Однако, если характеристики жесткости нелинейны, возникает ситуация неопределенности – в силу формальной неприменимости принципа суперпозиции нет уверенности в результатах статического аналитического расчета и отсутствуют оценки возможных ошибок и погрешностей определения смещений амортизируемого объекта в пространстве.

Затруднения аналитического расчета амортизаторов с нелинейными характеристиками и пространственным восприятием нагрузок привели к целой серии исследований численных (конечно-элементных) моделей. В настоящей работе рассматривается возможный вариант построения модели одного из широко распространенных представителей этого класса устройств – тросовых амортизаторов, основанных на использовании стального троса в качестве упругого и демпфирующего элемента. Нелинейность и анизотропия жесткостных характеристик таких амортизаторов обусловлены их конструктивной формой, структурой сечения и пространственной конфигурацией троса. Несмотря на многочисленные попытки создания изотропных тросовых амортизаторов, в настоящее время полностью решить эту задачу не удалось [4, 5]. Это обуславливает актуальность обоснования и исследования моделей тросовых амортизаторов для использования в расчетах систем амортизации. В настоящей работе ограничимся только аспектами описания жесткости для статических расчетов амортизаторов.

ХАРАКТЕРИСТИКА СВОЙСТВ И МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ТРОСОВ В СОСТАВЕ АМОРТИЗАТОРОВ

Стальной трос сам по себе является весьма сложным объектом для анализа свойств и поведения. Это объясняется большим числом входящих в трос элементов (прядей и образующих их проволок, иногда разного диаметра, число которых может достигать десятков и сотен) и возникающих между ними механических взаимодействий. В качестве интегральной величины, определяющей механическое поведение троса, обычно рассматривают его характеристики жесткости при различных видах нагружения. Эти характеристики, их зависимость от конструктивно-технологических факторов представляют наибольший интерес с позиций построения адекватной модели деформирования троса в составе амортизатора как механической системы.

Для количественной характеристики жесткости троса обычно используют эффективный модуль Юнга, при осевом растяжении определяемый исходя из соотношения приложенной нагрузки (напряжений) и деформаций (относительного удлинения).

Для случая осевого растяжения известны обширные экспериментальные данные, аналитические и эмпирические формулы для вычисления модуля Юнга в связи с механическими свойствами проволочной стали, некоторыми конструктивными особенностями и технологическими условиями изготовления троса, а также уровнем его нагруженности [6–8]. Эти данные и зависимости носят частный характер, учитывают большое количество различных факторов, совместное действие которых не поддается аналитическому прогнозированию. На практике при обосновании инженерных решений используют следующие усредненные и обобщенные оценки жесткости. По данным статьи [9], фактический модуль Юнга тросов находится в диапазоне от 90 до 200 ГПа. В рекомендациях [10] указывается, что уменьшение модуля упругости троса по сравнению с модулем упругости проволок составляет 25...35 %. Если для пучка параллельных проволок модуль упругости равен 200 ГПа, то для тросов с различной структурой поперечного сечения рекомендуется принимать значения 133...173 ГПа. В инструкции [11] уменьшение продольной жесткости троса по сравнению со стальным сплошным стержнем, площадь которого равна суммарной площади всех проволок троса, учитывается понижающим коэффициентом 0,60...0,69.

Сложность деформирования троса определяется следующими аспектами механического поведения его элементов: нестационарным контактным взаимодействием с учетом трения, возможностью проскальзывания относительно друг друга и возникновения упругопластических эффектов. В зависимости от уровня нагруженности трос может находиться в двух качественно разных крайних состояниях:

I – вследствие трения покоя проволоочки и пряди троса сохраняют неизменное положение относительно друг друга;

II – реализуется только трение скольжения, все проволоочки и пряди смещаются относительно друг друга.

Известны следующие сравнительные количественные оценки жесткости троса в указанных состояниях. Для троса диаметром 40 мм при осевом растяжении жесткость в состоянии I на 15 % больше жесткости в состоянии II [12]. Для троса диаметром 127 мм отношение эффективных модулей Юнга в первом и втором состояниях составляет 1,221 [13].

На практике при работе амортизаторов реализуется промежуточное состояние: одновременно присутствует и трение покоя, и трение скольжения (некоторые проволоочки и пряди смещаются относительно друг друга). При этом текущее состояние контактов слабо поддается количественной оценке: кроме уровня нагруженности значительное влияние оказывают тип, конструкция троса, технология его изготовления

и срок службы (реальное состояние контактов более сложно, чем вытекающее из идеализированных геометрических представлений о взаимном расположении проволок и прядей) [9, 12].

Работа троса как элемента механической системы в составе амортизатора имеет свои особенности (преобладают деформации изгиба). Систематические исследования и оценки жесткости троса при изгибе, аналогичные таковым для случая растяжения, фактически отсутствуют. Отмечается [7], что не существует единой методики определения изгибной жесткости тросов, поэтому известные экспериментальные исследования носят фрагментарный, а зачастую и противоречивый характер. При этом работа в состоянии I возможна при достаточно малых нагрузках [15]. Она не свойственна у троса в составе амортизатора, эффективность работы которого (интенсивность диссипации энергии колебаний) напрямую обусловлена трением при взаимном смещении проволок и прядей: без такого смещения невозможно достичь требуемого уровня демпфирования.

Что касается возможности возникновения зон упругопластического деформирования проволок и прядей, априори невозможно дать никаких количественных оценок ни особенностям и локализации этих зон, ни их взаимосвязи с уровнем и характером приложенных нагрузок.

Таким образом, при произвольном нагружении мы сталкиваемся с высоким уровнем неопределенности механических свойств и отличительных черт деформирования троса как элемента механической системы, что не получается разрешить на основе аналитических расчетов и эмпирических данных. Достоверные данные могут быть получены экспериментально либо численным моделированием с детальным воспроизведением конструктивно-силовой схемы амортизатора.

ЧИСЛЕННЫЕ МОДЕЛИ ТРОСА ДЛЯ АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ

При численном анализе известный универсальный подход основан на детальном воспроизведении геометрии (пространственной конфигурации) троса в составе амортизатора и допускает разные способы построения модели троса (использование балочных или трехмерных сплошных конечных элементов) и варианты определения параметров, обеспечивающих адекватное описание жесткости амортизатора. Жесткость поперечного сечения стержня зависит от жесткости материала при данном типе нагружения и от соответствующей геометрической характеристики сечения. Жесткость материала троса задается по материалу, из которого он изготавливается. Наиболее простой вариант вычисления геометрических характеристик поперечного сечения троса при растяжении-сжатии и изгибе заключается в простом суммировании площадей поперечных сечений и осевых моментов инерции проволок в составе троса [4, 14–16]. Это не представляется приемлемым в общем случае, поскольку не учитывается упомянутое выше влияние конструктивно-технологических факторов, характера и уровня нагруженности. Однако можно допустить, что в некоторых частных случаях такое суммирование может привести к получению результата с приемлемой для практики точностью.

Сложность структуры и механического поведения троса как системы порождает необходимость его полномасштабного моделирования с учетом структурной и физической нелинейностей (контактного взаимодействия с трением, упругопластического деформирования). Без принятия упрощающих допущений это приводит к размерности задач, предъявляющей весьма высокие требования к вычислительным ресурсам. В качестве примера опишем характеристики численной модели троса достаточно простой структуры (один слой прядей вокруг сердечника) [17]: трос диаметром 30 мм состоит из центральной пряди (сердечника) и шести прядей, навитых

вокруг нее. Центральная прядь содержит центральную проволочку радиусом 1,97 мм и шесть проволочек радиусом 1,865 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 70 мм. Остальные пряди содержат центральную проволочку радиусом 1,6 мм и шесть проволочек радиусом 1,5 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 193 мм. Итого в сечении троса имеются 49 проволочек четырех различных радиусов. В этом случае для моделирования осевого растяжения фрагмента такого троса длиной 18 мм с учетом упругопластического деформирования проволочек и трения между ними построена численная модель в среде пакета ANSYS, содержащая более 1,5 миллиона узлов и почти 350 тысяч объемных двадцатиузловых конечных элементов SOLID186.

Еще один пример полномасштабного моделирования троса простой структуры характеризуется следующими параметрами [17]: рассматривается трос диаметром 37 мм с волокнистым сердечником диаметром 14,8 мм и шестью прядями, каждая из которых образована 31 проволочкой четырех разных диаметров (1,5, 1,7, 1,9 и 2,7 мм). При моделировании осевого растяжения фрагмента троса длиной 40 мм в среде пакета ABAQUS применялись разные типы объемных элементов (C3D8, C3D8R, C3D8I, C3D8S, C3D20, C3D20R) с различным количеством узлов. При этом размерность модели фрагмента троса характеризуется количеством узлов от 1,09 до 3,8 миллиона, элементов – от 569 тысяч до 1,72 миллиона.

Достоинством полномасштабных моделей является отсутствие необходимости упрощать геометрию объекта и обосновывать модельные характеристики задачи: упругие и прочностные свойства материала проволочек задаются соответствующими применяемой для изготовления троса стали, коэффициент трения принимается по справочнику для соответствующей пары материалов. Однако с позиций размерности задачи и требуемых вычислительных ресурсов становится очевидной практическая невозможность полномасштабного моделирования тросов более сложной структуры (с большим числом прядей и проволочек) и реальной длины в составе амортизаторов: велико противоречие между малой длиной фрагмента троса и довольно большой размерностью модели амортизатора.

Указанное противоречие частично разрешается в рамках двухуровневого подхода к моделированию тросовых амортизаторов [19]. Вначале разрабатываются полномасштабные модели фрагментов прядей с учетом упругопластического деформирования и контактного взаимодействия проволочек в составе пряди. Эти модели подвергаются виртуальному испытанию на растяжение, в ходе которого определяются абсолютные и относительные деформации фрагмента. По приложенным усилиям и расчетным деформациям вычисляются эффективные (фактические) значения модулей Юнга прядей. На следующем уровне трос в составе амортизатора моделируется системой кривых брусьев с контактным взаимодействием и трением между ними. Каждый из этих брусьев повторяет геометрию соответствующей пряди в реальном тросе, а характеристики жесткости принимаются по результатам виртуальных испытаний на предыдущем уровне. Таким образом, трение между элементами троса учитывают на разных уровнях модели: для проволочек в составе пряди – на первом, для прядей в составе троса – на втором. Рассмотрим пример реализации этого подхода [19].

Трос диаметром 4,68 мм в составе тросового амортизатора состоит из центральной пряди диаметром 1,64 мм и шести прядей диаметром 1,52 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 35 мм. Центральная прядь содержит центральную проволочку диаметром 0,36 мм и два слоя проволочек (шесть – в первом слое, двенадцать – во втором) диаметром 0,32 мм, навитых вокруг центральной проволоки с шагом свивки 9,84 и 18,04 мм соответственно. Пряди диаметром 1,52 мм имеют структуру, аналогичную центральной пряди, но используются проволочки диаметром 0,32 и 0,30 мм и значения шага свивки 9,12 и 16,72 мм. На первом этапе построены две полномасштабные модели фрагментов прядей (центральной и навитых вокруг нее)

длиной порядка 30 мм. В результате виртуальных испытаний прядей на растяжение определены их эффективные модули Юнга (64,25 ГПа для центральной и 80,37 ГПа для остальных прядей). На втором этапе модель троса в составе амортизатора построена в виде структуры, содержащей кривой брус диаметром 1,64 мм с модулем Юнга 64,25 ГПа и навитые вокруг него шесть кривых брусьев с модулем Юнга 80,37 ГПа и шагом свивки 35 мм. Виртуальные и физические испытания амортизатора на сжатие продемонстрировали достаточно близкое совпадение результатов.

Рассматриваемый двухуровневый подход [19] лишь частично решает проблему размерности: в сложных системах амортизации суммарная длина тросов и, соответственно, число узлов и элементов модели предположительно все же будут достаточно велики. Кроме того, подход характеризуется следующими недостатками. Предполагается известной конструкция троса (структура его поперечного сечения). Эта информация не относится к техническим характеристикам амортизаторов и не сообщается их изготовителями и поставщиками. Взаимное расположение проволок и прядей идеализируется, зависимость такого расположения от технологии изготовления не может быть учтена. Таким образом, названный подход представляет преимущественно научно-методический интерес и в меньшей степени применим для практики.

ЛИНЕАРИЗОВАННАЯ ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ТРОСОВОГО АМОРТИЗАТОРА НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ

Фактически единственным способом определения реальной жесткости тросов в составе амортизаторов является их экспериментальный анализ. Как правило, результаты этого анализа в виде нагрузочных диаграмм входят в технические характеристики амортизаторов и содержатся в их паспортах (номенклатурных каталогах). Предлагается следующий подход к построению модели тросового амортизатора, основанный на экспериментальных данных (паспортных нагрузочных диаграммах). Трос в его составе заменяется одним пространственным кривым бруском круглого поперечного сечения из сплошного изотропного материала. Это позволяет радикально снизить размерность модели. Диаметр бруса принимается равным номинальному диаметру троса. Модуль Юнга материала бруса вычисляется на основе нагрузочных диаграмм амортизатора (как правило, нелинейных), получаемых путем его механических испытаний и включаемых в перечень технических характеристик. В этом случае оказываются принятыми во внимание конструктивно-технологические особенности троса, условия и характер механического взаимодействия его элементов, а также технология сборки амортизатора. Это способствует повышению достоверности результатов моделирования.

Рассмотрим методику определения модуля Юнга материала бруса – имитатора троса в составе амортизатора. Учитывая расположение амортизатора в составе системы амортизации и условия нагружения, находим основное направление действия нагрузки. Нагрузочную диаграмму, в наибольшей степени соответствующую этому направлению, будем считать и называть основной. Эту нагрузочную диаграмму представим в виде последовательности небольших линейных фрагментов, в пределах каждого из которых нагрузку и смещение, а также их отношение (жесткость) будем считать постоянными величинами. Далее для трехмерной численной модели амортизатора осуществляется серия вычислительных экспериментов по оценке прогиба для рассматриваемой схемы нагружения при статическом приложении усилия, соответствующего данному фрагменту нагрузочной диаграммы. При этом варьируется модуль Юнга материала кривого бруса – имитатора троса и определяется такое его значение, при котором расчетное смещение совпадет с соответствующим значением нагрузочной диаграммы.

Таким образом, для каждой точки нагрузочной диаграммы (пары значений нагрузки F и смещения s) устанавливается взаимное соответствие между жесткостью амортизатора как реального физического объекта ($k = F / s$) и модулем Юнга E материала кривого бруса – имитатора троса в его трехмерной модели. Рассмотрим пример практической реализации описываемого подхода.

В качестве объекта исследования выбран спирально-тросовый амортизатор ВМТ-350 (рис. 1), для которого получены нагрузочные диаграммы по четырем направлениям действия нагрузки (вертикальному сжатию, сжатию под углом 45° , поперечному и продольному сдвигу), актуальные на момент обращения к номенклатурному каталогу [20].

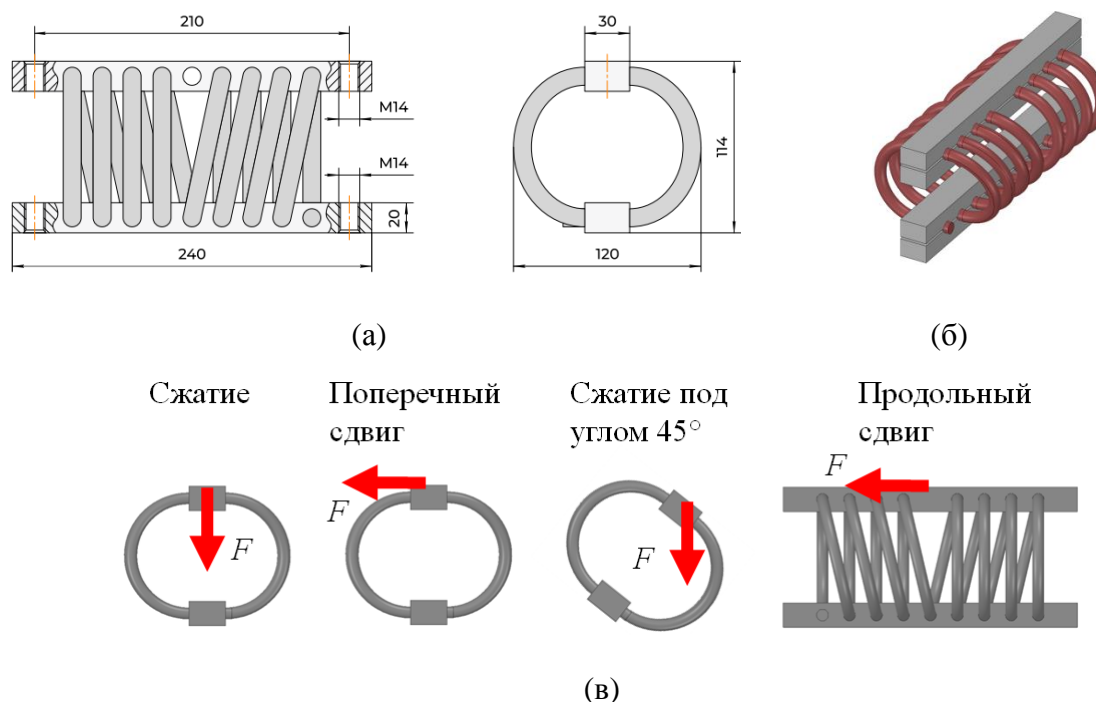


Рис. 1. Амортизатор ВМТ-350 [20]: основные размеры (а); трехмерная геометрическая модель (б); схемы статического нагружения (в)

Предполагается, что расположение амортизатора в системе амортизации таково, что при нагружении собственным весом актуальной является расчетная схема «сжатие под углом 45° » (соответствующая нагрузочная диаграмма рассматривается в качестве основной). Конечно-элементная модель амортизатора в соответствии с геометрией на рис. 1б построена в среде ANSYS с использованием объемных элементов SOLID186 (рис. 2). На одну (нижнюю) планку накладываются граничные условия «жесткая заделка» (запрет всех возможных перемещений), на вторую (верхнюю) – переменная вертикальная сила F в интервале допустимых рабочих нагрузок амортизатора (от 0 до 3 300 Н). В качестве результата рассматривались вертикальные смещения s верхней планки (рис. 3).

При многовариантных вычислительных экспериментах варьировался модуль Юнга материала кривого бруса с целью для каждой приложенной силы F обеспечить результирующее смещение s , соответствующее нагрузочной диаграмме. Так, например, усилию $F = 500$ Н на нагрузочной диаграмме ставится в соответствие смещение $s = 1,5$ мм. На этом участке нагрузочной диаграммы жесткость амортизатора составляет $k = 500 \text{ Н} / 1,5 \text{ мм} = 333 \text{ Н/мм}$. С помощью конечно-элементной модели установлено,

что такое сочетание усилия и смещения обеспечивается при модуле Юнга кривого бруса $E = 3\,125$ МПа. Аналогично усилию $F = 3\,240$ Н по нагрузочной диаграмме соответствуют смещение $s = 36$ мм и жесткость амортизатора $k = 3\,240$ Н / 36 мм = $= 90$ Н/мм. В этом случае модуль Юнга кривого бруса должен быть $E = 850$ МПа (рис. 3).

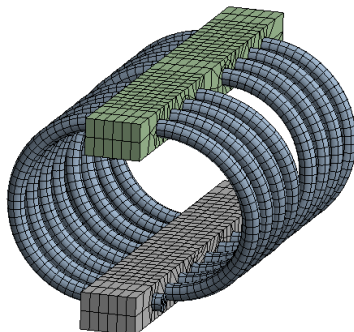


Рис. 2. Сетка конечных элементов амортизатора ВМТ-350

Таким образом, для всех точек нелинейной нагрузочной диаграммы амортизатора с жесткостью k (Н/мм) ставится в соответствие модуль Юнга E (МПа) материала кривого бруса – имитатора троса. Это соответствие по результатам вычислительных экспериментов описывается линейным уравнением

$$E = ak + b,$$

где a , b – эмпирические коэффициенты (переводные множители), для амортизатора ВМТ-350 принимающие значения $a = 9,32$ мм⁻¹, $b = 11,8$ МПа.

Располагая данными о нагрузке на амортизатор по основному направлению, по нелинейной нагрузочной диаграмме для этого направления можно найти соответствующие данной нагрузке смещение и жесткость амортизатора. Отсюда по уравнению расчета E определяются модуль Юнга кривого бруса – имитатора троса.

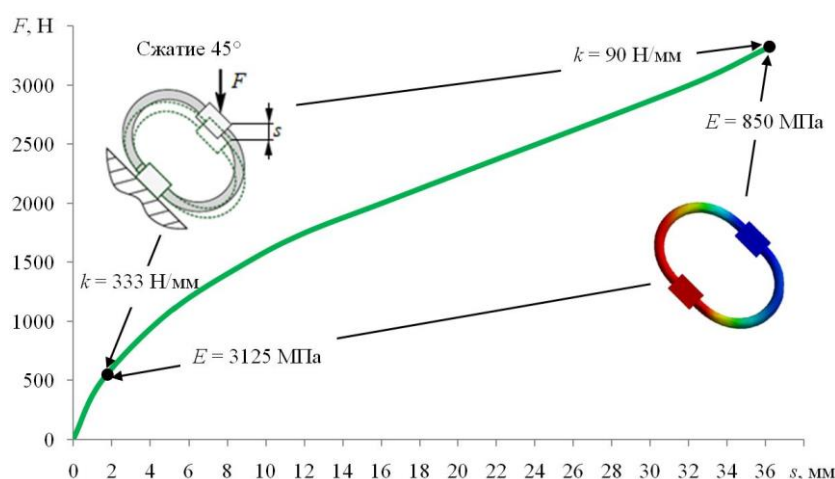


Рис. 3. Определение модуля Юнга кривого бруса по нагрузочной диаграмме амортизатора

В результате применения рассматриваемого подхода получается линейризованная модель тросового амортизатора, управляющий параметр которой (модуль Юнга кривого бруса – имитатора троса) согласовывается с нелинейными характеристиками реального объекта. В этом случае обеспечивается полное соответствие модели объекту по основному направлению нагружения. При этом возникает вопрос о влиянии конструктивной анизотропии реального объекта, а именно вопрос о том, насколько полученная таким образом модель будет адекватно описывать деформирование амортизатора по другим направлениям нагружения. Вклад пространственной конфигурации троса в конструктивную анизотропию жесткости амортизатора учтен в модели формой кривого бруса. Влияние на конструктивную анизотропию конструкции и свойств реального троса остается неопределенным. Для оценки этого влияния используем следующий подход. Построенная для основного направления нагружения модель амортизатора в ходе вычислительных экспериментов нагружается по всем направлениям, для которых имеются паспортные нагрузочные диаграммы. Расчетные значения смещений сравниваются с соответствующими значениями, полученными из нагрузочных диаграмм, и по результатам этого сравнения определяется величина погрешности оценки деформаций, обеспечиваемой моделью по каждому направлению нагружения. Графически для основного направления расчетные значения полностью совпадают с нагрузочной диаграммой, а для остальных направлений получается пара кривых, одна из которых отражает расчетные значения, а вторая является нагрузочной диаграммой. Для рассматриваемой модельной задачи результаты сравнительного анализа найдены в диапазоне смещений до 13 мм, определяемом наименьшим диапазоном смещений на всем семействе нагрузочных диаграмм: сплошные линии соответствуют паспортным, точечные – расчетным значениям (рис. 4).

Погрешность расчетной диаграммы для каждого значения смещения оценивается относительной разницей между паспортным $F_{\text{пасп}}$ и расчетным $F_{\text{расч}}$ усилиями по формуле

$$\Delta = \frac{F_{\text{пасп}} - F_{\text{расч}}}{F_{\text{пасп}}} \cdot 100 \%$$

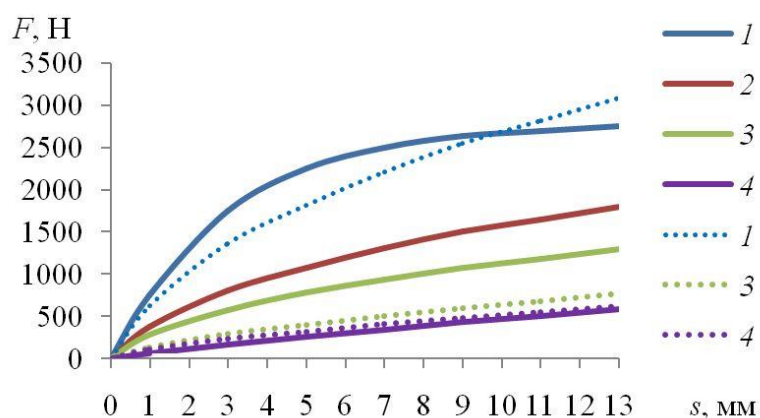


Рис. 4. Паспортные и расчетные нагрузочные диаграммы для направлений нагружения: сжатие (1); сжатие под углом 45° (2); поперечный сдвиг (3); продольный сдвиг (4)

Из полученных результатов (рис. 5) вытекают следующие факты. Наибольшая погрешность в целом по трем направлениям максимальна в области малых смещений и не превышает 68 %. С ростом смещений погрешность имеет тенденцию к снижению, причем при смещениях порядка 9 мм и более для условий сжатия и продольного сдвига

с позиций практических приложений погрешность можно считать пренебрежимо малой. Для условий поперечного сдвига погрешность слабо зависит от величины смещений и находится в диапазоне от 41 до 52 %.

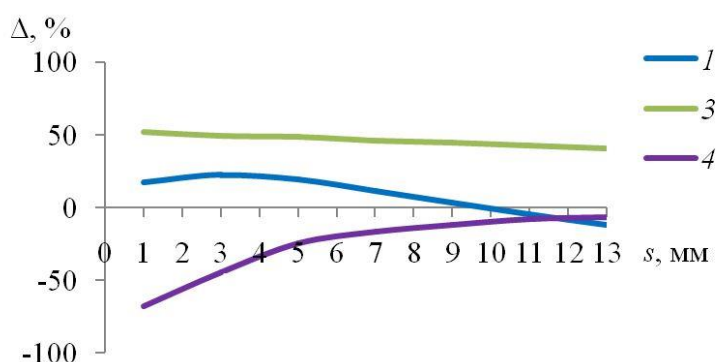


Рис. 5. Оценка погрешности расчетных нагрузочных диаграмм для направлений нагружения: сжатие (1); поперечный сдвиг (3); продольный сдвиг (4)

Полученные оценки погрешности, по-видимому, отражают величину вклада сложного механического поведения троса в конструктивную анизотропию амортизатора. Рассматриваемые на примере одного типоразмера тросового амортизатора оценки погрешности расчетных нагрузочных диаграмм позволяют сделать предварительные выводы об адекватности и возможности практического применения предлагаемого варианта трехмерной численной модели тросового амортизатора с пространственным восприятием нагрузки.

ВЫВОДЫ

Разработан технически обоснованный подход к построению численной модели тросового амортизатора с пространственным восприятием нагрузки, позволяющий вследствие снижения размерности резко смягчить требования к вычислительным ресурсам. Модель основана на экспериментальных оценках жесткости, учитывающих все фактические конструктивно-технологические особенности применяемых тросов. Эти оценки представлены в виде паспортных нагрузочных диаграмм и для серийно выпускающихся амортизаторов не требуют дополнительного экспериментального анализа. Анализ погрешности численной модели позволяет предположить возможность ее использования для получения предварительных упрощенных расчетов систем амортизации с последующей экспериментальной отработкой и уточнением результатов.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки РФ для Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий № 122010800028-4 «Разработка и анализ информационных и вычислительных технологий в задачах мониторинга и создания цифровых двойников различных явлений и объектов».

ЛИТЕРАТУРА

1. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь. 1982. 296 с.
2. Вибрация энергетических машин: справочное пособие / под ред. Н.В. Григорьева. Л.: Машиностроение. 1974. 464 с.

3. Бацула А.П. Конструирование радиоэлектронных устройств: учебное пособие. Томск: ТМЦ ДО. 2002. 231 с.
4. Разработка и исследование характеристик тросового виброизолятора пространственного нагружения для защиты приборов и оборудования транспортных систем / С.В. Архангельский [и др.] // *Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки*. 2005. № 33. С. 202–206.
5. Пономарев Ю.К., Посохов П.В. Исследование возможностей совершенствования характеристик тросовых виброизоляторов с кольцевыми элементами // *Новые материалы и технологии в машиностроении*. 2014. № 19. С. 100–106.
6. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. Киев: Техніка. 1966. 327 с.
7. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть 1. Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования. Одесса: Астропринт. 2001. 188 с.
8. Свидлер Р.П. Производство канатов: учебное пособие. М.: Металлургия. 1973. 184 с.
9. Zhu Z.H., Meguid S.A. Nonlinear FE-based investigation of flexural damping of slacking wire cables // *International Journal of Solids and Structures*. 2007. V. 44. P. 5122–5132.
10. Рекомендации по выбору типов и расчету прочности стальных канатов, применяемых в строительных металлических конструкциях. М.: ЦНИИПРОЕКТСТАЛЬКОНСТРУКЦИЯ им. Мельникова. 1991. 33 с.
11. Инструкция по эксплуатации стальных канатов в шахтных стволах (РД 03-439-02). Серия 03. Выпуск 13 / Колл. авт. М.: Государственное унитарное предприятие «Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России». 2002. 216 с.
12. Raoof M., Kraincanic I. Analysis of large diameter steel ropes // *Journal of engineering mechanics*. 1995. V. 121. № 6. P. 667–675.
13. Raoof M., Davies T.J. Simple determination of the maximum axial and torsional energy dissipation in large diameter spiral strands // *Computers and Structures*. 2006. V. 84. P. 676–689.
14. Prawoto Y., Mazlan R.B. Wire ropes: computational, mechanical and metallurgical properties under tension loading // *Computational Materials Science*. 2012. V. 56. P. 174–178.
15. Velinsky S.A. Design and mechanics of multi-lay wire strands // *Transactions of the ASME*. 1988. V. 110. P. 152–160.
16. Balaji P.S., Moussa L., Rahman M.E., Ho L.H. An analytical study on the static vertical stiffness of wire rope isolators // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. V. 30 (1). P. 287–295.
17. Kastratović G.M., Vidanović N.D. Some aspects of 3D finite element modeling of independent wire rope core // *FME Transactions*. 2011. V. 39. P. 37–40.
18. A Finite element model for a 6 × K31WS + FC wire rope and a study on its mechanical responses with or without wire breakage / J. Gai [et al.] // *Applied Sciences*. 2023. V. 13. P. 8407.
19. Cen B., Lu X., Zhu X. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018. V. 32 (6). P. 2541–2549.
20. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (дата обращения: 12.03.2024).

Для цитирования: Доронин С.В., Рейзмунт Е.М. Линеаризация жесткости и оценка погрешности численной модели тросового амортизатора с пространственным

восприятием нагрузок // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2024. № 3 (23). С. 21–32.

STIFFNESS LINEARIZATION AND ERROR ESTIMATION OF A NUMERICAL MODEL OF A CABLE SHOCK DAMPER WITH SPATIAL LOAD PERCEPTION

S.V. DORONIN, Cand. Sc., E.M. REIZMUNT, Cand. Sc.
Krasnoyarsk branch of Federal Research Center for Information
and Computational Technologies,
660000, Krasnoyarsk, PO Box 25515, e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru

The difficulties arising at analytical calculation of shock absorbers with nonlinear characteristics and spatial perception of loads are noted. The difficulties of numerical simulation of the cable for the analysis of mechanical behavior of shock absorbers related to the structural complexity and dimensionality of the problem are considered. A technically sound approach to the construction of a linearized numerical model of a tether shock absorber based on experimental stiffness estimates is developed. This approach allows to reduce the dimensionality and requirements to computational resources due to simplification of the tether structure. It is emphasized that the adequacy and the possibility of using the obtained numerical model of the cable shock absorber for preliminary simplified calculations of shock absorber systems with subsequent experimental testing and refinement of the results are based on the analysis of the numerical model error.

Keywords: cable shock damper, static calculation, finite element model, nameplate load diagrams, experimental stiffness estimates, cable, linearization.

Поступила в редакцию/received: 25.03.2024; после рецензирования/revised: 28.03.2024;
принята/accepted: 04.04.2024

УДК 620.178

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ АДГЕЗИОННОГО КОНТАКТА В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

А.Н. БОЛОТОВ, д-р техн. наук, Г.Б. БУРДО, д-р техн. наук

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: gbtms@yandex.ru

© Болотов А.Н., Бурдо Г.Б., 2024

В работе приведена новая модель адгезионного изнашивания поверхностей при наложении магнитного поля. Предложено учитывать магнитостатические силы, действующие в процессе отделения частиц износа. Подчеркнуто, что на качественном уровне модель хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Отмечено, что полученные результаты могут быть использованы для прогнозирования свойств трибоузлов, работающих в магнитных полях.

Ключевые слова: магнитное поле, адгезионный износ, магнитостатические силы.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-32-39

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

ВВЕДЕНИЕ

Исследователи в области трибологии уделяют большое внимание поиску перспективных методов физико-химического воздействия на процессы, протекающие при трении, для целенаправленного изменения их в требуемом направлении. В частности, процессы, происходящие в зоне фрикционного контакта, пытаются стимулировать электромагнитным полем, электрическим током, вибрацией, созданием механического напряженного состояния и т.д.

В последние десятилетия не пропадает интерес к изучению влияния магнитного поля на трение и изнашивание разнообразных по свойствам и структуре материалов при различных условиях контакта поверхностей [1–5]. Столь продолжительные исследования не привели к получению значимых научных результатов, раскрывающих механизм трения в присутствии магнитного поля. Не удалось установить надежных и хорошо воспроизводимых эффектов, которые проявляются при наложении на зону трения магнитного поля. Как следствие, отсутствует понимание особенностей физико-химических процессов, протекающих при трении в магнитном поле. Важность изучения трибомагнитных проблем обусловлена и тем обстоятельством, что конструкция многих современных трибоузлов предполагает наличие магнитных полей [6, 7].

Из всего многообразия различных публикаций, посвященных изучению процессов изнашивания в магнитном поле, выделяются статьи (например, [8–13]), в которых изучался износ лезвийного инструмента при наложении на зону трения стационарного или импульсного магнитного поля. Все исследователи отмечали повышение износостойкости инструмента в 1,5...3 раза в зависимости от условий трения и состава материалов. Установлено, что основная причина изнашивания инструмента заключалась в адгезионном разрушении поверхности, на характер протекания которого, очевидно, и влияло магнитное поле.

Адгезионное изнашивание – это один из фундаментальных видов износа, поскольку он в той или иной степени проявляется во всех случаях контакта трущихся поверхностей двух твердых тел и имеется даже тогда, когда другие виды износа незначительны. Наиболее ярко он проявляется при контакте материалов с близкой твердостью.

Адгезионный износ происходит в результате периодического отрыва микроскопических частиц с поверхности из-за сильного адгезионного взаимодействия в зоне контакта. Этот вид износа часто наблюдается на рабочих поверхностях инструментов, работающих при низких скоростях резания (быстрорежущих сверл, зенкеров, разверток, фрез, протяжек), когда температура в контактных слоях сравнительно мала.

На первом этапе адгезионного изнашивания должны образоваться прочные адгезионные связи (схватывание, мостик сварки) между микровыступами контактирующих поверхностей. Поэтому контактирующие поверхности должны быть ювенильными для проявления действия сильных межатомных сил. В области контакта шероховатости должны пластически деформироваться, т.е. напряжения на пятне контакта – превышать твердость (предел текучести). В противном случае после снятия нагрузки энергии упругой деформации может оказаться достаточно для разрушения адгезионной связи. Кроме того, при интенсивных пластических деформациях разрушаются пленки окислов и вскрываются химически чистые металлические поверхности, а площадь фактического контакта возрастает. На следующем этапе при относительном смещении поверхностей происходит отделение частиц от менее прочной поверхности, если адгезионные силы превышают когезионные.

Судя по литературным источникам, причины, приводящие к изменению характера адгезионного изнашивания в магнитном поле, до конца не установлены. Высказываются предположения о том, что магнитное поле влияет на процессы пластического деформирования при адгезионном разрушении, на структуру и свойства материалов трения, характер распределения тепловых потоков и гальванических токов. Однако эти причины не позволяют убедительно объяснить увеличение износостойкости материалов в несколько раз при наложении магнитного поля.

На наш взгляд, на процесс отделения микрочастиц адгезионного износа существенное воздействие должны оказывать магнитостатические силы. Роль магнитостатических взаимодействий в процессе разрушения поверхностей при адгезионном изнашивании ранее в литературе не рассматривалась, хотя удельная величина этих сил имеет значение порядка 10^7 Па и сравнима с механическими характеристиками некоторых конструкционных ферромагнитных материалов.

Детальный атомарно-силовой механизм адгезионного разрушения до конца не ясен, но некоторые его характерные особенности можно установить, используя энергетический (термодинамический) подход к разрушению поверхностей трения, который широко применяется в трибологии [14]. Такой подход позволяет определить наиболее общие характеристики физико-химического процесса разрушения без учета сложных, малоизученных и трудно описываемых взаимодействий в рассматриваемой системе. Цель работы заключалась в построении магнитосилового физической модели адгезионного изнашивания в присутствии магнитного поля на основе энергетического подхода.

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ОПИСЫВАЮЩАЯ ВЛИЯНИЕ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА АДГЕЗИОННОЕ ИЗНАШИВАНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ИЗ ФЕРРОМАГНИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Предположим, что при сдвиге поверхностей трения в области схватывания отделяются частицы (частицы износа) в виде шара диаметром d , близким по величине к диаметру пятна микроконтакта. В работах [15, 16] были экспериментально обнаружены частицы такой формы при доминировании адгезионного износа. Упругая энергия, запасенная в объеме частицы, ω_6 перед ее отделением от менее прочной поверхности выражается следующим образом:

$$\omega_6 \approx \frac{\sigma_c^2 d^3}{2G},$$

где σ_c – критические напряжения, предшествующие разрушению поверхности; G – модуль сдвига материала разрушаемой поверхности.

Разрушение поверхности путем вырывания из нее отдельных частиц произойдет, только если накопленная упругая энергия будет превышать энергию адгезии, равную энергии двух свободных поверхностей, образованных в месте микроразрушения поверхности трения:

$$\omega_y \approx 2\gamma d^2,$$

где γ – удельная поверхностная энергия.

В присутствии магнитного поля баланс энергий изменится. Допустим, контактирующие детали изготовлены из ферромагнитных материалов с высокой магнитной проницаемостью (железа, кобальта, никеля или сплавов на их основе) и образуют замкнутую магнитную цепь. Намагничивание материалов трения осуществляется с помощью постоянного магнита или соленоида магнитным полем

напряженностью H_n , существенно превышающим коэрцитивную силу материалов; магнитное поле направлено по нормали к поверхности трения (в противном случае нужно принимать во внимание лишь нормальную составляющую напряженности поля). Под действием магнитного поля H_n происходит процесс перемагничивания трущихся материалов, и они переходят в магнитное состояние, близкое к техническому насыщению с индукцией B_s . Для простоты рассуждений предположим, что между поверхностями имеется плоский зазор, толщина которого много меньше других размеров зазора. Ввиду малости толщины зазора индукция магнитного поля B в нем будет иметь значение, близкое к B_s , а напряженность магнитного поля равна B_s / μ_0 , где μ_0 – магнитная постоянная. Векторы индукции и напряженности магнитного поля в зазоре коллинеарны. Определим изменение магнитной энергии после отделения частицы износа.

Объемная плотность энергии Ω_B магнитного поля в общем случае равна скалярному произведению индукции магнитного поля B на напряженность магнитного поля H : $\Omega_B = (B \cdot H) / 2$. Магнитная энергия в области поверхности, которую занимала частица до отделения, $\omega_B \approx \frac{\pi d^3 B_s H_n}{12 \mu_0} \sim 0$, поскольку $B_s \gg H_n$. Тогда результирующее возрастание энергии магнитного поля будет равно магнитной энергии частицы в сумме с энергией магнитного поля $\omega_f = \frac{\pi d^3 B_s^2}{6 \mu_0}$ в полости, оставшейся от частицы.

Под действием магнитного поля в зазоре с напряженностью B_s / μ_0 частица однородно намагнитится до состояния магнитного насыщения, и индукция магнитного поля внутри нее будет $\sim B_s$. Напряженность магнитного поля внутри частицы $H = \frac{B_s}{\mu_0} - \frac{B_s}{3\mu_0} = \frac{2B_s}{3\mu_0}$, где $\frac{B_s}{3\mu_0}$ – величина напряженности размагничивающего поля (1/3 – коэффициент размагничивания для шаровидного тела). Энергия магнитного поля, заключенная в частице, $\omega_p \approx \frac{\pi d^3 B_s^2}{18 \mu_0}$. Отсюда результирующее изменение магнитной энергии системы ω_B можно выразить так:

$$\omega_B \approx \frac{d^3 B_s^2}{2 \mu_0}.$$

Зная увеличение магнитной энергии при отделении частицы износа, можно определить критические напряжения σ_c , достаточные для отделения частиц от поверхности размагниченных материалов и намагниченных внешним магнитным полем ($\sigma_{св}$):

$$\sigma_c \geq \sqrt{\frac{2\gamma G}{d}}; \quad (1)$$

$$\sigma_{св} \geq \sqrt{\frac{2\gamma G}{d} + \frac{B_s^2 G}{2\mu_0}}. \quad (2)$$

В работе [17] справедливо утверждается, что при схватывании материалов напряжение на контакте микровыступов поверхностей в процессе сближения их вершин по порядку величины равно твердости разрушаемой поверхности H_μ . Именно при этом условии происходит сильное адгезионное взаимодействие микровыступов, которое может превышать когезионное взаимодействие в разрушаемой поверхности. Когда выступы расходятся при сдвиге поверхностей, то перед разрушением предельное напряжение опять достигает значения, примерно равного H_μ , но с противоположным знаком. Отсюда можно получить выражение для оценочного расчета характерного

размера частиц адгезионного износа при трении без магнитного поля d и в магнитном поле d_g :

$$d \approx \frac{2\gamma G}{H_\mu^2}; \quad (3)$$

$$d_g \approx \frac{2\gamma}{\frac{H_\mu^2}{G} - \frac{B_s^2}{2\mu_0}}. \quad (4)$$

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА АДГЕЗИОННОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Из приведенных выражений (1), (2) видно, что в магнитном поле указанной топографии критическое напряжение должно быть выше. Значит, при трении в магнитном поле увеличится количество участков фактического контакта поверхностей, которые будут расходиться вдоль межфазной поверхности без разрушения когезионных связей внутри материала. Адгезионный износ поверхностей должен уменьшаться, что соответствует экспериментальным данным, полученным в различных исследованиях.

Индукция магнитного поля в намагничивающих полях, превышающих $\sim 10^4$ А/м, для многих сталей близка к индукции насыщения $B_s \approx 2$ Тл. Принимая для стали $\gamma \approx 2,4$ Н/м, $G \approx 80$ ГПа, характерный размер частиц износа $d = 10^{-6} \dots 10^{-4}$ м из формул (4), (5), получим, что $\sigma_{св} / \sigma_c \approx 1,1 \dots 3$, т.е. магнитное поле может привести к достаточно существенному повышению механических напряжений в контакте микронеровностей, которые вызовут когезионное разрушение материалов поверхностей.

Если из ферромагнитного материала изготовлен, например, только один элемент пары трения, то изменение магнитной энергии будет зависеть от ширины немагнитных зазоров в магнитной цепи, образованной источником поля и деталями узла трения. Чем больше немагнитные зазоры, а значит, размагничивающее поле, создаваемое «магнитными зарядами» на границах раздела намагниченных тел, тем меньше будет изменяться магнитная энергия при разрушении из-за увеличения энергии поля в веществе. Если намагничивающее магнитное поле направлено вдоль поверхности трения, то изменение энергии магнитного поля при отделении частиц износа будет относительно незначительным и влиянием магнитного поля можно пренебречь. Отсюда становится понятно, что величина эффекта от воздействия магнитного поля на изнашивание обуславливается структурой магнитного поля в контакте трущихся тел. Магнитное поле наиболее сильно влияет на процесс адгезионного изнашивания, только если силовые линии проходят поперек зоны трения и размагничивающие поля внутри элементов трения небольшие.

Из формул (3), (4) вытекает, что по отношению к материалам с постоянным химическим составом ($\gamma = const$) накладываются ограничения на минимальный размер частиц адгезионного износа, который определяется механическими свойствами поверхностей трения. В работе [17] приведены экспериментальные результаты изучения зависимости d от γ / H_μ (положено, что $G / H_\mu \approx 3$). Линейная зависимость между указанными величинами подтверждает, что формула (3), а значит и (4), по крайней мере, на качественном уровне правильно описывает особенности адгезионного изнашивания. Кроме того, из выражений (3), (4) следует, что при одинаковых условиях трения диаметр частиц износа сравнительно мягкой стали в магнитном поле может возрасти на величину до 25 % (по мере увеличения твердости микровыступов различие уменьшается). Значит, при адгезионном изнашивании в магнитном поле

высотные параметры шероховатости поверхностей должны несколько увеличиваться. Абразивное действие части адгезионного износа зависит от их размера, и это также должно отразиться на топографии поверхностей трения в зависимости от наличия магнитного поля.

Предложенный физический механизм (физическая модель) влияния магнитного поля на интенсивность адгезионного изнашивания пока является гипотетическим и требует экспериментального подтверждения. В первую очередь под воздействием магнитного поля должна измениться интенсивность изнашивания поверхностей. Количественно изменение интенсивности изнашивания можно оценить с помощью уравнения Хольма – Арчарда [18], которое хорошо согласуется с экспериментальными данными для адгезионного изнашивания. Согласно этому уравнению, при постоянной нормальной нагрузке на контакт интенсивность износа I связана со значением напряжения σ_c на контакте обратно пропорциональной зависимостью $I \sim \sigma_c^{-1}$. Значит, под влиянием магнитного поля интенсивность изнашивания должна снижаться в 1,5...4 раза в зависимости от твердости микрошероховатостей.

Приведем известные из литературы надежные экспериментальные данные о влиянии поля на адгезионный износ, которые полезны для верификации предложенной модели. В работе [11] проведены экспериментальные исследования воздействия магнитного поля на износ рельсовой стали. При этом использовалась модернизированная машина трения, предусматривающая испытания по схеме «ролик – плоский образец». Образцы рельсовой стали имели форму призмы, торец которой являлся поверхностью трения. Износ образцов определялся взвешиванием на лабораторных весах. Подвижные образцы – ролики изготавливались из стали 40X и обладали твердостью HRC 48–49. Контртелом для каждого образца стали являлся отдельный ролик. Воздействие магнитным полем осуществляли специальным намагничивающим устройством на основе соленоида. Испытания показали, что скорость изнашивания образцов в исходном и намагниченном состояниях описывается линейной зависимостью, характерной для процесса изнашивания, имеющего адгезионную природу. Обработка результатов серии испытаний продемонстрировала, что величина интенсивности износа образца, подвергнутого магнитному воздействию, оказалась в 3,4 раза меньше износа образца в исходном (размагниченном) состоянии.

В другой работе [13] испытания на износ в магнитном поле проводились также по схеме трения «ролик – образец». Образцами являлись прямоугольные призмы из быстрорежущей стали P6M5 и легированной стали ХВГ, подвергнутые закалке по соответствующим технологиям. Контртелом для каждого образца служил отдельный ролик из стали 40X, закаленный до твердости 48–49 HRC. Уровень опытной нагрузки для всех образцов составлял 300 Н. На трущиеся образцы воздействовали импульсным внешним магнитным полем с напряженностью 400 кА/м. Разрушение поверхностей при трении происходило в основном в результате адгезионного изнашивания. Для стали ХВГ снижение величины износа намагниченного образца (по сравнению с контрольным) составило 2,9...3,6 раза; для стали P6M5 кратность уменьшения величины износа лежит в пределах 2,42...2,66.

Приведенные экспериментальные данные хорошо согласуются с предложенной магнитосиловой моделью адгезионного изнашивания в магнитном поле. По существу, увеличение износостойкости материалов при адгезионном изнашивании, установленное экспериментально в работах [9–13], является необходимым условием справедливости предложенного механизма изнашивания. Если будет подтверждена зависимость размеров частиц износа от величины магнитного поля в зоне трения, вытекающая из предложенного механизма износа, то выполнится и достаточное

условие справедливости изложенной модели адгезионного изнашивания в магнитном поле. Точного количественного совпадения расчетных характеристик изнашивания в магнитном поле с экспериментальными значениями добиться достаточно трудно по причине отсутствия достоверных данных о динамике изменения свойств поверхностей, находящихся в контакте.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе энергетического подхода была построена модель, описывающая влияние магнитного поля на процесс образования частиц адгезионного износа. Показано, что магнитостатические силы могут значительно затруднить отделение частиц износа и привести к уменьшению интенсивности адгезионного износа (что и наблюдалось в ряде прямых экспериментов). Это объясняется тем, что механические напряжения, достаточные для вырывания частицы в месте схватывания микронеровностей, возрастают в магнитном поле. Расчеты выявили некоторое увеличение размеров частиц, образующихся в процессе износа в магнитном поле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малыгин Б.В., Бень А.П. Магнитное упрочнение изделий (теория и практика). Херсон: ХГМА. 2009. 352 с.
2. Болотов А.Н., Елисеева Г.С., Михалев Ю.О. Роль магнитного поля при трении поверхностей, смазанных магнитным маслом // *Трение и износ*. 1988. Т. 9. № 5. С. 870–878.
3. Постников С.Н. Электрические явления при трении и резании. Горький: Волго-Вятское книжное изд-во. 1975. 236 с.
4. Барон Ю.М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущих инструментов. Л.: Машиностроение. 1986. 176 с.
5. Делюсто Л.Г. Основы прокатки металлов в постоянных магнитных полях. М.: Машиностроение. 2005. 272 с.
6. Болотов А.Н., Хренов В.Л. Триботехника магнитопассивных опор скольжения: монография. Тверь: ТГТУ, 2008. 124 с.
7. Bolotov A.N., Novikov V.V., Pavlov V.G. Magneto-liquid sliding bearings // *Трение и износ*. 2004. Т. 25. № 3. С. 286–291.
8. Patwari A.U., Mahmood M.N., Arif M.D. Improvement of machinability of mild steel during turning operation by magnetic cutting // *International Journal on Advanced Science Engineering Information Technology*. 2012. V. 2. № 3. P. 9–12.
9. Галей М.Т. Повышение стойкости режущих инструментов путем магнитной обработки // *Станки и инструмент*. 1973. № 5. С. 31.
10. Галей М.Т., Ашихнин В.С. Изучение влияния магнитного поля на стойкость быстрорежущего инструмента // *Станки и инструмент*. 1981. № 6. С. 31–34.
11. Борисова Е.А., Диков А.Г., Зелинский В.В. Оценка влияния магнитного воздействия на триботехнические свойства стали // *Успехи современного естествознания*. 2012. № 6. С. 73.
12. Tribological behavior and surface analysis of magnetized sliding contact XC 48 steel/XC 48 steel / K.J. Chin [et al.] // *Wear*. 2001. V. 250. Iss. 1–12. P. 470–476.
13. Зелинский В.В., Борисова Е.А. О механизме снижения износа ферромагнитных материалов // *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение*. 2014. Т. 16. № 2. С. 51–58.
14. Машков Ю.К., Малий О.В. Трибофизика конструкционных материалов: учебное пособие. М.: Ай Пи Ар Медиа. 2023. 177 с.

15. Армарево И.Дж.А., Браун Р.Х. Обработка металлов резанием. М.: Машиностроение. 1977. 325 с.
16. Польцер Г. Основы трения и изнашивания. М.: Машиностроение. 1984. 264 с.
17. Popov V. Generalized archard law of wear based on Rabinowicz criterion of wear particle formation // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. 2019. V. 17. № 1. P. 39–45.
18. Archard J.F. Contact and rubbing of flat surfaces // *Journal of Applied Physics*. 1953. V. 24. № 8. P. 981–988.

Для цитирования: Болотов А.Н., Бурдо Г.Б. Моделирование разрушения адгезионного контакта в магнитном поле // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2024. № 3 (23). С. 32–39.

MODELING THE DESTRUCTION OF AN ADHESIVE CONTACT IN A MAGNETIC FIELD

A.N. BOLOTOV, Dr. Sc., G.B. BURDO, Dr. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: gbtms@yandex.ru

The paper presents a new model of adhesive wear of surfaces when a magnetic field is applied. It is proposed to take into account magnetostatic forces acting in the process of separation of wear particles. It is emphasized that at the qualitative level the model agrees well with the experimental results. It is noted that the obtained results can be used to predict the properties of tribojoints operating in magnetic fields.

Keywords: magnetic field, adhesive wear.

Поступила в редакцию/received: 18.04.2024; после рецензирования/revised: 25.04.2024;
принята/accepted: 30.04.2024

УДК 621.941.229.3

УСТАНОВКА ВАЛА СО ШПОНОЧНЫМ ПАЗОМ НА ЦЕНТРАХ СТАНКА

А.П. АРХАРОВ, канд. техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: arharovanatoliy@yandex.ru

© Архаров А.П., 2024

Представлен анализ известных способов и технологических средств для установки валов на центрах металлорежущих станков. Изложена сущность разработанного способа установки, в котором передача крутящего момента от шпинделя на вал обеспечивается без закрепления вала. Раскрыты устройство и принцип действия сконструированного кулачкового патрона. Проведены сравнительные анализы спроектированных способа и патрона с аналогичными известными

решениями. Отражены оригинальность разработок и достигаемый технический результат.

Ключевые слова: вал, установка, шпоночный паз, способ, упорные центры, кулачковый патрон, качество поверхности.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-39-44

ВВЕДЕНИЕ

Многие изделия машиностроительного производства содержат валы с разнообразными конструктивными элементами. Среди этих элементов наиболее распространенными являются цилиндрические шейки со шпоночными пазами и шейки подшипниковые. К рабочим поверхностям шеек предъявляются высокие требования в отношении точности размеров и шероховатости [1]. Удовлетворение этих требований обеспечивается применением чистовых методов обработки, в которых используют различные способы установки вала на центрах станка. В одном из таких способов [2] устанавливают поводковый патрон на шпиндель станка, в шпиндель устанавливают передний упорный центр, задний упорный центр – в пиноль задней бабки, хомутик – на наружную поверхность вала и вал – на упорные центры. Однако закрепление хомутика на валу деформирует закрепляемую поверхность. Это снижает качество вала, особенно в случае использования в качестве закрепляемой начисто обработанной поверхности. Кроме того, установка и снятие хомутика, выполняемые вручную, увеличивают трудоемкость операции и препятствуют автоматизации загрузки и разгрузки технологического оборудования.

Сокращение числа ручных приемов достигается в ряде применяемых способов установки валов на центрах станка, в которых не используют хомутик как средство передачи крутящего момента от шпинделя станка на обрабатываемый вал. В одном из таких способов применяют рифленные упорные центры [3], которые при установке вдавливаются в центровые отверстия вала под воздействием силы, прилагаемой к пинולי задней бабки. Однако установка на рифленные центры не обеспечивает высокой точности ввиду возникающего большого (до 0,5 мм) радиального биения. Она допускает только однократное использование центровых гнезд в качестве базы вследствие повреждения их при первой установке.

Для обработки валов напроход с одной установки применяют специальные торцовые поводковые центры [4], которые имеют в своем составе поводковые шайбы с торцевыми рифлениями. Данными рифлениями, вдавленными в торец вала при установке его на центры станка, обеспечивают передачу крутящего момента. При этом исключается применение поводкового патрона. В то же время от использования поводковой шайбы на торце вала остаются следы, которые снижают его качество.

Широко распространены способы установки валов на центрах станков с применением кулачковых патронов. Так, в способе установки вала на подпружиненный передний и упорный задний центры используют патрон, зажимные кулачки которого выполнены поворотными и расположены на подпружиненном центре [5]. После размещения вала на упомянутых центрах перемещают вал в осевом направлении путем выдвижения пинולי задней бабки. При этом перемещение вала через подпружиненный передний центр преобразуется в поворотные движения кулачков, которыми закрепляют вал. Недостатком такого способа является погрешность установки вала в осевом направлении, вызванная отклонениями диаметра закрепляемой поверхности.

В другом способе установки [6] также применяют кулачковый патрон, но его кулачкам сообщают радиальные переменные движения [7]. При этом радиальные перемещения исключают погрешность установки вала в осевом направлении,

обусловленную отклонениями диаметра закрепляемой поверхности. Переменный характер движения кулачков устраняет силовые воздействия последних из-за неодновременного их прилегания к валу. Но даже одновременное начало закрепления кулачками не предохраняет закрепляемую поверхность от деформации в местах ее соприкосновения с кулачками. Это ухудшает качество закрепляемой поверхности.

Таким образом, необходима разработка нового способа и патрона для установки вала со шпоночным пазом на центрах металлорежущего оборудования. Решению упомянутой задачи посвящена настоящая работа.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

При исследовании применялся структурный анализ используемых на практике, описанных в научной литературе и в патентной документации методов и средств для установки валов на технологическое оборудование. При разработке нового способа и патрона применялся синтез таких элементов, которые в совокупности образуют единое целое, отвечающее поставленной задаче и критерию оригинальности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве основы разработанного способа (рис. 1) принят способ установки заготовки на центрах токарного станка [6].

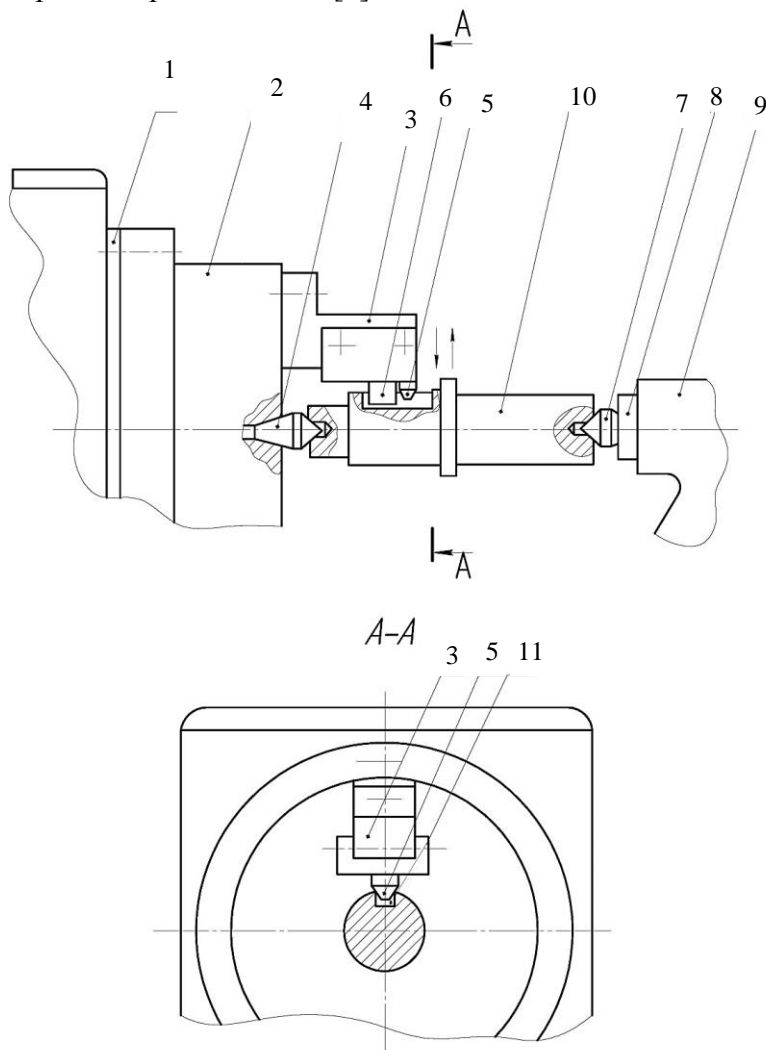


Рис. 1. Схема способа установки вала со шпоночным пазом на центрах станка

В разработанном способе на шпиндель 1 станка устанавливают механизированный патрон 2 с кулачком 3, передним упорным центром 4 и установленными на кулачке 3 фиксатором 5 и шпонкой 6. Устанавливают задний упорный центр 7 в пиноль 8 задней бабки 9 станка. Размещают вал 10 на упорных центрах 4 и 7 в положение, обеспечивающее его шпоночному пазу 11 возможность взаимодействия со шпонкой 6. Поворачивают вал 10 в центрах, добиваясь совмещения его шпоночного паза 11 с фиксатором 5. Затем заводят фиксатор 5 в шпоночный паз 11. Перемещают кулачок 3 в радиальном направлении на сближение с валом 10, при этом заводят шпонку 6 в шпоночный паз 11.

Поворот вала, установленного на центрах, позволяет совместить в радиальном направлении паз и фиксатор, а при последующем радиальном смещении фиксатора – зафиксировать угловое положение вала относительно кулачка. Использование патрона со шпонкой, размещенной на кулачке, а также радиальное перемещение кулачка позволяют завести шпонку в паз вала и образовать шпоночное сопряжение, через которое будет обеспечена передача крутящего момента без закрепления вала по наружной поверхности.

Для осуществления разработанного способа необходим механизированный патрон со шпонкой и фиксатором. При разработке такого патрона за основу были взяты патроны [8, 9]. Спроектированный патрон представлен на рис. 2.

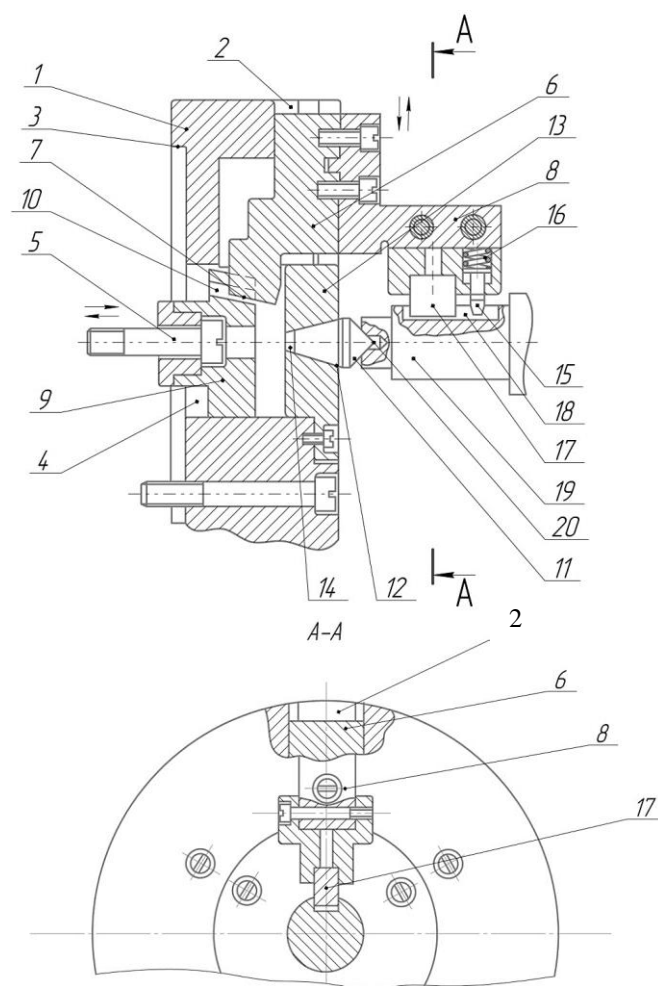


Рис. 2. Патрон кулачковый клиновой механизированный для установки вала со шпоночным пазом на центрах станка

Спроектированный патрон имеет следующее устройство. Он содержит корпус 1 с радиальным пазом 2, выполненным на его первом торце, с центрирующим пояском 3, выполненным на его втором торце, и центральным отверстием 4; шток 5, размещенный в центральном отверстии 4; ползун 6 с наклонным клиновым выступом 7 и кулачком 8; втулку 9 с наклонным клиновым пазом 10, сопряженным с наклонным клиновым выступом 7; упорный центр 11 с присоединительным конусом 12; фланец 13 с коническим отверстием 14; фиксатор в виде пальца 15, установленного на кулачке 8 с возможностью радиального перемещения относительно упомянутого кулачка от пружины 16; шпонку 17, закрепленную на кулачке 8. Ползун 6 размещен в радиальном пазу 2 с возможностью радиального движения кулачка 8. Фланец 13 установлен в центральном отверстии 4 и закреплен на первом торце корпуса 1 соосно с коническим отверстием 14 относительно центрирующего пояса 3. Упорный центр 11 сопряжен присоединительным конусом 12 с коническим отверстием 14. Втулка 9 закреплена на штоке 5 и сопряжена с центральным отверстием 4 с возможностью перемещения вдоль его оси. Шпонка 17 и палец 15 выполнены и расположены с возможностью сопряжения со шпоночным пазом 18 вала 19, установленного центровым отверстием 20 на упорном центре 11.

Патрон работает следующим образом. В корпусе 1 патрона, установленного центрирующим пояском 3 на шпиндель станка (на рис. 2 не показан), базируют вал 19 со шпоночным пазом 18 путем размещения его одним из своих центровых отверстий 20 на упорный центр 11, а другим – на задний центр, закрепленный в пиноли задней бабки (на рис. 2 не показаны). Поворачивают вал 19 на центрах станка, добиваясь совмещения его шпоночного паза 18 с пальцем 15. При этом палец 15 под действием пружины 16 заходит в упомянутый паз. От привода сообщают движение штоку 5. Это осевое движение через втулку 9 и сопряжение клинового паза 10 с клиновым выступом 7 преобразуется в радиальное перемещение ползуна 6 с кулачком 8 в радиальном пазу 2. При этом шпонка 17 заходит в шпоночный паз 18, не доходя до его дна, и сопрягается своими боковыми поверхностями с боковыми сторонами паза 18. Образованное таким способом сопряжение шпонки 17 с пазом 18 обеспечивает передачу вала 19 крутящего момента от шпинделя при последующей обработке без его закрепления патроном. Кроме того, такой вид передачи крутящего момента сокращает до одного количество кулачков, толкателей, ползунов и радиальных пазов в патроне, исключает из его конструкции направляющие шпонки и пазы для них, а также рычажную передачу между штоком и толкателем.

Таким образом, на основе всего вышеописанного обеспечиваются повышение качества вала и упрощение конструкции патрона.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ уровня техники в области имеющихся способов и средств технологического оснащения для установки валов на центрах металлорежущего оборудования позволил выявить достоинства и недостатки известных решений. Помимо этого, он показал, что устранение выявленных недостатков является актуальной задачей. В разработанном способе исключено закрепление вала за наружную цилиндрическую поверхность. Спроектированный патрон содержит шпонку, фиксатор и только один кулачек. В нем упрощена кинематическая цепь передачи движения от привода к кулачку. За счет сопряжения «шпонка – шпоночный паз вала» достигается передача крутящего момента от шпинделя к валу без его закрепления. Это позволяет повысить качество вала и упростить конструкцию патрона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технология машиностроения: учебное пособие для вузов: в 2 кн. Кн. 1: Основы технологии машиностроения // Э.Л. Жуков [и др.]; под ред. С.Л. Мурашкина. М.: Высшая школа. 2008. 278 с.
2. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. А. Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова М.: Машиностроение. Т. 1. 1986. 656 с.
3. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / А.М. Дальский [и др.]. М.: Машиностроение-1. 2003. Т. 1. 912 с.
4. Беспалов Б.Л., Глейзер Л.А., Колесов И.М. Технология машиностроения: учебное пособие для вузов. М.: Машиностроение. 1973. 448 с.
5. А. с. 591271 СССР. *Поводковый патрон* / Е.И. Каменецкий [и др.]. Заявл. 14.07.75. Опубл. 05.02.78. Бюл. № 5. URL: https://yandex.ru/patents/doc/SU591271A1_19780205 (дата обращения: 12.04.2024).
6. Архаров А.П., Митюшин С.С. Способ установки заготовки на центрах токарного станка // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2019. № 4 (4). С. 36–39.
7. Патент РФ 2693667. *Патрон клиновой механизированный* / Архаров А.П. Заявл. 15.02.2019. Опубл. 03.07.2019. Бюл. № 19. URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2693667C1_20190703 (дата обращения: 12.04.2024).
8. Архаров А.П. Патрон клиновой механизированный для установки заготовки на центрах токарного станка // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2020. № 1 (5). С. 21–26.
9. ГОСТ 24351-80. Патроны токарные самоцентрирующие трех- и двухкулачковые клиновые и рычажно-клиновые. М.: Издательство стандартов. 1988. 10 с.

Для цитирования: Архаров А.П. Установка вала со шпоночным пазом на центрах станка // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 39–44.

SHAFT WITH KEYWAY INSTALLATION ON THE CENTERS OF THE MACHINE

A.P. ARKHAROV, Cand. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: arharovanatoliy@yandex.ru

An analysis of known methods and technological means for shaft installation on the centers of metal-cutting machines is presented. The essence of the developed installation method is outlined, in which the transmission of torque from the spindle to the shaft is ensured without fixation the shaft. The device and operating principle of the designed jaw chuck are disclosed. Comparative analyzes of the designed method and the chucks with similar known solutions were carried out. The development originality and the achieved technical result are reflected.

Keywords: shaft, installation, keyway, method, thrust centers, jaw chuck, surface quality.

Поступила в редакцию/received: 12.05.2024; после рецензирования/revised: 27.05.2024;
принята/accepted: 30.05.2024

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ И ГОРНЫЕ НАУКИ

УДК 622.331.002.5

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ НА СДВОЕННЫЙ КОЛЕСНЫЙ ХОД ТОРФЯНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

А.Л. ЯБЛОНЕВ, д-р техн. наук, А.А. АЛЕКСЕЕВ, канд. техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: alvovich@mail.ru

© Яблонев А.Л., Алексеев А.А., 2024

Отмечено, что переход абсолютного большинства торфодобывающих компаний на использование тракторов и машин на пневмоколесном ходу обозначил ярко выраженную проблему проходимости техники по грунтам с пониженной несущей способностью. Одним из путей решения данной проблемы является сдваивание колес для увеличения как периметра, так и площади пятна контакта колеса с торфяной залежью. Подчеркнуто, что для обоснованного «доукомплектования» всех машин необходимо правильно рассчитать нагрузки на сдвоенный колесный ход. В настоящий момент такая методика носит весьма приблизительный и условный характер, подразумевая равенство нагрузок на оба колеса в блоке. Вместе с тем опыт эксплуатации пневмоколесной техники, особенно на дорогах с твердым покрытием, показывает, что внутренние колеса изнашиваются значительно быстрее наружных, и это свидетельствует о большей нагруженности внутренних колес. Представлена методика по ориентировочному расчету нагрузок на оба колеса в блоке, подтверждающая данный вывод.

Ключевые слова: торфяная залежь, пневматический колесный ход, сдвоенное колесо, изгибающий момент, нагрузки, эпюра, транспортная машина.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-45-55

ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение на торфодобывающих предприятиях России тракторов и машин на пневмоколесном ходу вместо традиционного гусеничного в последние 10–15 лет способствовало большей универсальности техники (из-за возможности выхода ее на дороги общего пользования), повышению скоростей поступательного движения и внедрению почвозащитных технологий [1–3]. Преобразилась и логистика транспортных операций [4, 5]. Тем не менее, если учесть тот факт, что именно при уборочно-транспортных операциях ходовые устройства машин и тракторов испытывают максимальные нагрузки [6, 7], обозначились новые проблемы, связанные с проходимостью техники по торфяным залежам, особенно нарушенной структуры [8–10]. Одним из путей решения этих проблем является сдваивание, а в некоторых случаях (при проведении ремонтно-подготовительных операций) и страивание колес (рис. 1) для получения большей площади пятна контакта и, соответственно, снижения удельного давления под колесами [11–13]. При подборе типоразмеров дополнительных колес и способа их установки следует отталкиваться от

нагрузки на колесо, во многом определяющей удельное давление. Допускаемое удельное давление для торфяной залежи P_d может быть найдено по известной формуле [6, 14]:

$$P_d = A_d + B_d \frac{\Pi}{S}, \quad (1)$$

где A_d и B_d – константы торфяной залежи, характеризующие сопротивления смятию и срезу соответственно и зависящие от ее состояния и вида работ; Π – периметр пятна контакта колеса с залежью; S – площадь пятна контакта колеса с залежью.



Рис. 1. Трактор на сдвоенных передних и строенных задних колесах в агрегате с шнековым профилировщиком поверхности картовых полей

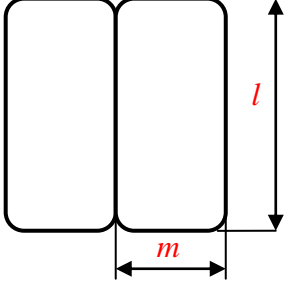
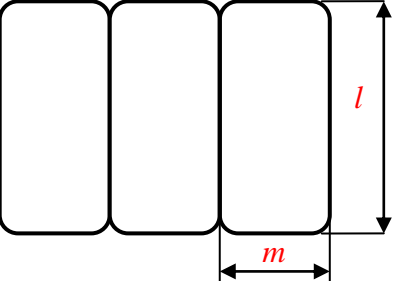
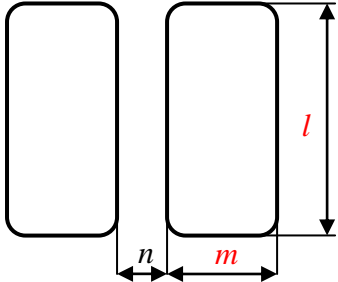
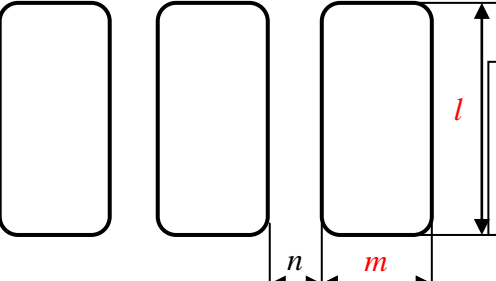
Формирование периметра и площади пятна контакта для сдвоенных и строенных неподвижно стоящих колес приведено в таблице.

Анализ содержания таблицы показывает, что при одинаковой площади отпечатка периметр пятна контакта, определяющий сопротивление торфяной залежи срезу, имеет значительно большие значения у разнесенных колес. Отсюда из формулы (1) следует, что допускаемое давление для разнесенных колес больше, чем для соединенных, а нагрузка на разнесенные колеса при прочих равных условиях для разнесенных колес возможна большая, чем для соединенных. Казалось бы, решение проблемы опорной проходимости найдено – устанавливать на машинах сдвоенные или строенные разнесенные колеса, тем более что на территории торфодобывающих предприятий практически отсутствуют ограничения по габаритной ширине техники. Однако практика их эксплуатации показала, что при любом сдваивании, а тем более страивании, намного ухудшаются управляемость и возможность маневрирования, особенно при разнесенной установке. Следовательно, для повышения проходимости при незначительном ухудшении управляемости расстояние n (таблица) между колесами следует выбирать минимальным, но достаточным для того, чтобы перемычка между отпечатками соседних колес не сминалась, а каждое колесо работало как самостоятельный штамп [15].

Данная задача относится к области механики грунтов, а одним из входных параметров в ней является нагрузка на каждое колесо в отдельности. Теория расчета торфяных и других горных и технологических машин не дает ответа на вопрос о том, как рассчитать эту нагрузку. Сдвоенное колесо рассматривается даже в теории автомобиля как состоящее из одинаковых равнонагруженных колес [16–18]. Данный широко

используемый в практике метод расчета нагрузок на сдвоенный колесный ход предполагает равенство нагрузок на внешние и внутренние колеса, а также рассмотрение балки с колесами как статически определимой системы. В то же время опыт эксплуатации сдвоенных колес показывает, что внутренние колеса изнашиваются интенсивнее, чем наружные, что свидетельствует об их большей нагруженности.

Формирование пятна контакта с залежью для сдвоенных и строенных колес

№ пп.	Форма отпечатка пятна контакта колес на торфяной залежи и тип установки колес	Формула для расчета периметра Π и площади S пятна контакта
1	 <div data-bbox="754 689 1034 831" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;"> Тип установки – сдвоенные соединенные </div>	$\Pi = 2(l + 2m);$ $S = 2ml$
2	 <div data-bbox="754 1003 1034 1144" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;"> Тип установки – строенные соединенные </div>	$\Pi = 2(l + 3m);$ $S = 3ml$
3	 <div data-bbox="754 1317 1034 1458" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;"> Тип установки – сдвоенные разнесенные </div>	$\Pi = 4(l + m);$ $S = 2ml$
4	 <div data-bbox="786 1597 1034 1771" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;"> Тип установки – строенные разнесенные </div>	$\Pi = 6(l + m);$ $S = 3ml$

Примечание. l – длина отпечатка; m – ширина отпечатка; n – расстояние между отпечатками.

Известный вероятностный метод расчета хоть и дает возможность определить нагрузки на внутренние и внешние колеса [19], однако не учитывает первопричину появления разных нагрузок – деформацию несущей балки [20], причем с ростом расстояния между внутренним и внешним колесом погрешность метода значительно увеличивается.

Работы по обоснованию применимости пневмоколесного хода в условиях торфодобывающих предприятий проводились в Тверском государственном техническом университете в 2008–2017 гг. [7, 8, 12, 21, 22], но обозначенный выше спектр вопросов остался за границей исследования. Таким образом, разработка методики расчета нагрузки на внутренние и внешние колеса торфяных машин является актуальной задачей и составляет цель данной статьи.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Рассмотрим схему приложения известной нагрузки ($Q/2$) 1 от кузова и груза транспортного средства на несущую балку и колеса через грузовые (в том числе рессорные) площадки (рис. 2). В схеме эквивалентной балки 2 заменим колеса на опоры. Плечи в левой и правой частях балки равны: $a = d$; $b = c$, поэтому данную балку можно считать предположительно симметрично нагруженной, т.е. $R_A = R_D$, $R_B = R_C$. Схема эквивалентной балки с нагрузкой 3 также представлена на рис. 2, причем очевидно, что $X_A = 0$.

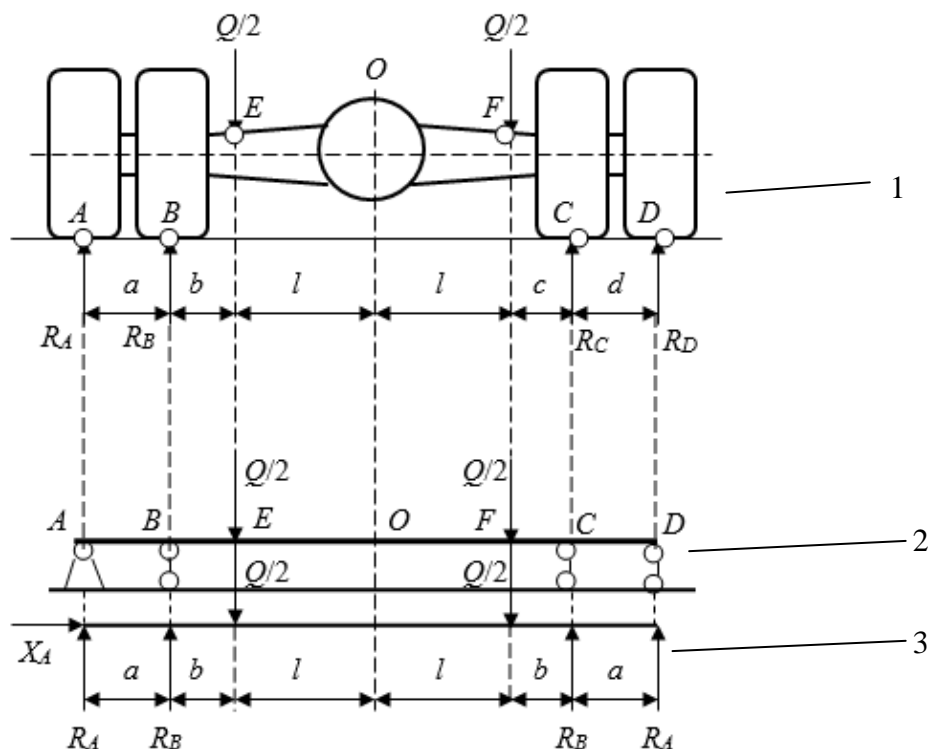


Рис. 2. Расчетная схема, определяющая рассматриваемую систему как статически неопределимую: 1 – нагрузки на колеса; 2 – эквивалентной балки; 3 – эквивалентной балки с нагрузкой

Составим уравнение моментов относительно точки A :

$$\sum m_A = R_B a - \frac{Q}{2}(a + b) - \frac{Q}{2}(a + b + 2l) + R_B(a + 2b + 2l) + R_A(2a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_B(2a + 2b + 2l) - \frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l) + R_A(2a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_B = \frac{\frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l) - R_A(2a + 2b + 2l)}{(2a + 2b + 2l)} = \frac{Q}{2} - R_A. \quad (2)$$

А теперь составим уравнение проекций всех действующих сил на вертикальную ось:

$$\sum(F)_Y = 2R_A + 2R_B - 2\frac{Q}{2} = 0;$$

$$2\left(R_A + R_B - \frac{Q}{2}\right) = 0;$$

$$R_B = \frac{Q}{2} - R_A. \quad (3)$$

Мы видим, что полученные разными приемами уравнения (2) и (3) однотипны, что подтверждает их правильность и доказывает симметричное нагружение балки. Кроме того, видно, что реакции R_A и R_B полностью уравновешивают нагрузку $Q/2$ с каждой стороны балки. Однако с помощью данных двух уравнений невозможно определить реакции R_A и R_B , поскольку система является статически неопределимой.

Представим себе, что расчетная схема упрощена и что вместо двух сдвоенных колес с одной стороны установлено одно внешнее, а с другой – одно внутреннее колесо. Тогда эквивалентная балка с нагрузкой будет выглядеть так, как показано на рис. 3.

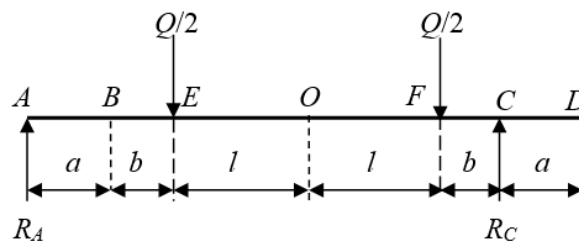


Рис. 3. Расчетная схема эквивалентной балки с нагрузкой при одном внешнем и одном внутреннем колесе

Составим уравнения моментов относительно точек A и C:

$$\sum m_A = -\frac{Q}{2}(a + b) - \frac{Q}{2}(a + b + 2l) + R_C(a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_C = \frac{\frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l)}{(a + 2b + 2l)}; \quad (4)$$

$$\sum m_C = \frac{Q}{2}b + \frac{Q}{2}(b + 2l) - R_A(a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_A = \frac{\frac{Q}{2}(2b + 2l)}{(a + 2b + 2l)}. \quad (5)$$

Уравнения реакций (4), (5) для внутреннего R_C и внешнего R_A колес доказывают, что даже теоретическая нагрузка на внутреннее колесо больше, чем на наружное, что, собственно, хорошо согласуется с опытом эксплуатации сдвоенных колес, особенно на дорогах с твердым покрытием.

Определим нагрузки на внутреннее и внешнее колесо с позиции рассмотрения несущей балки как статически неопределимой системы с использованием метода сил [23].

Исходная расчетная схема представлена на рис. 4. Так как она является симметричной по геометрии и нагрузкам, то в эквивалентной системе метода сил рассмотрим ее левую половину с действующим по оси симметрии внутренним изгибающим моментом X_1 , заменив колеса упругоподатливыми опорами (схему 1 на рис. 5). Для оценки податливости опор λ принято выражение

$$\lambda = \frac{kl^3}{EI},$$

где k – эмпирический коэффициент, определяющий величину податливости опор при сравнении с изгибной жесткостью балки EI .

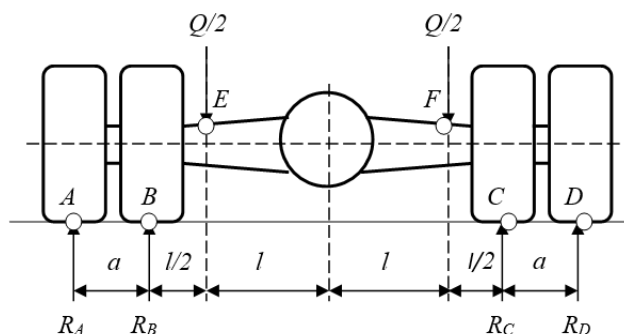


Рис. 4. Начальная расчетная схема действующих нагрузок на сдвоенный колесный ход для метода сил

Рассмотрим единичное состояние при действии только единичного момента $X_1 = 1$ (состояние балки 2 на рис. 5) и построим единичную эпюру изгибающих моментов (эпюру 3 на рис. 5). Проанализируем грузовое состояние балки 4 и построим эпюру изгибающих моментов от действия только внешней нагрузки 6. Каноническое уравнение метода сил будет иметь вид

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0,$$

где δ_{11} – коэффициент канонического уравнения; Δ_{1p} – свободный член канонического уравнения.

Исходя из расчетных схем и построенных эпюр, определим коэффициент и свободный член канонического уравнения:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \cdot \frac{3}{2} l \cdot 1 \right) + \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{a} \cdot \frac{kl^3}{EI} \cdot 2 = \frac{1}{EI} \left(\frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2} \right); \\ \Delta_{1p} &= \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot \frac{l}{2} \cdot 1 \right) - \frac{1}{a} \cdot \frac{Ql}{4a} \cdot \frac{kl^3}{EI} - \frac{1}{a} \cdot \frac{Q}{2} \left(1 + \frac{l}{2a} \right) \frac{kl^3}{EI} = \\ &= -\frac{Q}{EI} \left(\frac{la}{12} + \frac{l^2}{16} + \frac{kl^4}{4a^2} + \frac{kl^3}{2a} \left(1 + \frac{l}{2a} \right) \right). \end{aligned}$$

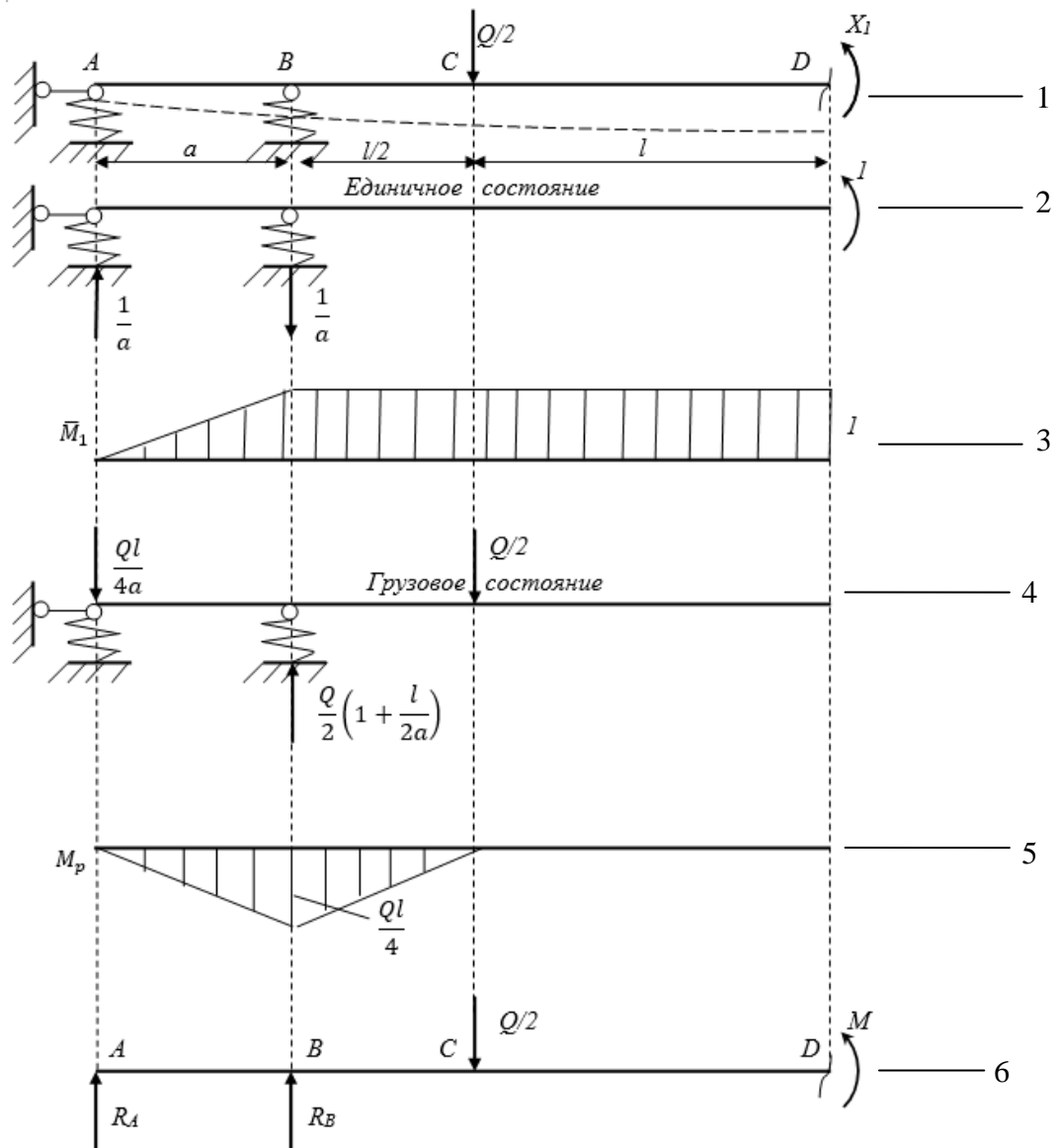


Рис. 5. Расчетные схемы и эпюры для определения нагрузок на внутреннее и внешнее колесо сдвоенного пневмоколесного хода методом сил:

- 1 – расчетная схема балки с упругоподатливыми опорами вместо колес;
- 2 – единичное состояние балки при действии только единичного момента X_1 ;
- 3 – единичная эпюра изгибающих моментов;
- 4 – грузовое состояние балки;
- 5 – эпюра изгибающих моментов от действия только внешней нагрузки;
- 6 – окончательная расчетная схема балки

Таким образом, неизвестный внутренний изгибающий момент, приложенный в середине пролета балки, рассчитываем следующим образом:

$$X_1 = M = -\frac{\Delta_{1p}}{\delta_{11}} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\left(\frac{la}{6} + \frac{l^2}{8} + \frac{kl^4}{2a^2} + \frac{kl^3}{a} \left(1 + \frac{l}{2a}\right)\right)}{\left(\frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2}\right)}$$

Для нахождения реакций R_A и R_B рассмотрим окончательную расчетную схему (см. 6 на рис. 5) и составим для нее уравнение равновесия:

$$\sum m_A = R_B \cdot a - \frac{Q}{2} \left(a + \frac{l}{2} \right) + M = 0,$$

откуда

$$R_B = \frac{Q}{2a} \left(a + \frac{l}{2} \right) - \frac{M}{a}; \quad (6)$$

$$\sum m_B = -R_A \cdot a - \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2} + M = 0,$$

из которого

$$R_A = \frac{M}{a} - \frac{Ql}{4a}. \quad (7)$$

Выражения (6), (7) также подтверждают, что $R_A < R_B$, а проведенный расчет для условий $l = 0,8$ м; $a = 0,5$ м; $Q = 10$ кН; $k = 20$ показал, что $\lambda = \frac{10,24}{EI}$; $M = 3,205$ кН·м; $R_A = 2,41$ кН; $R_B = 2,59$ кН, причем, как и предполагалось, $R_A + R_B = Q/2$. Дополнительно проведенная деформационная проверка продемонстрировала правильность решения задачи и полученных выражений для реакций.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Таким образом, с использованием метода сил при рассмотрении балки со сдвоенными колесами как симметрично нагруженной статически неопределимой системы были получены аналитические выражения для расчета нагрузки на внутреннее и внешнее колеса. На рис. 6 представлены диаграммы зависимости реакций R_A и R_B от коэффициента k для рассмотренных ранее условий ($l = 0,8$ м; $a = 0,5$ м; $Q = 10$ кН).

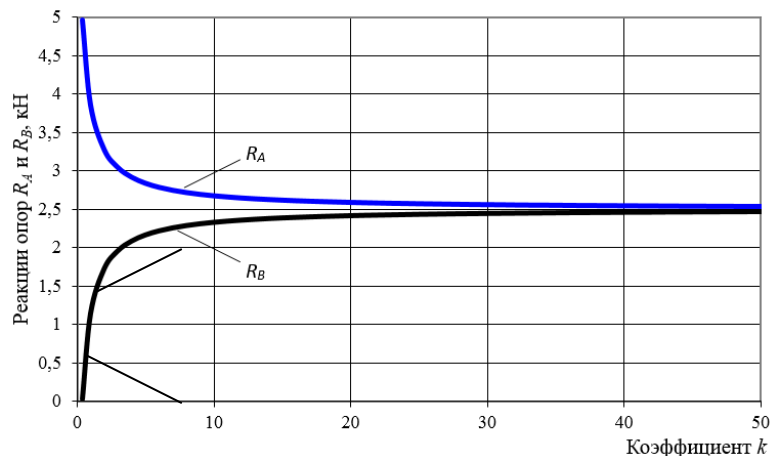


Рис. 6. Диаграммы зависимости реакций R_A и R_B от коэффициента k

Из рис. 6 видно, что с ростом k реакции стремятся к одинаковому значению, равному 2,5 кН. Этот результат соответствует случаю абсолютно жесткой балки, т.е. случаю, когда деформацией балки по сравнению с деформацией упругоподатливых опор можно пренебречь. При $k < 20$ значения реакций заметно различаются, а при $k < 0,4$ (когда опоры практически не деформируются) значение реакции R_A становится отрицательным, а следовательно, направленным вниз, что не подходит для поставленной задачи расчета пневмоколесного хода.

Таким образом, единственным фактором, от которого во многом зависит деформация балки и который подлежит экспериментальному определению для данной

методики, является эмпирический коэффициент податливости опор k , так как без него невозможно (даже приблизительно) рассчитать искомые реакции опор. При использовании этого коэффициента в дальнейшем планируется учесть в расчетах совместную деформацию колеса и осадку грунтового основания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенного исследования было теоретически доказано, что несущая балка со сдвоенными колесами является симметрично нагруженной статически неопределимой системой, причем внутренние колеса всегда нагружены сильнее, чем внешние. Причина этого кроется в деформации балки и различной совместной деформации пневматических колес и грунта для внутренних и внешних колес. С использованием метода сил была разработана методика расчета нагрузок на внутренние и внешние колеса сдвоенного пневмоколесного хода и показано, что единственным фактором, который подлежит дополнительному определению для данной методики, выступает коэффициент податливости опор k , учитывающий совместное деформирование упругих пневматических колес и грунтового основания. В ранее проведенном исследовании [24] данный вопрос не рассматривался.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мисников О.С., Копенкина Л.В. Возникновение торфяного дела в России // *Горный журнал*. 2020. № 2. С. 95–99.
2. Framing the Peat: The Political ecology of finnish mire policies and law / O. Ratamäki [et al.] // *Mires and Peat*. 2019. V. 24 (17). P. 1–12.
3. Kozulin A., Tanovitskaya N., Minchenko N. Developing a national strategy for the conservation and sustainable use of peatlands in the Republic of Belarus // *Mires and Peat*. 2018. V. 21. № 5. P. 1–17.
4. Sirén M., Ala-Ilomäki J., Lindeman H. Soil disturbance by cut-to-length machinery on midgrained soils // *Silva Fennica*. 2019. V. 53. P. 1–24.
5. Jones M., Arp P. Soil trafficability forecasting // *Open Journal of Forestry*. 2019. V. 9. P. 296–322.
6. Михайлов А.В., Казаков Ю.А. Методология оценки многократной проходимости горнотранспортного агрегата по слабым грунтам // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал)*. 2022. № 8. С. 95–110.
7. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Обоснование параметров пневмоколесного хода пассивных прицепных машин для транспортирования фрезерного торфа // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2015. № 7. С. 174–177.
8. Яблонев А.Л. Определение силы сопротивления передвижению пневматического колесного хода по неуплотненной торфяной залежи нарушенной структуры // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2010. № 9. С. 41–44.
9. A potential application of in-pit crushing-conveying and dewatering system in peat mining / A.V. Mikhailov [et al.] // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2019. № 378. P. 86–90.
10. Телого А.В., Михайлов А.В., Большунов А.В. Обоснование проходимости транспортно-тракторного агрегата при разработке органомогенного сырья // *Записки горного института*. 2014. Т. 209. С. 87–90.
11. Окунев Г.А., Кузнецов Н.А., Андрианов А.В. Техничко-экономические показатели использования трактора ХТЗ-150К-09 на одинарных и сдвоенных шинах // *Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии*. 2013. Т. 66. С. 58–67.

12. Яблонев А.Л. Эффективное применение сдвоенного пневматического колесного хода на торфяной залежи нарушенной структуры // *Горное оборудование и электромеханика*. 2011. № 5. С. 54–56.
13. Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Меликов И.М. Эффективность сдвоявания колес тракторов тягового класса 5 // *Вестник аграрной науки Дона*. 2021. № 1 (53). С. 4–12.
14. Справочник по торфу / под ред. А.В. Лазарева. М.: Недра, 1982. 760 с.
15. Яблонев А.Л., Скориков А.Ю. Деформирование торфяной залежи штампами и ходовыми устройствами машин в свете общей теории механики грунтов // *Труды Инсторфа*. 2015. № 12 (65). С. 33–40.
16. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз [и др.]. М.: Транспорт. 1976. 238 с.
17. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. А.И. Аксенова. М.: Машиностроение. 1982. 284 с.
18. Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. 2-е изд., стер. М.: Академия. 2008. 480 с.
19. Абдулгасис А.У. Вероятностный метод определения реакции дороги на шины сдвоенных колес автомобилей // *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета*. 2009. № 20. С. 5–9.
20. Абдулгасис А.У., Абдулгасис У.А. Диагностирование балки ведущего моста грузового автомобиля малой и особо малой грузоподъемности на наличие прогиба // *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета*. 2023. № 2 (80). С. 200–202.
21. Мисников О.С., Копенкина Л.В., Зюзин Б.Ф. Научные школы Московского торфяного института и их развитие в Тверском государственном техническом университете // *Горный журнал*. 2022. № 5. С. 9–22.
22. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Расчет сдвоенного приводного пневмоколесного прицепа для перевозки фрезерного торфа // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2014. № 6. С. 154–157.
23. Степин П.А. Соппротивление материалов. М.: Высшая школа. 8-е изд. 1988. 367 с.
24. Яблонев А.Л. Пневматический колесный ход и особенности его взаимодействия с торфяной залежью: монография. Тверь: ТвГТУ, 2011. 168 с.

Для цитирования: Яблонев А.Л., Алексеев А.А. Методика определения нагрузки на сдвоенный колесный ход торфяных транспортных и технологических машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 45–55.

METHOD FOR DETERMINING THE LOAD ON DOUBLE WHEEL TRAVEL OF PEAT TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

A.L. YABLONEV, Dr. Sc., A.A. ALEKSEEV, Cand. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: alvovich@mail.ru

It is noted that the transition of the absolute majority of peat mining companies to the use of tractors and machines on pneumatic wheels has identified a pronounced problem of passability of equipment on soils with reduced bearing capacity. One of the ways to solve this problem is to double wheels to increase both the perimeter and the area of the wheel contact with the peat deposit. It is emphasized that for a reasonable «retrofitting» of all machines it is

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

necessary to correctly calculate the loads on the twin wheel arrangement. At the moment such methodology is very approximate and conditional, implying equality of loads on both wheels in the block. At the same time the experience of pneumatic wheeled vehicles operation, especially on paved roads, shows that inner wheels wear out much faster than outer wheels, and this indicates greater loading of inner wheels. The methodology for approximate calculation of loads on both wheels in the block confirming this conclusion is presented.

Keywords: peat deposit, pneumatic wheel travel, double wheel, bending moment, loads, diagram, transport vehicle.

Поступила в редакцию/received: 17.02.2024; после рецензирования/revised: 22.02.2024;
принята/accepted: 27.02.2024

УДК 622.232.72

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ СТРУКТУРЫ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ДЛЯ ВЫЕМКИ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ

О.Е. ШАБАЕВ, д-р. техн. наук, Е.Ю. СТЕПАНЕНКО, канд. техн. наук,
П.П. ЗИНЧЕНКО, канд. техн. наук

Донецкий национальный технический университет,
283001, Донецк, ул. Артема, 58, e-mail: pawel.zin4encko@yandex.ru

© Шабаев О.Е., Степаненко Е.Ю., Зинченко П.П., 2024

Раскрыта физика процесса погрузки горной массы, отделенной шнековыми исполнительными органами малого диаметра. Установлены регрессионные зависимости экспоненциального вида мощности, удельных энергозатрат погрузки как функции ширины захвата шнека и скорости перемещения машины. На основе выполненных экспериментальных и теоретических исследований разработаны методика и математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов под заданные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации. Отмечено, что рациональные значения геометрических и режимных параметров и структуры комбайна обеспечат рост технической производительности в 1,1...2,1 раза и снижение мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

Ключевые слова: очистной комбайн, тонкие пологие пласты, шнек малого диаметра, ширина захвата шнека, погрузочная способность, циркуляция угля, оптимизация, эффективность работы.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-55-66

ВВЕДЕНИЕ

Угольная промышленность является основной сырьевой и энергетической базой для всех отраслей народного хозяйства Донецкого региона, а каменный уголь – единственным стратегическим энергоносителем, имеющим большие запасы. По данным Донецкого научно-исследовательского угольного института, запасы каменного угля Донбасса составляют 6,84 млрд т, из которых порядка 83 % сосредоточено в пологих пластах мощностью 0,55...1,2 м [1]. Из разведанных 1 092 пологих

шахтопластов 965 – наиболее приспособленные к комбайновой выемке, а остальные (127) могут выниматься с использованием струговых установок [1].

Для добычи угля в шахтах Донбасса применяют современные узкозахватные очистные комбайны со шнековыми исполнительными органами (УКД400, УКД200-500) и с вертикальными барабанами (КА200, КБТ200), входящие в состав механизированных комплексов. Наибольшее распространение среди исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов нашли шнековые органы, что обусловлено рядом преимуществ. Вместе с тем недостаточная погрузочная способность шнеков малого диаметра ограничивает рабочую скорость перемещения комбайнов и, как следствие, снижает производительность комплекса, увеличивает энергоемкость процессов разрушения и погрузки горной массы [2, 3]. Таким образом, одним из основных направлений повышения технического уровня очистных комбайнов для тонких пологих пластов является повышение погрузочной способности шнековых исполнительных органов, что требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В основу первых представлений о функционировании шнековых исполнительных органов как погрузочных устройств была положена теория винтовых конвейеров [4–11]. Однако проведенные на кафедре «Горные машины» стендовые экспериментальные исследования процесса погрузки горной массы шнеками малых диаметров показали, что значения погрузочной способности исполнительных органов, полученные экспериментально и с использованием модели винтового конвейера, различаются между собой в 2...4 раза [2]. Причиной столь значительной разницы является отличие физической картины процесса погрузки разрушенной горной массы шнеками малых диаметров от физической картины функционирования винтового конвейера.

На основе комплекса проведенных стендовых экспериментальных исследований учеными кафедры «Горные машины» была разработана теория погрузки, учитывающая характер заполнения шнека малого диаметра, формирование окна выгрузки и объемное напряженное состояние горной массы [2, 3, 12]. На базе разработанной теории развиты и созданы новые методы расчета и выбора параметров шнеков малого диаметра [2]. Вместе с тем не установлены закономерности комплексного влияния структуры, конструктивных и режимных параметров подсистемы погрузки комбайна со шнековым исполнительным органом малого диаметра на эффективность его работы в конкретных условиях эксплуатации.

Цель исследований заключается в повышении эффективности работы очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами в условиях тонких пологих пластов на основе оптимизации структуры, конструктивных и режимных параметров при учете закономерностей их влияния на производительность и энергоемкость.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Установление закономерности влияния ширины захвата шнека на энергоемкость процесса погрузки. В качестве объектов исследований выбраны очистные комбайны нового технического уровня, эксплуатируемые в представительных условиях: УКД400 (шахта «Красный партизан», 77-я западная лава пласта k_5 «Должанский»); УКД200-500 (шахта «Терновская» 524-й лавы пласта C_5^B) [13]. Исполнительные органы исследуемых очистных комбайнов УКД400 и УКД200-500 отличались шириной захвата 0,7 и 0,8 м соответственно. В ходе

проведения шахтных экспериментов осуществлялась фиксация действующих фазных токов электродвигателей приводов опережающего и отстающего исполнительного органа, а также значений скорости перемещения очистного комбайна. Схема установки измерительных приборов в бортовую сеть изучаемых очистных комбайнов показана на рис. 1.

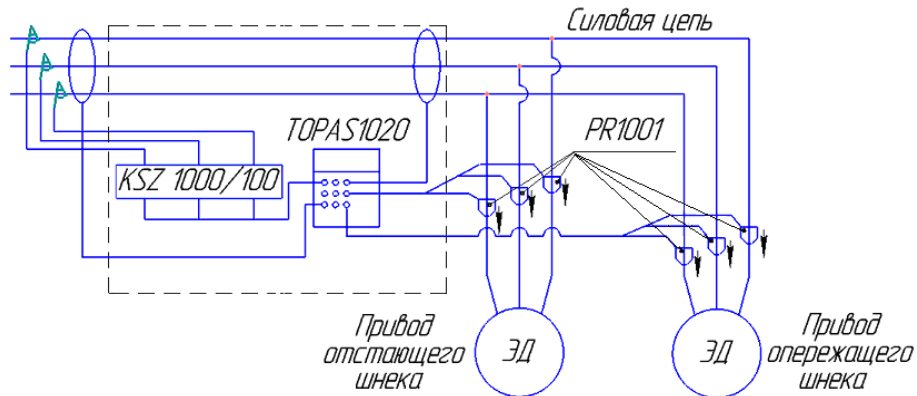


Рис. 1. Схема установки измерительных приборов в бортовую сеть исследуемых комбайнов: ЭД – электродвигатель

Для анализа полученных в результате шахтных экспериментов массивов данных была разработана методика их обработки [13]. Она позволяет находить значения мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы современными очистными комбайнами с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа на основе значений действующих в процессе выемки угля токов электродвигателей приводов шнековых исполнительных органов.

На основе разработанной методики и регрессионного анализа получены зависимости для определения мощности $P_{\text{пог}}$ и удельных энергозатрат $W_{\text{пог}}$ рабочего процесса погрузки отделенной горной массы как функции ширины захвата шнека B_3 и скорости перемещения комбайна $V_{\text{п}}$ (рис. 2).

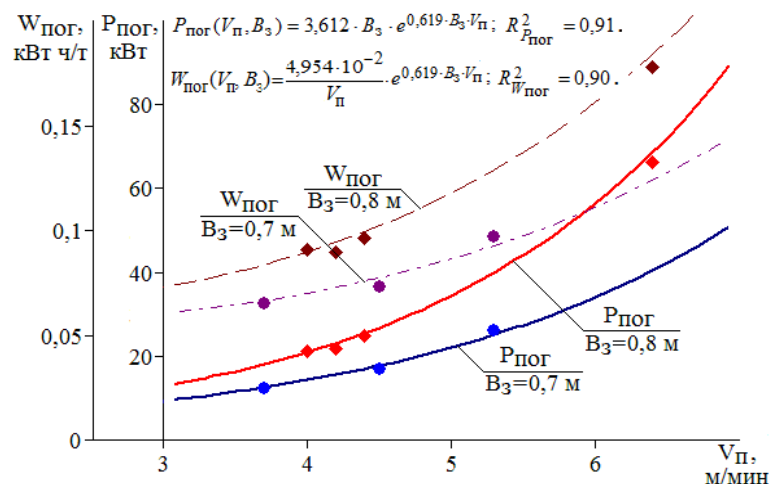


Рис. 2. Энергоемкость рабочего процесса погрузки с учетом ширины захвата шнека как функция скорости перемещения комбайна

Анализ приведенных на рис. 2 зависимостей показывает, что мощность и удельные энергозатраты процесса погрузки с увеличением ширины захвата исполни-

тельного органа экспоненциально возрастают с повышением скорости перемещения комбайна. Так, при работе очистного комбайна со скоростью перемещения $V_{\Pi} = 4$ м/мин увеличение ширины захвата шнека с 0,7 до 0,8 м приводит к росту мощности в 1,5 раза и удельных энергозатрат погрузки в 1,3 раза. Дальнейшее ускорение перемещения до $V_{\Pi} = 6$ м/мин вызывает значительный рост мощности (в 1,7 раза) и удельных энергозатрат погрузки в 1,5 раза. Этот рост обусловлен процессом циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве исполнительного органа. При этом чем больше ширина захвата шнека, тем раньше наступает и интенсивнее протекает увеличение мощности и удельных энергозатрат погрузки.

Физическая картина процесса погрузки разрушенной горной массы шнеками малых диаметров. Для установления закономерностей влияния структуры, конструктивных и режимных параметров очистного комбайна на показатели эффективности его работы была разработана комплексная математическая модель процессов разрушения и погрузки горной массы, учитывающая особенности рабочего процесса погрузки шнеком малого диаметра. Отличие разработанной модели от ранее созданных заключается в учете формирования потоков погруженной и переброшенной выгружающей лопастью, циркулирующей в рабочем объеме опережающего исполнительного органа и остатка горной массы на почве пласта.

Адекватность разработанной комплексной математической модели оценивалась путем сравнения интегральных показателей, отражающих эффективность рабочего процесса погрузки горной массы, а именно мощности погрузки, объема выгруженной, переброшенной выгружающей лопастью и циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека. Расхождения не превышали 20 % [14].

Установление закономерностей влияния структуры, конструктивных и режимных параметров очистного комбайна на показатели эффективности его работы. Исследования проводились на основе вычислительного эксперимента с учетом средней мощности пласта $\bar{N}_{\text{пл}}$, сопротивляемости угля резанию и степени его хрупкости, диаметра $D_{\text{ио}}$ и ширины захвата шнека, скорости подачи комбайна и наличия дополнительных погрузочных устройств (погрузочного щитка с зазорами, зачистного лемеха или полноразмерного погрузочного щитка). Анализ эффективности работы очистного комбайна осуществлялся по производительности разрушения V_{T} и погрузки $V_{\text{в}}$, перебросу выгружающей лопастью $V_{\text{пер}}$ циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека $V_{\text{цир}}$; мощности на разрушение и погрузку горной массы исполнительными органами $P_{\text{ио}}$; удельным энергозатратам разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном $W_{\text{ок}}$.

На основе результатов имитационного моделирования (рис. 3) установлены характерные для очистных комбайнов со шнеками малых диаметров три диапазона скоростей перемещения, отличающихся физической картиной процесса погрузки.

Первый диапазон – тот, на котором производительность очистного комбайна не ограничивается погрузочной способностью шнека. На почве пласта при этом остается не превышающий вылета резца слой непогруженной горной массы. При работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами непогруженная горная масса $V_{\text{ост}}$ частично заполняет зазоры между погрузочным щитком и горным массивом. В случае использования зачистных лемехов или полноразмерных погрузочных щитков непогруженная горная масса полностью заполняет зазоры и подается в рабочее пространство шнека в циркулирующем виде. При этом циркулирующая горная масса в рассматриваемом диапазоне выгружается из рабочего объема исполнительного органа без ее накопления. Отношение мощности процесса погрузки $P_{\text{пог}}$ к мощности процесса разрушения не превышает 9...39 % (в зависимости от свойств разрушаемого массива).

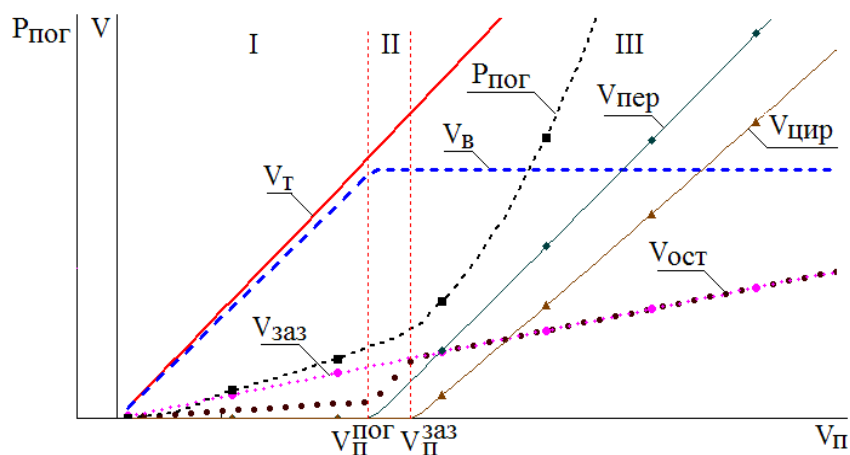


Рис. 3. Графическое представление процесса погрузки:
 $V_{\Pi}^{\text{пог}}$ и $V_{\Pi}^{\text{заз}}$ – скорости перемещения, соответствующие границам
первого и второго диапазона соответственно

Во втором диапазоне производительность комбайна также не ограничивается погрузочной способностью его исполнительного органа, однако объем непогруженной горной массы полностью заполняет зазоры между вынесенным в уступ забоя корпусом очистного комбайна и горным массивом. Скорость перемещения, соответствующая границе второго диапазона, определяется по выражению

$$V_{\Pi}^{\text{заз}} = V_{\text{в}} \cdot (D_{\text{ио}} \cdot B_3 \cdot \gamma - S_{\text{заз}})^{-1}, \quad (1)$$

где γ – коэффициент разрыхления отделенной горной массы; $S_{\text{заз}}$ – площадь зазоров дополнительного погрузочного устройства.

При оснащении комбайна зачистными лемехами или полноразмерными погрузочными щитками выделенный диапазон отсутствует, что приводит к снижению максимальной скорости перемещения в зависимости от $D_{\text{ио}}$ и B_3 в 1,1...1,3 раза [15]. Отношение мощности процесса погрузки к мощности процесса разрушения находится в пределах 10...44 %.

В третьем диапазоне процесс погрузки сопровождается накоплением циркулирующей горной массы и интенсивным возрастанием напряженного состояния транспортируемой массы в рабочем пространстве исполнительного органа, следствием чего являются значительное дополнительное переизмельчение и экспоненциальное увеличение мощности погрузки как функция скорости перемещения комбайна. Отношение мощности процесса погрузки к мощности процесса разрушения составляет 27...82 %.

Работа очистного комбайна с постоянной скоростью перемещения в режиме циркуляции приводит к заштыбовке опережающего исполнительного органа, что обуславливает необходимость остановки очистного комбайна для ее ликвидации и, как следствие, влечет за собой дополнительные затраты времени на технологические перерывы. Тогда зависимость для определения технической производительности комбайна будет выглядеть следующим образом:

$$Q_{\text{тех}} = \begin{cases} \frac{60 \cdot \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot \rho \cdot k_{\text{тех}}}{t_{\text{разг}} + t_{\text{раб}} + t_{\text{разш}}} \cdot \left[\int_0^{t_{\text{разг}}} V_{\text{п}}^{\text{разг}}(t) dt + V_{\text{п}} \cdot t_{\text{раб}} \right] & \text{при } V_{\text{п}} > V_{\text{п}}^{\text{заз}}, \\ \text{иначе } 60 \cdot \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}} \cdot \rho \cdot k_{\text{тех}} & \end{cases} \quad (2)$$

где $V_{\text{п}}^{\text{разг}}$ – функция скорости перемещения комбайна при разгоне; $k_{\text{тех}}$ – коэффициент технического совершенства машины; ρ – плотность отделенной горной массы; $t_{\text{разг}}$, $t_{\text{раб}}$, $t_{\text{разш}}$ – время разгона очистного комбайна, работы до заштыбовки и на разштыбовку опережающего шнека соответственно.

На рис. 4 представлен график зависимости технической производительности очистного комбайна от скорости перемещения для ширины захвата исполнительного органа, изменяющейся в пределах от 0,9 до 0,5 м. Использовался шнек диаметром 0,8 м.

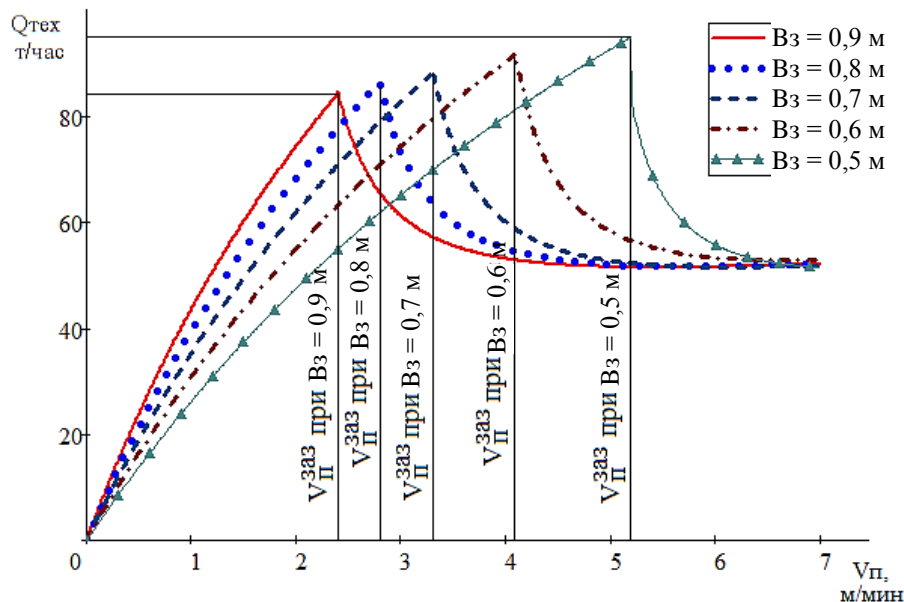


Рис. 4. Графики зависимости технической производительности очистного комбайна $Q_{\text{тех}}$ от скорости перемещения для различных значений ширины захвата

Анализ результатов моделирования показал, что работа комбайна со скоростями перемещения $V_{\text{п}} > V_{\text{п}}^{\text{заз}}$ обуславливает снижение технической производительности в 1,5...1,7 раза по сравнению с режимами работы, не приводящими к циркуляции. При этом максимальное значение $Q_{\text{тех}}$ достигается при минимальном значении $B_з$.

Для выбора рациональной структуры, конструктивных и режимных параметров очистного комбайна, обеспечивающих наибольшую техническую производительность при заданной мощности электродвигателя привода исполнительного органа $P_{\text{ио}}^{\text{уст}}$ (см. штрихпунктирную линию) или минимальной мощности на разрушение и погрузку горной массы при требуемом значении технической производительности $Q_{\text{тех}}^{\text{рф}}$ (см. штриховую линию), а также при ограничении скорости подачи (например, по скорости

перемещения оператора в забое $V_{\Pi}^{\text{чел}}$ (см. сплошную линию)), была разработана номограмма (рис. 5) [16].

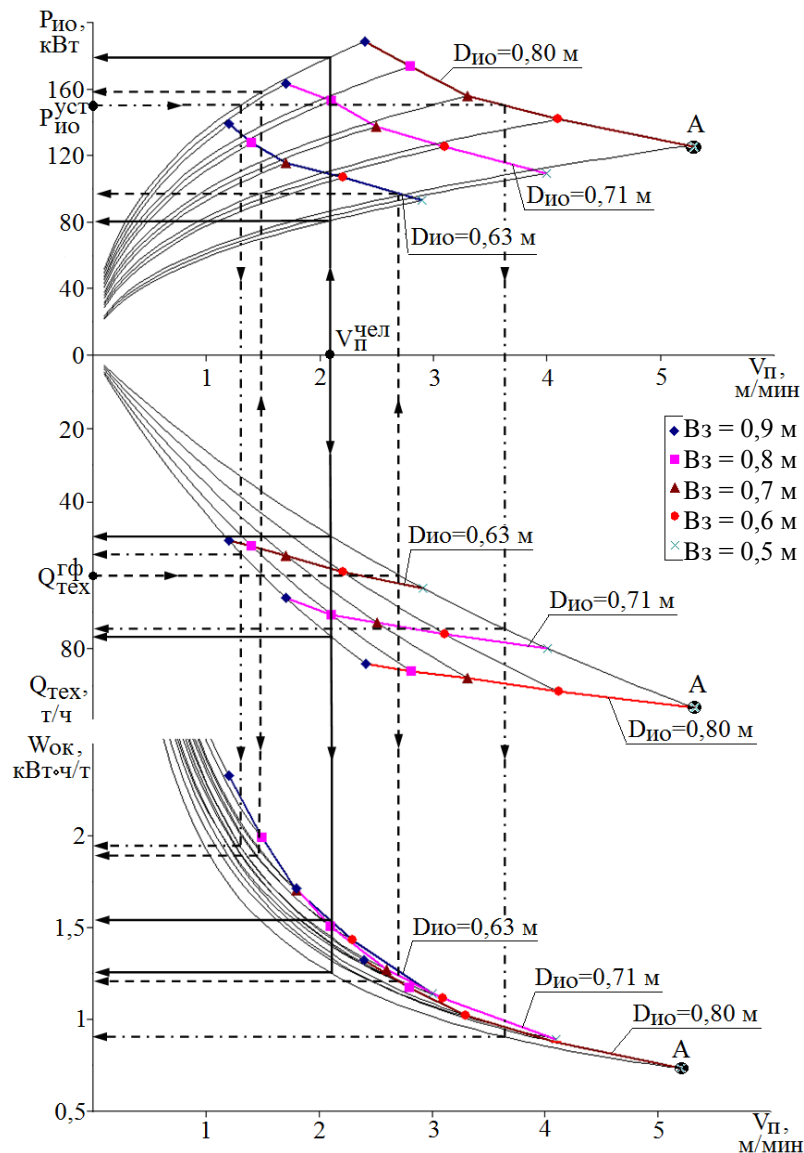


Рис. 5. Номограмма выбора рационального диаметра и ширины захвата шнека

Установлено, что максимальная техническая производительность при минимальной мощности и удельных энергозатратах разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном достигается при его работе с предельной скоростью перемещения до начала циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве исполнительного органа диаметром, близким к средней мощности пласта, и с наименьшей из рассматриваемого ряда шириной захвата (в точке А).

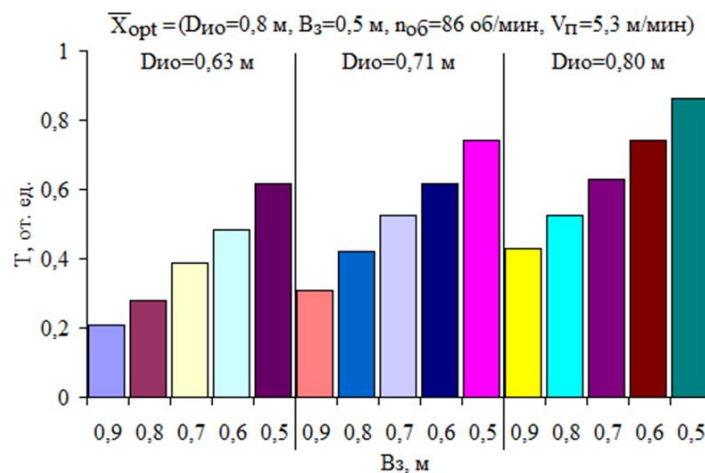
Оптимизация структуры, конструктивных и режимных параметров подсистемы погрузки горной массы. Выбор рациональных геометрических и режимных параметров очистного комбайна, обеспечивающих наибольшую эффективность его работы, является многокритериальной задачей, решение которой противоречиво ввиду значительного количества ограничивающих факторов,

требующих разработки соответствующей математической модели оптимизации [17]. Задача оптимизации решалась методом свертывания частных критериев ($Q_{\text{тех}}$, $P_{\text{ио}}$, $W_{\text{ок}}$) в комплексный критерий качества. Математическая модель оптимизации может быть представлена в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Найти } \bar{X}_n^{\text{opt}} \ (n=1, N_n) \ \text{при которых: } T \rightarrow \max; \\ \bar{X} \in R_x^n, \ \bar{C}; \quad R_x^n \supset \bar{X} \left\{ \begin{array}{l} g_i(\bar{X}, \bar{C}) \leq 0, \quad i = \overline{1, N_i} \\ X_k^{\min} \leq X_k \leq X_k^{\max}, \quad k = \overline{1, N_k} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (3)$$

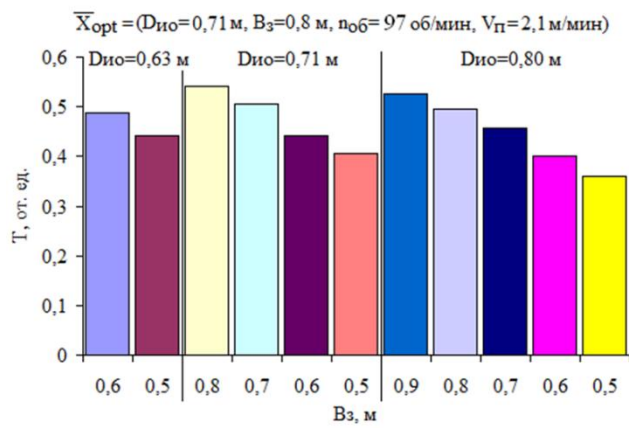
где \bar{X}_n^{opt} – n -е оптимальное значение вектора параметров; T – комплексный критерий качества; \bar{X} – вектор переменных проектирования (параметров, оптимальные значения которых должны быть найдены в процессе оптимизации); \bar{C} – вектор постоянных проектирования; R_x^n – пространство проектирования, представляющее собой множество возможных (с учетом ограничивающих факторов) значений вектора переменных проектирования, из которых необходимо выбрать оптимальные значения (это пространство задается в виде функций ограничений $g(\bar{X}, \bar{C})$, количество которых определяется факторами, ограничивающими возможные значения параметров проектирования); X_k^{\min} , X_k^{\max} – минимальное и максимальное возможные значения k -й составляющей вектора переменных проектирования.

На основе математической модели оптимизации с использованием комплексной математической модели рабочих процессов разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров разработана методика выбора рациональной структуры и параметров очистного комбайна под конкретные условия эксплуатации. Результаты оптимизации параметров очистного комбайна (при учете ограничивающих факторов) представлены на рис. 6.

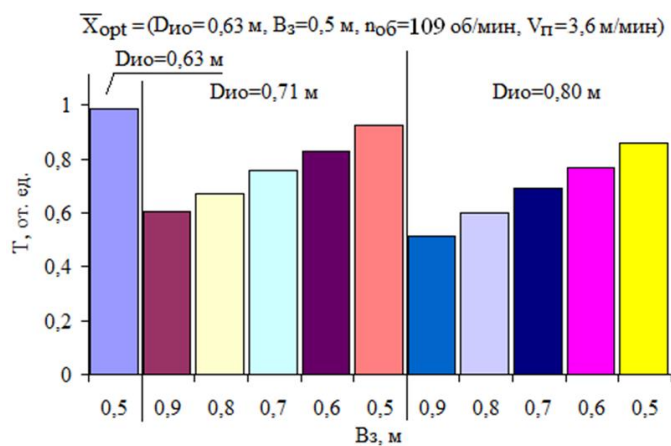


(а)

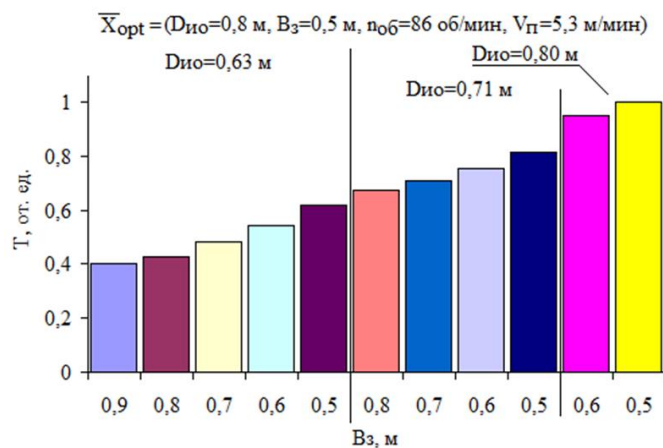
Рис. 6. Результаты оптимизации параметров очистного комбайна с учетом ограничений: по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека (а); по скорости перемещения человека в забое (б); по производительности (в); по мощности электродвигателя привода исполнительного органа (г)



(б)



(в)



(г)

Рис. 6. Продолжение

Таким образом, установлено, что в случае возникновения ограничений, связанных с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации, необходимо рассматривать весь диапазон возможных значений $D_{ио}$ и B_3 для установления их рационального сочетания, обеспечивающего наибольшую техническую производительность при приемлемой энергоемкости работы комбайна. Рациональные значения структуры и конструктивных, режимных параметров очистного комбайна под конкретные горно-геологические и горнотехнические условия обеспечат повышение $Q_{тех}$ в 1,1...2,1 раза, и снижение $P_{ио}$ и $W_{ок}$ в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что мощность и удельные энергозатраты процесса погрузки с увеличением ширины захвата шнека возрастают тем интенсивнее, чем выше скорость перемещения комбайна. Этот рост обусловлен началом процесса циркуляции разрушенной горной массы. При этом чем больше ширина захвата шнека, тем раньше этот процесс начинается и интенсивнее протекает. Экспериментально получены регрессионные зависимости мощности $P_{пог}$ и удельных энергозатрат $W_{пог}$ погрузки отделенной горной массы шнеками малого диаметра с различной шириной захвата B_3 от скорости перемещения комбайна $V_{п}$ экспоненциального вида:

$$P_{пог}(V_{п}, B_3) = k_1 \cdot B_3 \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{п}}; W_{пог}(V_{п}, B_3) = k_3 \cdot V_{п}^{-1} \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{п}}.$$

2. Характер и особенности рабочего процесса погрузки в значительной степени зависят от значения скорости перемещения очистных комбайнов и их структурных параметров. При этом можно выделить три диапазона скоростей перемещения, отличающихся физической картиной процесса погрузки (первый характеризуется свободной погрузкой; второй – перебросом непогруженной горной массы на нерабочую сторону шнека ввиду ограниченной площади окна выгрузки; третий – циркуляцией горной массы, обусловленной ограниченной пропускной способностью зазоров дополнительного погрузочного устройства) и отношением мощности процесса погрузки к мощности процесса разрушения (в первом и втором диапазонах – 9...44 %, в третьем – 27...82 % в зависимости от свойств разрушаемого массива).

3. Оснащение комбайна зачистным лемехом или полноразмерным погрузочным щитком приводит к снижению остатка горной массы на почве пласта в 1,2...5,9 раза при интенсификации процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека, что обуславливает отсутствие второго диапазона с уменьшением границы первого диапазона в 1,1...1,3 раза.

4. Максимальная техническая производительность при минимальной мощности и удельных энергозатратах разрушения и погрузки горной массы достигается путем применения погрузочных щитков с зазорами при работе комбайна с граничной скоростью перемещения по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека диаметром, близким к средней мощности пласта, и с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата.

5. Разработаны методика и математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов под заданные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации по критерию максимальной технической производительности при приемлемой энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы на основе установленных закономерностей комплексного влияния этих параметров на процессы разрушения и погрузки с учетом ограничивающих факторов. Установлено, что рациональные значения геометрических и режимных параметров и структуры комбайна обеспечат рост технической производительности в 1,1...2,1 раза,

снижение мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горные машины для подземной добычи угля: учебное пособие для вузов / П.А. Горбатов [и др.] / под общ. ред. П.А. Горбатова. Донецк: Норд Компьютер. 2006. 669 с.
2. Бойко Н.Г. Очистные комбайны для тонких пластов. Донецк: ДонНТУ. 2010. 476 с.
3. Нечепаяев В.Г. Механо-гидравлические шнековые системы выгрузки и транспортирования. Донецк: ДонНТУ. 2005. 215 с.
4. КД 12.10.040-99. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах (взамен ОСТ12.44.258-84). Введ. 2000–01–01. Донецк: Минуглепром Украины. 1999. 75 с.
5. Позин Е.З., Меламед В.З., Тон В.В. Разрушение углей выемочными машинами. М.: Недра. 1984. 288 с.
6. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / отв. ред. Ю.Д. Красников. М.: Наука. 1981. 181 с.
7. An applied model of minimum rotating speed for drum shearer to avoid drum clogging / K. Gao [et al.] // *Journal of Engineering Research*. 2019. V. 7. № 1. P. 1–19.
8. Nguyen K.L., Gabov V.V., Zadkov D.A. Improvement of drum shearer coal loading performance // *Eurasian Mining*. 2018. № 2. P. 22–25.
9. Nguyen K.L., Gabov V.V., Zadkov D.A. Improving efficiency of cleanup and coal flow formation on conveyor by shearer loader with accessorial blade // *Eurasian Mining*. 2019. № 1. P. 37–39.
10. Ayhan M., Eyyuboglu E.M. Comparison of globoid and cylindrical shearer drums' loading performance // *The Journal of the South African Institute of Mining and Metallurgy*. 2006. V. 106. № 1. P. 51–56.
11. Justification of process of loading coal onto face conveyors by auger heads of shearer-loader machines / K.L. Nguyen [et al.] // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 327. P. 42132.
12. Бойко Н.Г. Погрузка угля очистными комбайнами. Донецк: ДонНТУ. 2002. 157 с.
13. Шабаев О.Е., Зинченко П.П., Мезников А.В. Экспериментальные исследования влияния ширины захвата шнекового исполнительного органа комбайна на эффективность процесса погрузки // *Горные науки и технологии*. 2019. № 2. С. 90–103.
14. Установление зависимости погрузочной способности шнековых очистных комбайнов от их режимных параметров на основе модельных и натуральных экспериментов / О.Е. Шабаев [и др.] // *Вестник Донецкого национального технического университета*. 2019. № 3. С. 42–50.
15. Шабаев О.Е., Бридун И.И., Зинченко П.П. Влияние дополнительных погрузочных устройств на производительность очистных комбайнов со шнеками малых диаметров // *Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: материалы 16 Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики: в 2 т.* Тула: ТулГУ. 2020. Т. 1. С 187–194.

16. Обоснование параметров шнекового исполнительного органа очистных комбайнов для тонких пластов / О.Е. Шабает [и др.] // *Системы управления электротехническими объектами: сборник научных трудов восьмой Всероссийской научно-практической конференции*. Тула: ТулГУ. 2018. Вып. 8. С. 83–88.

17. Шабает О.Е. Нечепает В.Г., Зинченко П.П. Методика выбора параметров очистных комбайнов со шнеками малых диаметров применительно к заданным горно-геологическим условиям // *Вестник Донецкого национального технического университета*. 2020. № 3. С. 43–51.

Для цитирования: Шабает О.Е., Степаненко Е.Ю., Зинченко П.П. Выбор рациональных структуры, геометрических и режимных параметров очистного комбайна для выемки тонких пологих пластов // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 55–66.

THE CHOICE OF RATIONAL STRUCTURE, GEOMETRIC AND OPERATING PARAMETERS OF A CLEANING COMBINE FOR DREDGING THIN COAL SEAMS

O.E. SHABAEV, Dr. Sc., E.Yu. STEPANENKO, Cand. Sc.,
P.P. ZINCHENKO, Cand. Sc.

Donetsk National Technical University,
58, Artema st., Donetsk, 283001, e-mail: pawel.zin4encko@yandex.ru

The physics of the process of loading of rock mass separated by auger actuators of small diameter is disclosed. Regression dependences of exponential type of power, specific energy consumption of loading as a function of auger working width and speed of machine movement are established. On the basis of the performed experimental and theoretical studies the methodology and mathematical model of optimization of the structure and parameters of shearers under the given mining-geological and mining-technical conditions of operation are developed. It is noted that rational values of geometrical and mode parameters and structure of the shearer will provide growth of technical productivity in 1,1...2,1 times and reduction of power and specific energy consumption of destruction and loading in 1,3...1,5 and 1,3...2,3 times respectively.

Keywords: coal combine, thin coal seams, small diameter shearer, web width of the shearer, loading capacity, coal circulation, optimization, work efficiency.

Поступила в редакцию/received: 15.03.2024; после рецензирования/revised: 17.03.2024;
принята/accepted: 27.03.2024

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ РАБОТЫ ВАЛКОВОГО ЖЕЛОБА СО ШНЕКОВЫМ ИНТЕНСИФИКАТОРОМ

С.М. КОЧКАНЯН, канд. техн. наук, А.В. КОНДРАТЬЕВ, д-р техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: avkondr@ya.ru

© Кочканян С.М., Кондратьев А.В., 2024

С помощью трехфакторного планирования эксперимента на испытательном стенде валкового сита со шнековым интенсификатором получены уравнения регрессии, описывающие влияние кинематических параметров устройства и подачи гравия на желоб на эффективность разделения материала и удельную производительность просеивания мелкой фракции. Приведены графические зависимости эффективности грохочения и удельной производительности на валковом желобе от изменения скорости вращения валов с дисками и от частоты вращения шнека. Рассмотрено влияние изменения величины подачи материала на показатели удельной производительности валкового сита для всего диапазона варьирования частоты вращения валов с дисками и скорости вращения шнека. Для максимальной подачи гравия определены рациональные режимные параметры валов желоба и шнекового интенсификатора, обеспечивающие высокие показатели разделения каменного материала.

Ключевые слова: валковый желоб, шнековый интенсификатор, частота вращения валов, шнек, эффективность грохочения, подача гравия, удельная производительность, просеивание, каменный материал, рациональные параметры.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-67-73

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время все чаще для разделения сыпучих материалов используются валково-дисковые разделительные устройства, производительность и эффективность которых существенно выше по сравнению с другими видами сортировок [1–5]. С позиции применения дисковых сит несомненный интерес вызывает валковый желоб со шнековым интенсификатором, преимущества которого проявляются при разделении сложных сыпучих смесей [6, 7]. Основным отличительным признаком данной конструкции является движение разделяемого материала вдоль валов желоба по ломаной линии, когда материал одновременно поднимается вверх по боковой стороне желоба и скатывается вниз. При этом происходит сегрегация компонентов разделяемой смеси по ширине желоба, т.е. чем меньше частица, тем выше она транспортируется дисками по возрастающей крутизне желобообразной поверхности. Это, в свою очередь, создает наиболее благоприятные условия для просеивания мелкой фракции [7]. Принимая во внимание особенности работы желобообразного валкового устройства со шнековым интенсификатором, необходимо было проанализировать результативность работы сортировки при фракционировании каменного материала и исходить при этом из максимальной производительности и высоких показателей эффективности грохочения. Чтобы достичь поставленной цели, основываясь на итогах предварительных исследований, планировали провести многофакторный эксперимент для изучения процесса классификации гравия на валковом желобе со шнековым интенсификатором.

Проводимые исследования предполагали решение следующих вопросов:

- 1) получения регрессионных уравнений эффективности грохочения и удельной производительности сита по просеянному материалу в зависимости от изменения основных факторов;
- 2) аналитического изучения влияния величины подачи материала, кинематических параметров валов и шнека на эффективность фракционирования гравия;
- 3) выявления воздействия величины подачи материала, кинематических параметров валов и шнека на удельную производительность 1 м^2 поверхности валкового сита по просеянному материалу;
- 4) определения рациональных кинематических параметров валов с дисками и шнека из условия максимальных показателей удельной производительности и эффективности грохочения при наибольшей подаче каменного материала на валковое сито.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Экспериментальные исследования проводились на стенде валкового желоба со шнековым интенсификатором (рис. 1). На раме 1 были установлены пять валов 2 с восьмигранными дисками 3, образующие желобообразную просеивающую поверхность, которая сверху и внизу ограничивалась боковыми стенками 4. Внутри желоба вдоль валов 2 установлен вал 5 со шнековыми лопастями (шнековый интенсификатор). С торца желоба расположен загрузочный лоток 6. Продольный угол наклона γ валов 2 в сторону движения материала составлял -5° , а максимальный угол α_{max} желоба был равен 65° . В конце желоба валы 2 были без дисков, что обеспечивало просеивание крупной фракции между ними. Просеивающий промежуток между дисками составлял 30 мм.

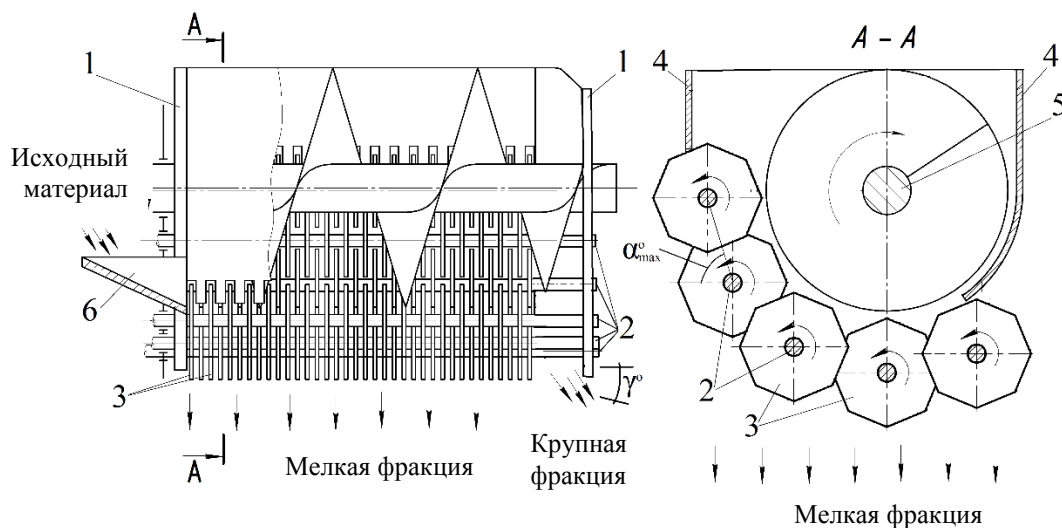


Рис. 1. Схема стенда валкового желоба со шнековым интенсификатором

Каменная смесь состояла из зерен гравия размером $5 \dots 70$ мм, при этом фракция нижнего класса была равна 60% , а верхнего – 40% . Каменная масса подавалась на желоб с помощью ленточного транспортера.

В ходе ранее выполненных исследований были установлены три основных фактора с границами их варьирования: частота вращения валов с дисками $n = 70 \dots 141$ об/мин, скорость вращения шнека $n_{\text{шн}} = 31 \dots 51$ об/мин, подача гравия на валковое сито $q = 90 \dots 630$ кг/мин.

Изменение частот вращения валов с дисками и шнека осуществлялось с помощью частотных преобразователей электрического тока F1500-G0055T3B и Toshiba VFS11-4075PL.

Чтобы получить уравнения регрессии, использовали методику планирования центрального композиционного плана второго порядка для трех факторов (частоты вращения валов с дисками, скорости вращения шнека, подачи каменного материала).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Согласно поставленным задачам, по результатам трехфакторного планирования эксперимента были получены уравнения регрессии для эффективности грохочения и удельной производительности валкового желоба со шнековым интенсификатором:

$$E = 101,344\,434\,25 - 0,007\,077\,9n - 0,041\,230\,78n_{\text{шн}} - 0,001\,639\,82q; \quad (1)$$

$$П_y = 9,276 - 0,041n - 0,085n_{\text{шн}} + 0,85q - 0,000\,054\,12q^2. \quad (2)$$

Используя уравнение (1), получили графические зависимости эффективности грохочения от изменения подачи материала на валковый грохот для среднего и крайних значений частоты вращения валов с дисками (рис. 2).

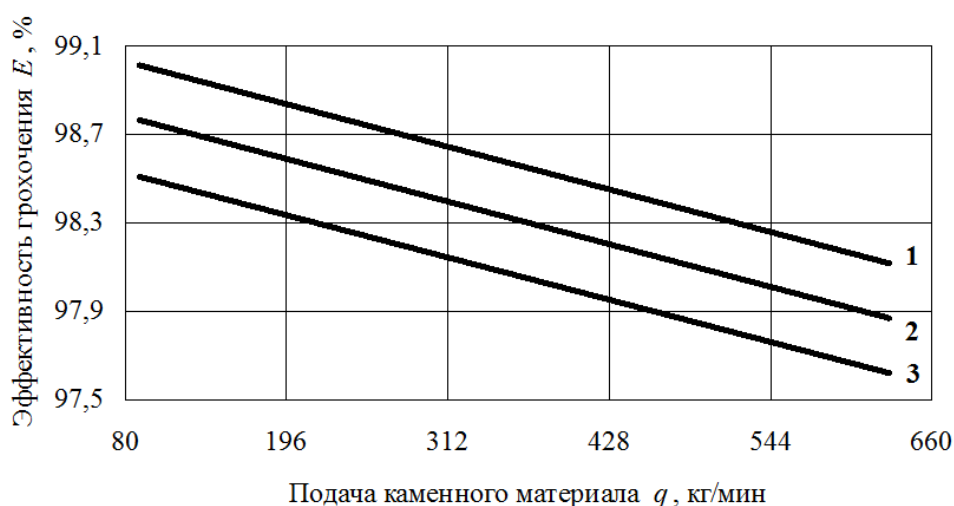


Рис. 2. Влияние подачи гравия на эффективность его грохочения при n , об/мин:
1 – 70,4; 2 – 105,7; 3 – 141 ($n_{\text{шн}} = 41$ об/мин)

Зависимости показывают линейное снижение эффективности грохочения с увеличением подачи материала на разделительное устройство при всех значениях n . Однако наибольшие значения эффективности получены при наименьшей частоте вращения валов с дисками – 70,4 об/мин, когда даже при самой большой подаче материала ($q = 630$ кг/мин) $E = 98\%$ (см. рис. 2, линию 1).

Подобные линейные зависимости были получены и для всего диапазона изменения частоты вращения шнекового интенсификатора при скорости вращения валов с дисками $n = 70,4$ об/мин (рис. 3).

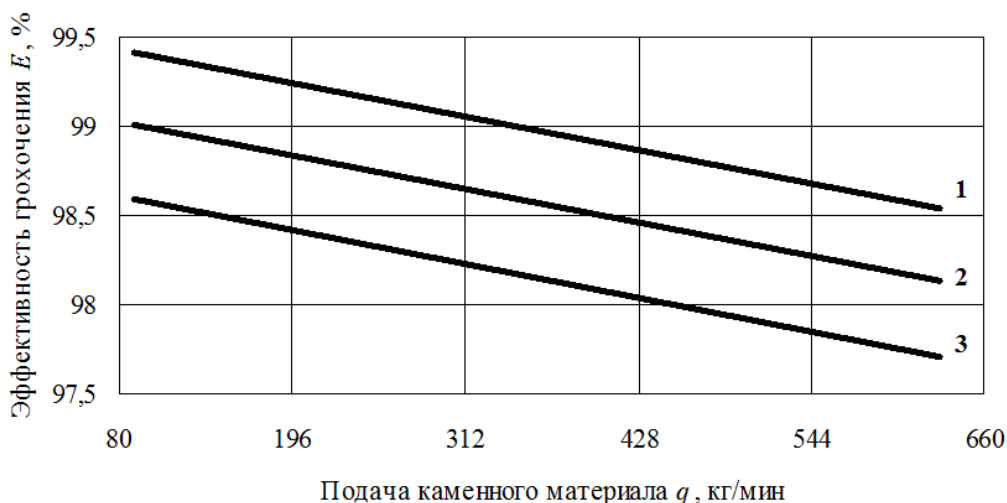


Рис. 3. Влияние подачи гравия на эффективность его грохочения при $n_{мин}$, об/мин:
1 – 31; 2 – 41; 3 – 51 ($n = 70,4$ об/мин)

Здесь видны аналогичные зависимости, когда повышение частоты вращения шнека вызывает снижение эффективности просеивания мелкой фракции гравия с увеличением его подачи на устройство. При этом самый высокий показатель эффективности ($E = 98,54$ %) для наибольшей подачи материала был получен при наименьшей частоте вращения шнека ($n_{мин} = 31$ об/мин). Если ориентироваться на показатели эффективности более 98 %, то интервал значений $n_{мин} = 31...41$ об/мин можно считать наиболее рациональным.

Полученные по уравнению (2) зависимости удельной производительности от подачи материала на сито для всего диапазона изменения n представлены на рис. 4.

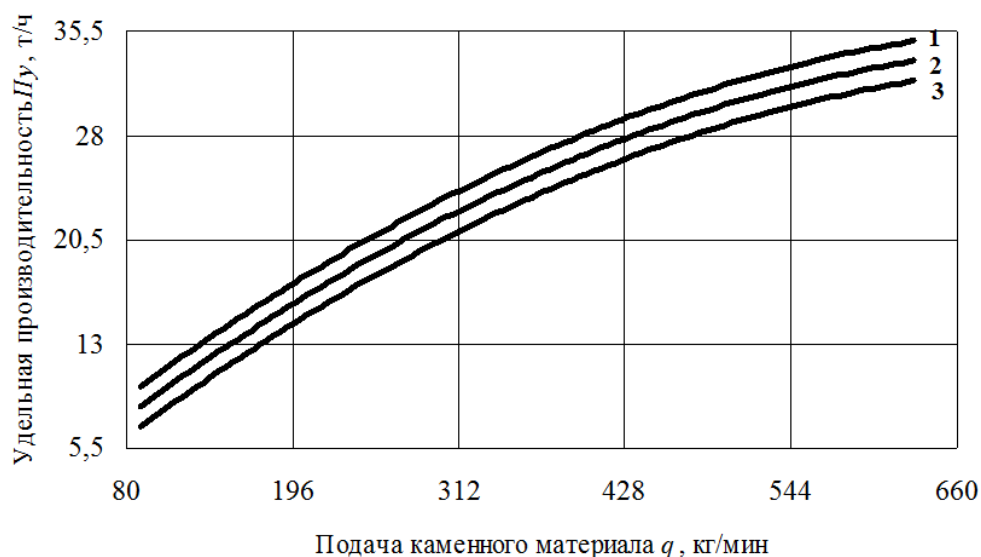


Рис. 4. Зависимость удельной производительности от подачи материала при n , об/мин:
1 – 70,4; 2 – 105,7; 3 – 141 ($n_{мин} = 41$ об/мин)

Расчетные кривые показывают увеличение удельной производительности валкового грохота с повышением подачи материала на сито. При этом с возрастанием

частоты вращения дисков производительность разделительного устройства снижается в среднем на 8 % относительно крайних значений n .

Влияние подачи материала на удельную производительность для всего диапазона изменения скорости вращения шнека представлено на рис. 5.

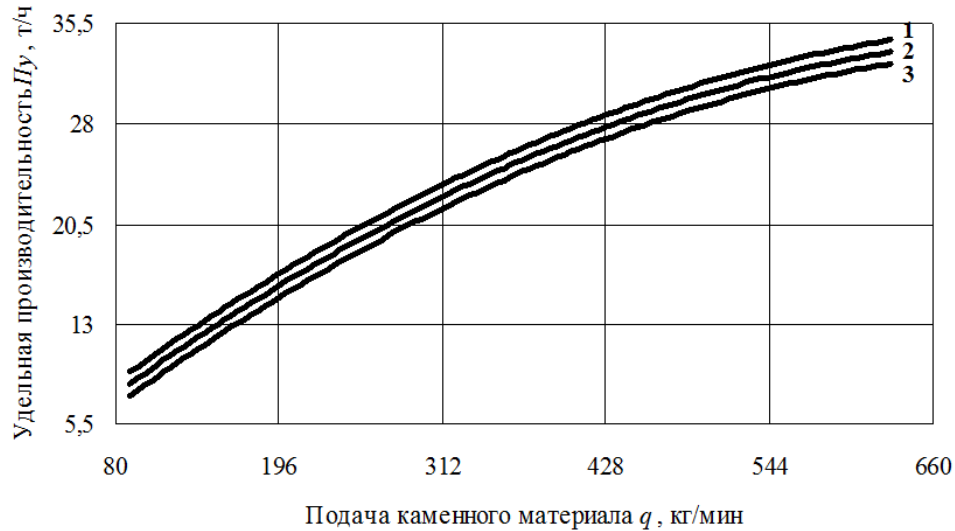


Рис. 5. Зависимость удельной производительности от подачи материала при $n_{шн}$, об/мин: 1 – 31; 2 – 41; 3 – 51 ($n = 70,4$ об/мин)

Из графического материала следует, что изменение частоты вращения шнека в меньшей степени влияет на изменение интенсивности просеивания мелкой фракции по сравнению со скоростью вращения дисков. При этом разница удельной производительности валкового грохота варьируется в пределах 5 % при граничных значениях частоты вращения шнека $n_{шн} = 31$ об/мин и $n_{шн} = 51$ об/мин.

Отмечая в целом достаточно высокие показатели эффективности грохочения, которые не опускались ниже 97,6 % даже при наибольшей подаче материала ($q = 630$ кг/мин), с использованием уравнения (2) получили зависимость изменения P_u удельной производительности 1 м² поверхности сита от частоты вращения дисков n (рис. 6).

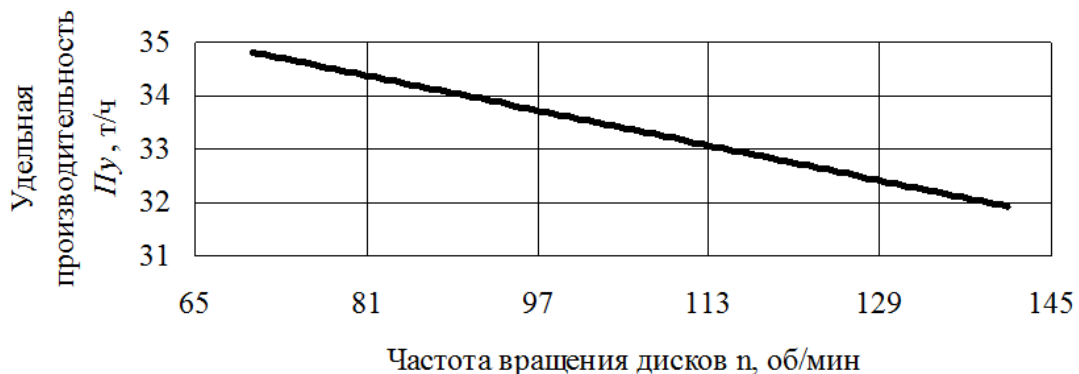


Рис. 6. Влияние частоты вращения дисков на удельную производительность валкового сита ($n_{шн} = 41$ об/мин)

Графические данные показывают, что наибольшая удельная производительность по просеянному материалу достигается при $n = 70,4$ об/мин.

Далее для подачи материала $q = 630$ кг/мин была построена графическая зависимость $П_u$ от частоты вращения шнекового интенсификатора (рис. 7).

Увеличение частоты вращения шнека вызывает снижение удельной производительности валкового желоба по прохождению мелкой фракции в промежутках между дисками.

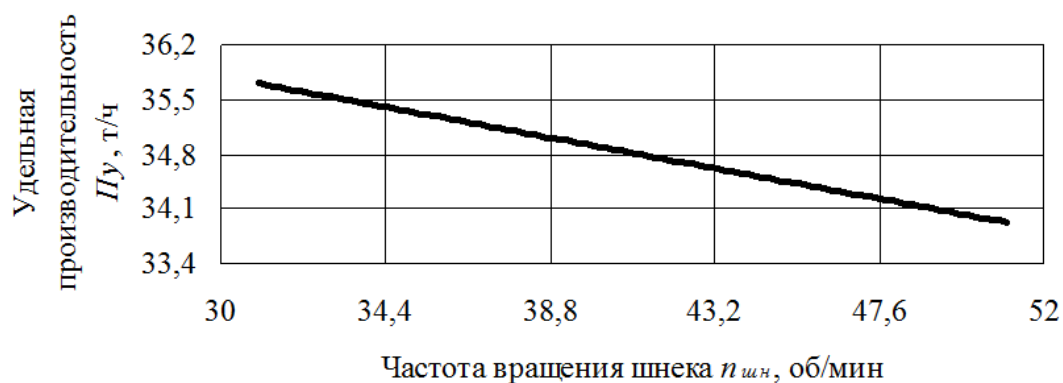


Рис. 7. Влияние частоты вращения шнека на удельную производительность валкового сита ($n = 70,4$ об/мин)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты аналитических исследований путем построения расчетных линий регрессии показывают обобщенную тенденцию влияния подачи каменного материала на эффективность процесса грохочения и на удельную производительность по просеянному материалу. Руководствуясь значениями эффективности грохочения ≥ 98 %, частоту вращения валов с дисками $n = 70...90$ об/мин и скорость вращения шнекового интенсификатора $n_{шн} = 31...46$ об/мин можно считать рациональными кинематическими параметрами, которые обеспечивают наиболее высокие показатели удельной производительности по просеянному материалу при максимальной подаче гравия на валковый желоб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юдин А.В., Шестаков В.С. Выбор оборудования и оценка схем мобильных карьерных комплексов при отработке закарстовых месторождений // *Известия вузов. Горный журнал*. 2017. № 1. С. 92–100.
2. Валково-дисковый сепаратор автономного комплекса добычи и переработки торфяного сырья на топливо / Ю.Ю. Бондарев [и др.] // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело*. 2015. № 14. С. 72–81.
3. Михайлова Н.В., Бизяев О.Ю., Спиридонов П.А. Устройство валкового типа для классификации влажного сырья // *Обогащение руд*. 2016. № 4. С. 48–55.
4. Абдуллах А.К. Обоснование конструкции и параметров валкового грохота для сортировочных комплексов дорожно-строительных машин. Дисс... канд. техн. наук. Тверь. 2014. 118 с.
5. Кузுவ Д.П. Повышение износостойкости дисков валкового грохота для сортировки кокса. Дисс... канд. техн. наук. М. 2009. 140 с.

6. Русинкевич В.А., Кочкян С.М., Кондратьев А.В. Результативность грохочения гравия в зависимости от параметров валковой желобообразной сортировки со шнековым интенсификатором // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2014. № 5. С. 188–192.

7. К вопросу распределения и просеивания гравия по поверхности желобообразного валкового сита / А.В. Кондратьев [и др.] // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2022. № 4 (16). С. 46–53.

Для цитирования: Кочкян С.М., Кондратьев А.В. Анализ результативности работы валкового желоба со шнековым интенсификатором // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 67–73.

ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF OPERATION OF A ROLLER CHUTE WITH A SCREW INTENSIFIER

S.M. KOCHKANYAN, Cand. Sc., A.V. KONDRATYEV, Dr. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: avkondr@ya.ru

Using a three-factor experimental design on a test bench of a roller screen with a screw intensifier, regression equations were obtained that describe the influence of the kinematic parameters of the device and the supply of gravel to the chute on the efficiency of material separation and the specific productivity of sifting the fine fraction. The graphical dependences of screening efficiency and specific productivity on a roller chute on changes in the rotation speed of shafts with disks and on the screw rotation speed are presented. The influence of changes in the amount of material supply on the specific productivity of a roller screen is considered for the entire range of varying the rotation speed of shafts with disks and the speed of rotation of the screw. For maximum gravel supply, rational operating parameters of the chute shafts and auger intensifier were determined, ensuring high separation rates of the stone material.

Keywords: roller chute, auger intensifier, shaft and auger rotation speed, screening efficiency, gravel supply, specific productivity, sifting, stone material, rational device.

Поступила в редакцию/received: 29.03.2024; после рецензирования/revised: 02.04.2024;
принята/accepted: 04.04.2024

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТОРФЯНЫХ МАШИН

И.В. ГОРЛОВ, д-р техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: gorloviv@yandex.ru

© Горлов И.В., 2024

Представлены результаты исследования изменения механических свойств поверхностей, восстановленных пластическим деформированием с использованием прилегающей поверхности. Отмечено, что данный способ восстановления обладает рядом преимуществ перед традиционными методами восстановления изношенных поверхностей и может быть использован при ремонте дефицитных деталей торфяных машин. Для оценки изменения механических свойств восстановленных пластическим деформированием поверхностей проведены исследования их микротвердости. Для изученных материалов установлено, что значительных изменений механические свойства восстановленных поверхностей не претерпевают.

Ключевые слова: торфяные машины, ремонт, восстановление, пластическая деформация, механические свойства.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-74-80

ВВЕДЕНИЕ

Прекращение серийного производства большой номенклатуры торфяного оборудования в нашей стране привело к серьезной проблеме, а именно отсутствию качественных запчастей для ремонта торфяных машин старых модификаций, которых еще достаточно много находится на балансе добывающих предприятий [1, 2]. Организации, осуществляющие текущий и капитальный ремонт торфодобывающего оборудования, изготавливают необходимые запасные части самостоятельно, с помощью имеющегося на балансе универсального оборудования. Качество изготовленных таким образом комплектующих часто не соответствует необходимым требованиям [3], поэтому может быть использован вариант восстановления локально изношенных деталей ремонтируемых торфяных машин.

Одним из наиболее перспективных методов восстановления указанных деталей является метод пластического деформирования, который не требует сложного технологического оборудования и высоких энергетических затрат на реализацию (например, здесь можно назвать способ восстановления локально изношенной поверхности (см. патент РФ 2447981 [8])). Этот способ обеспечивает восстановление локально изношенных поверхностей деталей машин методом пластического деформирования с использованием прилегающей поверхности. При этом возникают вопросы: как изменятся механические свойства восстановленной поверхности?; не приведет ли пластическая деформация к разрушению контактной поверхности? Чтобы ответить на них, необходимо определить перечень деталей, которые могут быть восстановлены вышеназванным способом; материалы, из которых изготавливаются данные детали; параметры изношенных поверхностей. Кроме того, требуется установить критерии оценки механических свойств и провести экспериментальные исследования.

ДЕТАЛИ, ПОДВЕРГАЕМЫЕ ВОССТАНОВЛЕНИЮ

Восстановлению обычно подвергают дорогостоящие и металлоемкие детали: муфты фрезерных барабанов, цапфы подъемных механизмов, гильзы направляющих втулок, корпуса редукторов и др. При наличии необходимых деталей используются отработанные методы ремонта, но в условиях отсутствия запасных частей и сложного технологического оборудования процесс восстановления работоспособности торфяных машин значительно усложняется.

Рассмотрим конкретный пример. Муфта привода фрезы выходит из строя из-за износа контактных поверхностей сферической полумуфты и цилиндрической направляющей корпуса фрезы (рис. 1), что приводит к дисбалансу и интенсивному разрушению узла. Замена сферической части полумуфты не представляет проблем, а ремонт корпуса фрезы традиционными методами дорог и трудоемок.

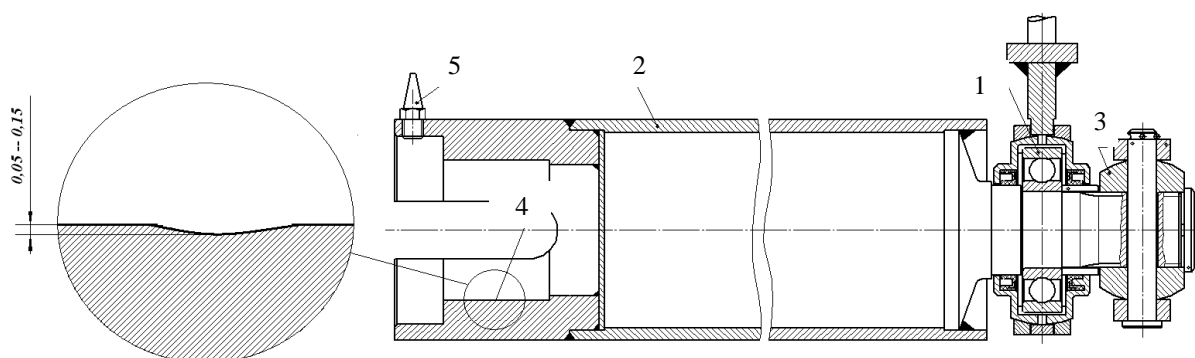


Рис. 1. Расположение зоны износа на цилиндрической поверхности муфты: 1 – опорный подшипник фрезы; 2 – корпус фрезы; 3 – сферическая поверхность муфты; 4 – контактная поверхность муфты в корпусе фрезы; 5 – зуб фрезы

Из-за подобной конструкции узла трения резко усложнился его ремонт. Как показывает практика, износ контактной поверхности муфты имеет локальный характер, кроме случаев критического износа механизма. Чаще всего максимальный износ наблюдается в зоне максимальных нагрузок. Из-за достаточно небольшого износа до 0,15 мм приходится растачивать, а затем завтуливать расточенные отверстия, которые снова обрабатываются в номинальный размер, что для корпуса с габаритными размерами более 1,5 м не является простой задачей. Кроме того, крепление втулок в корпусе нестабильно из-за их невысокой точности, что впоследствии может привести к разрушению всего механизма.

Аналогично были изучены другие узлы (корпуса редукторов приводов различных механизмов, цапфы, направляющие втулки и др.). В результате было обнаружено, что в большинстве случаев величина износа незначительная, а зона износа имеет локальное расположение. Исследованные детали изготавливаются из различных материалов: стали 18ГС, серого чугуна СЧ18, силумина АК9, бронзы ОЦС5-5-5 и др.

Использовать реальные детали после восстановления для проведения исследований изменения механических свойств затруднительно, поэтому в ходе испытаний применялись образцы, оставшиеся после изучения триботехнических характеристик изношенных поверхностей [4, 5]. Образцы представляли собой кольцевые детали (рис. 2), которые устанавливались в машину трения (рис. 3) для проведения исследований на износ.



Рис. 2. Изображение образца после испытаний на износ

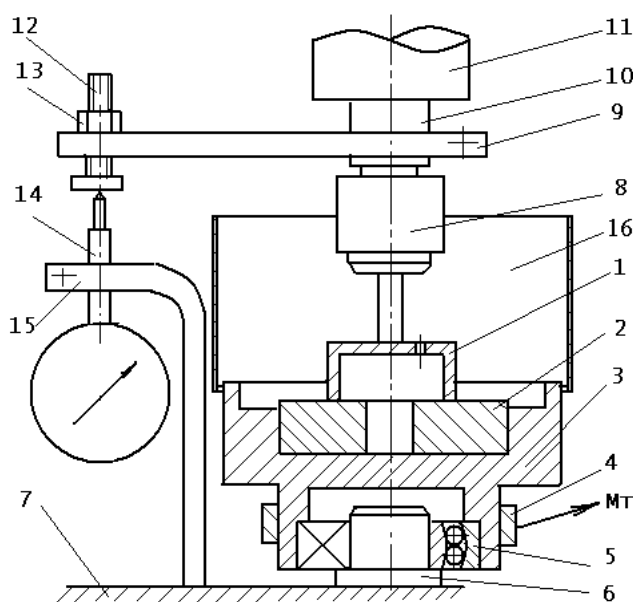


Рис. 3. Схема машины трения для испытания образца на износ:

- 1 – индентор; 2 – образец; 3 – корпус; 4 – кронштейн тензобалки;
- 5 – сферический подшипник; 6 – опора подшипника; 7 – основание машины;
- 8 – патрон; 9 – кронштейн упора; 10 – выдвижная пиноль; 11 – выдвижная пиноль;
- 12 – регулируемый упор; 13 – контргайка; 14 – индикатор часового типа;
- 15 – кронштейн индикатора; M_T – измеряемый момент трения в узле

Величина износа определяется с помощью индикатора, закрепленного на кронштейн и упирающегося измерительным наконечником в регулируемую опору. Индикатор показывал величину осевого перемещения пиноли относительно образца, установленного в корпус. После проведения испытаний образец извлекался из машины, охлаждался до комнатной температуры, после чего проводилось дополнительное измерение дорожки износа с помощью устройства сканирования поверхности (рис. 4).

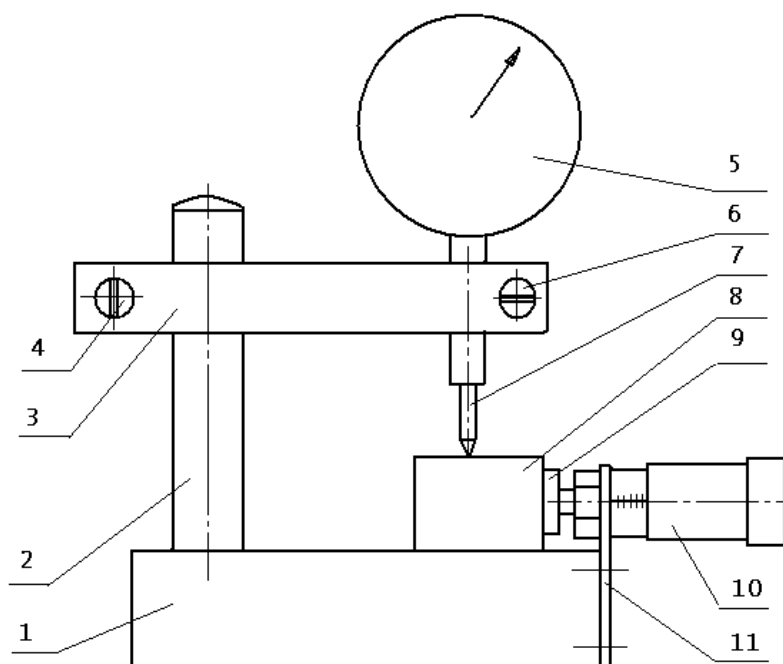


Рис. 4. Устройство для сканирования изношенной поверхности

Устройство (см. рис. 4) состоит из основания 1, в котором закреплена стойка 2. На стойке 2 винтом 4 фиксируется подвижный кронштейн 3 так, чтобы измерительный наконечник 7 индикатора 5 оставался с некоторым зазором относительно измеряемого образца 8. После этого, вращая микровинт 10, передвигали измеряемый образец 8 так, чтобы эпицентр износа находился на расстоянии около 10 мм от вершины измерительного наконечника 7. Далее ослабляли винт 6 и опускали индикатор 5 до касания измерительным наконечником 7 сканируемой поверхности, при этом шкала индикатора 5 настраивалась на ноль. Вращая микровинт 10, установленный на основании 1 через кронштейн 11, передвигали упором 9 измеряемый образец 8 шагами по 0,5 мм и снимали показания.

По значению суммарного износа корректировали результаты измерений, полученные в ходе испытаний на износ.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ПО ВОССТАНОВЛЕНИЮ ПОВЕРХНОСТИ В ЛОКАЛЬНОЙ ТОЧКЕ

Исследования на устройстве для восстановления (рис. 5) проводились следующим образом [6]. Вращая ключом нажимной болт, задавали ступенчатую нагрузку через динамометр, а соответствующие глубины внедрения снимали с индикатора. Восстанавливаемый зазор имитировался прокладкой толщиной 0,1 мм. При внедрении индентора деформируемая поверхность поднималась до упора в ограничивающую поверхность, формируя площадку восстановления. Для увеличения точности исследование повторялось по 5 раз на каждом из испытываемых материалов. Испытания проводились на алюминиевых сплавах АМЦ и АК9, бронзе ОЦС-5-5-5, латуни ЛС59, чугуне СЧ18, стали 18ГС.

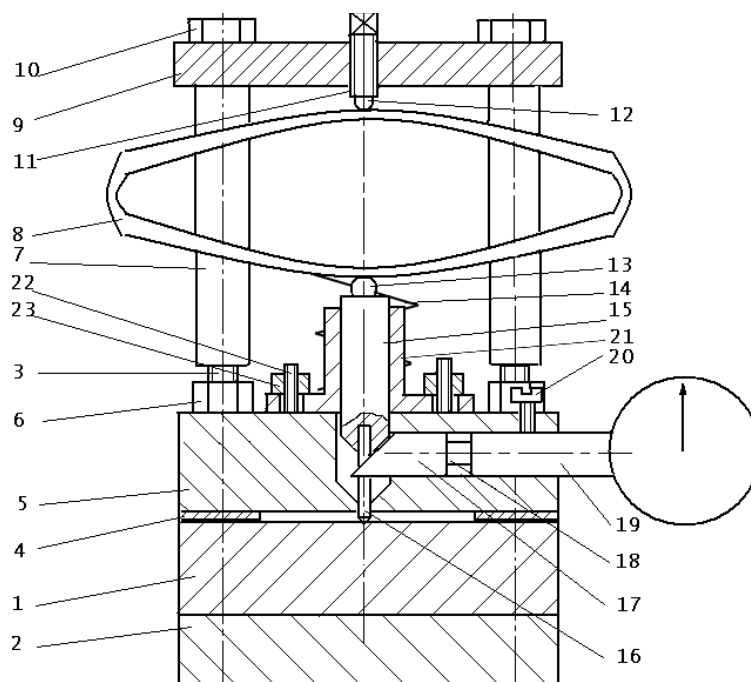


Рис. 5. Схема деформирующего устройства:

- 1 – восстанавливаемая деталь; 2 – основание устройства; 3 – резьбовые шпильки; 4 – прокладка; 5 – прилегающая поверхность устройства; 6, 10, 23 – гайка; 7 – стойка; 8 – динамометр; 9 – плита; 11 – нажимной болт; 12, 13 – шар; 14 – пружина, компенсирующая вес динамометра; 15 – направляющая индентора; 16 – индентор; 17 – клин индикатора; 18 – наконечник индикатора; 19 – индикатор часового типа; 20 – винт крепления индикатора; 21 – направляющая втулка; 22 – резьбовая шпилька

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При проведении экспериментов по восстановлению локально изношенных деталей по ограничивающей поверхности важно было определить не только силовые и геометрические параметры, но и изменение механических свойств восстановленной поверхности. Эти изменения могут существенно повлиять на работоспособность восстановленного узла.

Одним из методов оценки механических свойств приповерхностных слоев трущихся поверхностей является метод измерения микротвердости. Он используется при оценке твердости относительно малых объемов исследуемых материалов, в том числе тонких приповерхностных слоев. Главные преимущества метода – это исследование твердости отдельных фаз и структурных составляющих различных сплавов, а также определение различий твердости на отдельных их участках и по глубине [7].

Для исследования применялся микротвердомер ПМТ-3. Микротвердость измерялась до и после деформации на различных материалах. При этом выяснилось, что микротвердость не является однородной, а сильно отличается даже на ограниченных участках поверхности. Измерения проводились на нескольких участках (размером 1–2 мм) изучаемой поверхности с интервалом 0,1 мм. Конкретное значение получалось как средняя величина по всем измерениям на данной поверхности. Судить об изменениях микротвердости можно было только по усредненным значениям вследствие значительного разброса измеренных значений.

Результаты сравнения механических свойств изношенных и восстановленных предлагаемым способом поверхностей представлены ниже:

		Микротвердость, Н/м ² × 10 ⁸											
Нагрузка, Н	Значение	АК-9		АМЦ		ОЦС5-5-5		ЛС59		СЧ-18		18ГС	
		Исх.	Вос.	Исх.	Вос.	Исх.	Вос.	Исх.	Вос.	Исх.	Вос.	Исх.	Вос.
2	Ср.	6,3	6,5	3,6	3,7	8,7	9,8	8,8	11,8	8,2	10	9,2	12
	Макс.	7,7	7,8	3,8	3,9	9,3	11,1	9,3	12,1	9,3	12	10	13
	Мин.	4,5	5,8	3,5	3,5	8,2	8,5	8,2	11,6	7,3	8,7	8,3	10
1	Ср.	6,1	6,3	3,4	3,6	9,1	11,3	9,1	12,3	10	12,6	11	14,6
	Макс.	8,5	8,7	3,7	3,7	9,6	13,5	9,5	13,8	13	16	12	16,6
	Мин.	5,2	5,3	3,3	3,4	8,5	9,1	8,7	10,8	7,4	9,6	10	13,5
0,5	Ср.	5,8	6	3,5	3,6	9,5	11,7	9,3	12,6	11,3	13,1	12,5	13,9
	Макс.	7,2	7,5	3,6	3,8	9,8	13,5	9,7	13,1	13,2	15,4	13,9	16,4
	Мин.	4,5	5	3,4	3,4	9,2	11,1	8,9	12,1	9,	10,8	11,1	11,1

По результатам исследования микротвердости восстановленных поверхностей из различных материалов можно сделать вывод, что значительного изменения механических свойств не установлено. Некоторое увеличение микротвердости (около 12 %) было у ЛС-59, СЧ-18, 18ГС, около 8 % – у ОЦС 5-5-5, незначительное – у сплавов АМЦ и АК-9. Это позволяет говорить о том, что восстановление локально изношенных участков рабочей поверхности деталей по прилегающим поверхностям не приводит к существенному изменению механических свойств (для сравнения: твердость по Виккерсу HV₂₀ прутков из ЛС59 в состоянии поставки может колебаться в пределах от 80 до 140 единиц).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вследствие прекращения в нашей стране производства практически всей номенклатуры запасных частей для торфяного оборудования старых модификаций появилась проблема ремонта таких машин. Высокие затраты на производство непрофильными предприятиями запасных частей для торфяных машин старых поколений и относительно низкое их качество заставляют обращаться к технологиям восстановления частично изношенных деталей. Известно, что более половины деталей, отбракованных во время ремонта, являются ремонтпригодными. Следовательно, альтернативой производства новых запасных частей для торфяных машин на непрофильных предприятиях становится повторное использование восстановленных во время ремонта деталей.

В ходе исследования было установлено, что предлагаемый способ восстановления локально изношенных деталей с применением прилегающей поверхности не приводит к существенному изменению механических свойств восстановленной поверхности. Следовательно, восстановленные предлагаемым способом детали не будут характеризоваться ускоренным разрушением, поэтому их можно использовать в течение длительного времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Бондарев Ю.Ю. Состояние технического перевооружения машинно-тракторного парка торфодобывающих компаний // *Научно-технические ведомости СПбГПУ*. 2014. № 3 (202). С. 229–235.

2. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Габов В.В. Формирование и эффективное использование машинного парка торфодобывающих компаний // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело*. 2015. № 14. С. 82–91.

3. Труханов В.М. Надежность изделий машиностроения. Теория и практика: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Спектр. 2013. 334 с.

4. Болотов А.Н., Измайлов В.В., Новоселова М.В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов в триботехнических системах. Тверь: ТвГТУ. 2019. 164 с.

5. Горлов И.В. Система анализа результатов испытаний на износ трибоэлементов торфяных машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2021. № 3 (11). С. 52–62.

6. Горлов И.В. Анализ результатов эмпирического исследования пластического деформирования при восстановлении деталей торфяных машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2020. № 2 (6). С. 71–78.

7. Хрущов М.М. Трение, износ и микротвердость материалов. Избранные работы (к 120-летию со дня рождения). М.: КРАСАНД, 2012. 512 с.

8. Патент РФ 2447981. *Способ восстановления локально изношенной поверхности корпусных деталей, изготовленных из пластинчатых материалов и материалов с ограниченной пластичностью, и устройство для его осуществления* / Болотов А.Н. Заявл. 12.04.2010. Оpubл. 20.04.2012. URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2447981C2_20120420 (дата обращения: 22.03.2024).

Для цитирования: Горлов И.В. Исследование изменения механических свойств поверхностей восстановленных деталей торфяных машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 74–80.

INVESTIGATION OF CHANGES IN THE MECHANICAL PROPERTIES OF SURFACES OF RESTORED PARTS OF PEAT MACHINES

I.V. GORLOV, Dr. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: gorloviv@yandex.ru

The results of investigation of changes in mechanical properties of surfaces restored by plastic deformation using adjacent surface are presented. It is noted that this method of restoration has a number of advantages over traditional methods of restoration of worn surfaces and can be used in the repair of scarce parts of peat machines. To estimate the change of mechanical properties of the surfaces restored by plastic deformation, their microhardness has been investigated. For the investigated materials it is established that there are no significant changes in mechanical properties of the restored surfaces.

Keywords: peat machines, repair, restoration, plastic deformation, mechanical properties.

Поступила в редакцию/received: 27.04.2024; после рецензирования/revised: 02.05.2024;
принята/accepted: 07.05.2024

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ

УДК 681.51

СОЗДАНИЕ МОДУЛЕЙ ЗВУКОВОЙ СИГНАЛИЗАЦИИ ДЛЯ ПОДСИСТЕМ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ КОНВЕЙЕРОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СМЕСЕЙ НА ОСНОВЕ ТОРФА

О.Л. АХРЕМЧИК, д-р техн. наук, И.И. БАЗУЛЕВ, ст. преп.

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, email: axremchic@mail.ru

© Ахремчик О.Л., Базулев И.И., 2024

Представлены результаты, полученные в ходе разработки модулей звуковой сигнализации систем управления производством смесей на основе торфа. Выделены задачи, решаемые в ходе контроля, сигнализации и управления технологическими конвейерами. Приведен пример функциональной схемы автоматизации привода конвейера для подачи торфа, определены его состояния. Предложено математическое описание звуковых тональных сигналов для оператора с введением классов состояний, сигналов и реакций на сигнал. Отмечено, что алгоритм формирования сигнала включает выбор вида и параметров сигнала по производственным правилам. Приоритет звукового сигнала рассмотрен как один из параметров. Подчеркнуто, что коррекция параметров происходит на основе оценки реакции оператора на сигнал; добавление к основной частоте звука вариации приводит к изменению спектра сигнала при оценке времени реакции и ошибок оператора.

Ключевые слова: модуль, параметр, класс, конвейер, звуковой сигнал, сигнализация, система, реакция, частота.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-81-90

ВВЕДЕНИЕ

Истощение почв в процессе выращивания сельскохозяйственной продукции требует постоянного возобновления плодородия путем внесения органоминеральных смесей. В Тверской области исторически одним из компонентов смеси является торф, который представляет собой полидисперсную многокомпонентную систему с разной дисперсностью твердой части. Полтора десятилетия назад при научно-техническом совете Минсельхоза РФ в Тверском государственном техническом университете функционировала рабочая группа, деятельность которой была ориентирована на внедрение в сельскохозяйственное производство субъектов РФ инновационных технологий использования торфа и продуктов его переработки [1]. Идея проектирования «пилотных цехов» по выпуску торфяных смесей остается актуальной и в настоящее время.

Базовым подходом к построению цеха или завода по выпуску торфяных смесей на текущий момент является модульность [2]. Конвейеры – это обязательный модуль (составляющая оборудования). Например, при производстве биокомпостов используются ленточные, цепочно-планчатые и шнековые конвейеры и питатели

(типов КЛП-500, Ш1-П1312А, ТС-40, ТПН-Ф-40 и пр.) с производительностью от 30 до 120 т/ч [1]. Простой конвейерного оборудования приводит к нарушению ритмичности работы технологических линий цеха, снижению производительности и повышению стоимости единицы объема смеси. Время восстановления процесса транспортировки после незапланированного останова существенно влияет на коэффициенты надежности линий (готовности, вынужденного простоя, профилактики) [3]. Анализ причин простоев конвейеров в линиях по производству торфа и продуктов на его основе показывает, что зачастую останов происходит после вмешательства оператора (ручного отключения). Уменьшить среднее время восстановления можно за счет правильных действий оператора и сокращения числа его вмешательств в работу конвейерных линий на основе формирования сообщений сигнализации о состоянии конвейеров.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Авторами предпринята попытка предложить конструкторские решения по созданию модулей подсистем аварийно-предупредительной сигнализации систем управления производством смесей. Цели заключаются в сокращении числа отключений операторами конвейерного транспорта и минимизации времени на выполнение последовательности действий, связанных с отключением одного из конвейеров технологической цепочки.

В статье рассматривается и принимается положение о том, что подсистема мониторинга и сигнализации является сложной технической системой, которая обнаруживает отклонения, оповещает оператора о нежелательных событиях. Согласно стандарту ANSI/ISA-18.2-2016, «система сигнализации представляет собой совокупность аппаратного и программного обеспечения, которое обнаруживает состояние тревоги, передает информацию об этом состоянии операторам и регистрирует изменения в состоянии» [4]. Основной упор в существующих системах анализа сигналов делается на задействовании зрительного канала при поступлении разнообразных производственных и контрольных сигналов тревог [4, 5]. Программно-техническая реализация формирования сигналов подсистемы сигнализации на торфяном производстве происходит с использованием SCADA-систем (например, на заводе переработки торфа компании Rucianka, Польша) [5]. Российские разработчики рекомендуют запись в лог-файл всех действий оператора при срабатывании сигнализации в SCADA-системе [6]. В то же время при схемотехническом проектировании модулей сигнализации задача выбора вида и параметров сигналов отечественными исследователями не ставится [7].

Под модулем сигнализации в настоящей статье понимается целевой функциональный узел, объединяющий интеллектуальную инженерную составляющую и технологию ее реализации и способный работать как автономно, так и в составе оборудования линии [2]. Модуль является частью функциональных и обеспечивающих подсистем автоматизированных систем управления технологическими процессами и производствами. Основной функцией модуля подсистемы звуковой сигнализации выступает формирование аварийного и (или) предупредительного звукового сигнала.

Объект исследования – процесс формирования сигнализаций при производстве смесей на основе торфа. Предметом исследования выступают классы событий, состояний и задач, рассматриваемых при функционировании подсистемы аварийно-предупредительной сигнализации. Методология исследования основана на процедурах анализа, синтеза и рационального выбора математического и алгоритмического обеспечений модулей системы управления процессом производства торфяных смесей.

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ КОНВЕЙЕРОМ В ЦЕХЕ ПО ПРОИЗВОДСТВУ СМЕСЕЙ

В ходе производства торфяных смесей на модули контроля, сигнализации и управления технологическими конвейерами возлагаются задачи дистанционного управления пуском-остановом конвейеров с локального и удаленного пультов при выборе маршрута перемещения компонентов торфяной смеси; автоматического формирования и подачи звукового предупредительного сигнала перед пуском конвейера, который должен отключаться через установленное время или при несостоявшемся пуске; выдачи звуковых сигналов при запуске конвейеров по маршруту перемещения компонентов в разветвленной технологической линии; запуска части конвейерной линии при наличии неработающих конвейеров; автоматического контроля и формирования сообщений о параметрах ленты конвейера (в частности, скорости движения ленты); пуска каждого последующего конвейера линии только после достижения предыдущим конвейером заданной скорости; контроля и сигнализации наличия груза на конвейере; контроля параметров состояния электродвигателей привода конвейера; экстренного прекращения пуска и останова конвейера из любой точки по его длине с наложением тормозов в момент отключения конвейера или при обрыве ленты (цепи), при завале бункера перегрузочного устройства и превышении номинальной скорости ленты; автоматического аварийного отключения конвейера при отсутствии сигнала о достижении заданной скорости при пуске, снижении скорости во время работы несущего полотна или тяговой цепи до 75 % от номинальной, при недопустимом перегреве приводных барабанов, опорных подшипников, сходе ленты в сторону, завале мест перегрузки и неисправностях цепей управления с отключением всех конвейеров, транспортирующих груз на остановившийся конвейер.

Сигналы аварийного отключения конвейера сопровождаются выдачей аварийного звукового оповещения и сохраняются до ручной деблокировки по месту аварии во всех случаях. Модуль сигнализации обеспечивает формирование уведомительных сообщений о числе конвейеров, работающих в цехе, с указанием на блоках управления неисправного состояния конвейера.

В ходе исследования процесса управления конвейерными линиями цеха по производству торфяных смесей выявлены характерные особенности:

- 1) периодическое появление прерывистого потока материалов на конвейерах (связано с возможными поломками, завалами или засорениями);
- 2) периодическое повышение температуры подшипников и (или) электродвигателей (свидетельствует об изменении режима работы и появлении потенциальной причины останова конвейера);
- 3) периодическое нахождение людей или посторонних предметов на конвейерной линии (может привести к аварийным ситуациям и травмам);
- 4) периодическое пропадание напряжения питания или превышение фазного тока электродвигателей;
- 5) наличие особых требований к торфу как веществу высокой пожарной опасности и необходимости дополнительного контроля воспламенений с формированием звукового сигнала об эвакуации;
- 6) неритмичная поставка к оборудованию материалов и компонентов смеси, требующая дополнительной загрузки и реагирования со стороны персонала;
- 7) частые останovy конвейеров с нарушением последовательности включения после остановов.

Фрагмент функциональной схемы автоматизации привода конвейера технологической линии с использованием двух трехфазных электродвигателей

переменного тока в первом приближении имеет несколько информационно-управляющих каналов (рис. 1). Каналы 1–4 служат для передачи данных о параметрах электродвигателей (каналы 1, 2 – для контроля температуры железа и обмоток двигателя по показаниям преобразователей 1-1 и 2-1); каналы 3, 4 предназначены для передачи данных о скорости вращения двигателей по показаниям тахометров (поз. 3-1, 4-1). Канал 6 обеспечивает контроль схода или излома полотна конвейера (датчик излома 6-1). Каналы 7 и 8 предназначены для обнаружения отклонений в цепях электропитания (изменения силы тока (поз. 7-1) и напряжения (поз. 8-1)). Датчики температуры опорных подшипников на схеме не показаны. Пуск и останов электродвигателей *M* обеспечивается с помощью коммутационной аппаратуры. Как правило, это магнитные пускатели или реле плавного пуска (поз. 5-3, 5-4). Преобразователи (поз. 1-2, 2-2, ..., 8-2) используются для кодирования и дистанционной передачи измерительных сигналов в распределенной системе управления.

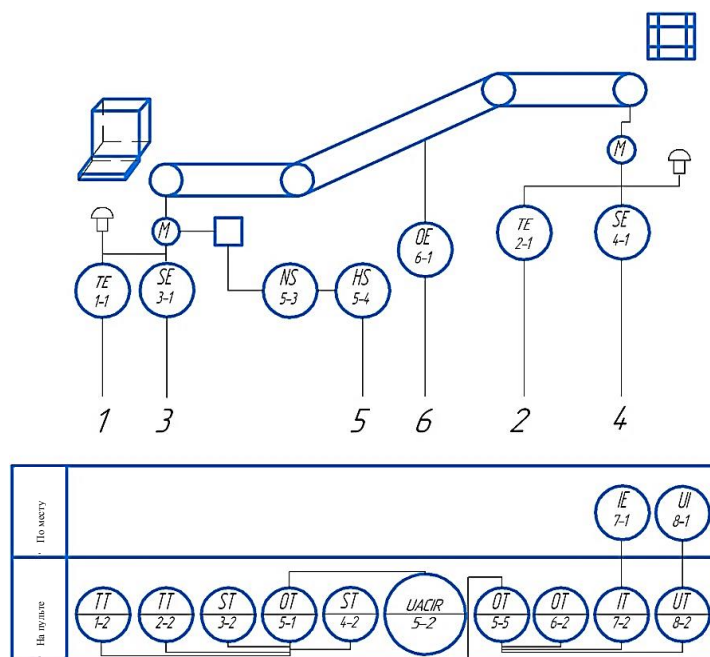


Рис. 1. Функциональная схема автоматизации привода конвейера

Исследователи из Кузбасского государственного технического университета дополнительно предлагают осуществлять контроль времени воспроизведения сигналов аварийной и предупредительной сигнализации [8], а авторы настоящей статьи – времени реакции оператора при срабатывании сигнализации.

Расчетно-формирующее устройство модуля сигнализации (см. поз. 5-2 на рис. 1) обеспечивает реализацию функций сигнализации, управления и регистрации. В устройстве возможен расчет интегральных показателей (например, мощности привода по значениям тока и напряжения) с формированием сигналов сигнализации о выходе технико-экономических показателей производственного процесса в недопустимую зону.

Множества состояний конвейера могут быть выражены следующим образом:

$$C = \{C1; C2\}, C1 = \{C11; C12; C13\}; C2 = \{C21; C22; C23\},$$

где $C1$ – множество состояний процесса производства смесей; $C2$ – множество состояний оборудования; $C11$ – множество состояний при нормальной подаче сырья; $C12$ – множество отклонений параметров подачи сырья от нормы; $C13$ – множество состояний отказа; $C21$ – множество состояний оборудования в норме; $C22$ – множество состояний с отклонениями режимов работы оборудования от нормы; $C23$ – множество состояний отказа оборудования.

В указанные множества не входят состояния чрезвычайной ситуации, угрожающие здоровью и жизни персонала.

При ранжировании особенностей по степени угрозы оборудованию, жизни и здоровью операторов использованы три градации: высокая, средняя, низкая. Данным градациям присваиваются уровни приоритета при формировании звуковых сигналов в модулях сигнализации. Приоритет относится к параметрам сигнала: высокий ($P1$) соответствует звуковому сигналу аварийного останова и эвакуации персонала в случаях пожара и чрезвычайных ситуаций; средний ($P2$) присваивается звуковому аварийному сигналу о наличии предельных отклонений в работе конвейеров; низкий ($P3$) соответствует звуковому сигналу предупредительной сигнализации. Уведомительные сигналы звуком не сопровождаются и приоритета не имеют.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЗВУКОВЫХ СИГНАЛОВ В МОДУЛЕ СИГНАЛИЗАЦИИ

Множество звуковых сообщений информационного поля аварийно-предупредительной сигнализации можно представить следующим образом:

$$\text{InF} = \{S_0, S_1, S_2, S_{12}\}, \quad (1)$$

где InF – информационное поле состояния конвейерных линий; S_0 – отсутствие звукового сигнала; S_1 – речевой сигнал; S_2 – тональный сигнал; S_{12} – комбинированный сигнал.

Элементы множества (1) определяются на основе идентификации состояния конвейера. Входные сигналы модуля сигнализации имеют гетерогенную природу [9]. При этом аргументы в выражениях формирования сигналов имеют вид триплетов, включающих идентификатор, метку времени, значение параметра [9].

Расширим теоретико-множественное представление звукового тонального сигнала, формируемого модулем сигнализации:

$$S_2 = \langle \text{ID}, \text{Time}, P, \text{Event class}, \text{Signal class}, \text{Value}, \text{Action class}, \text{Archive} \rangle, \quad (2)$$

где ID – идентификатор; Time – метка времени; P – уровень приоритета; Event class – класс состояний конвейера; Signal class – класс сигнала; Value – значение; Action class – класс реакций на сигнал; Archive – отметка об архивировании.

В выражении (2) неявно присутствует причинно-следственная связь классов событий и классов сигналов. Необходимость учета этой связи является базовой при формировании сигналов [9].

Дополним класс событий, требующих контроля и фиксации реакции оператора на звуковой сигнал в системах типа SCADA:

$$\text{Action class} = \langle \text{Alarm}, \text{Warning}, \text{Event}, \text{Action} \rangle,$$

где Alarm – класс реакций на аварийные события, требующий квитирования; Warning – класс реакций на срабатывание предупредительной сигнализации, требующий

квитирования; Event – уведомительные сообщения, не требующие квитирования; Action – события, связанные с действиями оператора.

Класс Action class в выражении (2) включает подклассы реакций со стороны оператора и реакций со стороны оборудования и системы управления. Время реакции оператора на звуковой сигнал при квитировании, формировании решения об останове и блокировке T можно выразить следующим образом:

$$T = T_{ав} + T_{п} + T_{в} + T_{р},$$

где $T_{ав}$ – время формирования отклонений в измерительных цепях; $T_{п}$ – время формирования сигнала в модуле; $T_{в}$ – время воспроизведения; $T_{р}$ – время идентификации сообщения оператором и принятия решения о классе действий.

Процедура формирования сигнализации в соответствии с классом ситуации реализуется на основе продукционных правил (ПП). Перейдя к формализации синтагм естественного языка, можно записать:

$$ПП = \langle \text{class}, L, A \Rightarrow B, Q \rangle, \quad (3)$$

где class – описание класса ситуаций; L – условие, при котором правило активизируется; $A \Rightarrow B$ – ядро, в котором A и B являются посылкой и следствием для формирования сигнала; Q – постусловие.

Наиболее часто используют сокращенные ПП вида «если A то B», которые могут быть дополнены логическими выражениями, определяющими иницируемые процедуры в случае отсутствия ее активности: «если A то B1 иначе B2».

Применительно к модулю сигнализации следует расширить правила (3) в части наследования класса ситуаций с реакцией оператора (системы) на сформированный сигнал [10]. В простейшем случае рассматривается наличие подтверждения получения сигнала (квитирование) посредством нажатия кнопки мыши на изображении конвейера на пульте оператора. В посылки правил (3) включаются приоритеты событий.

В общем случае может быть выделено до 10 значений приоритетов:

$$P2 = \{P2.1; P2.2; P2.3; \dots P2.10\}; \quad P3 = \{P3.1; P3.2; P3.3; \dots P3.10\},$$

где P2 – группа приоритетов при формировании аварийных сигналов; P3 – группа приоритетов при формировании предупредительных сигналов.

Группа приоритетов P1 соответствует сигналам об эвакуации и чрезвычайной ситуации. Приоритеты в каждой группе расположены в порядке их уменьшения. Присвоение приоритетов сигналам осуществляется с помощью модифицированных правил (3) на основе отклонений числа G ошибочных действий оператора, отраженных в лог-файле модуля сигнализации:

«ЕСЛИ» $G = \min$, «ТО» $\text{Sig1} \Rightarrow P2$ -- {виду звукового сигнала Sig1 присваивается «Средний» приоритет};

«ЕСЛИ» $G = \min + 1$, «ТО» $\text{Sig2} \Rightarrow P3$ -- {виду звукового сигнала Sig2 присваивается «Низкий» приоритет};

«ЕСЛИ» Sig1 «И» $t = \min$, «ТО» $\text{Sig1.1} \Rightarrow P2.1$ -- {сигналу Sig1.1 соответствует самый высокий приоритет в классе аварийных сигналов};

.....
«ЕСЛИ» Sig1 «И» $t = \max$, «ТО» $\text{Sig1.10} \Rightarrow P2.10$ -- {сигналу Sig1.10 соответствует самый низкий приоритет в классе аварийных сигналов};

«ЕСЛИ» Sig2 «И» $t = m_i + 1$, «ТО» Sig2.1=>P3.1 -- {сигналу Sig2.1 соответствует самый высокий приоритет в классе предупредительных сигналов};

.....
 «ЕСЛИ» Sig2 «И» $t = \max$, «ТО» Sig2.10 = P3.10 -- {сигналу Sig2.10 соответствует самый низкий приоритет в классе предупредительных сигналов}.

Соотнесение сигналов аварийно-предупредительной сигнализации с конкретным человеком-оператором происходит во время тестирования модулей на этапе аутентификации с определением времени реакции t [10]. В отличие от ранее используемой методики тестирования выбор вида сигнала на текущий момент осуществляется по минимаксному критерию. В классе звуковых сигналов Signal class используются тональные сигналы с частотой от 200 до 5 000 Гц [11]:

$$\text{Value} = A(\lambda, t) \sin((f + \Delta f) + \psi(\lambda, t)), \quad (4)$$

где $A(\lambda, t)$, f , $\psi(\lambda, t)$ – амплитуда, частота и фаза звукового сигнала соответственно; λ – функция времени; t – время; Δf – вариация частоты.

Модель сигнала представляет собой описание последовательности формируемых через промежутки времени T_Δ сигналов S_{i3p} с разными параметрами (приоритетом, частотой, амплитудой):

$$\langle B; T_\Delta; S_{13p} \text{AND} S_{13B}; T_\Delta; S_{23p} \text{AND} S_{23B}; T_\Delta; \dots; S_{i3p} \text{AND} S_{i3B} \dots \rangle.$$

Сообщение оператору в SCADA-системе включает изображение и звуковой сигнал:

$$I = \langle S_{i3p}; S_{i3B}; \tau_i; B \rangle; S_i = \langle A\tau_i; T_i \rangle,$$

где I – сообщение оператору; i – индекс, соответствующий шагу в последовательности предъявления сообщений; S_{i3p} , S_{i3B} – составляющие сообщения, воздействующие на зрительный и слуховой рецепторы оператора; τ_i – время между появлением отдельных сообщений; B – фон (характеристики окружающей среды) предъявления сообщения; $A\tau_i$ – параметры сигналов; T_i – время нахождения сообщения в информационном поле.

АЛГОРИТМИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ ЗВУКОВЫХ СИГНАЛОВ

Схема алгоритма формирования тональных звуковых сигналов основана на использовании выражений (2) и (4) (рис. 2). Базовыми параметрами $A\tau_{i3B}$ звукового сигнала являются приоритет, громкость, частота, скважность.

В процессе идентификации состояния конвейера в модуле сигнализации определяется класс ситуаций Event class и подбирается вид сигнала Signal class из базы данных сигналов. Формирование параметров сигнала происходит на основе выражения (4) и зависит от класса реакций на сигнал Action class. В случае отсутствия ошибочных действий оператора воспроизводится сигнал выбранного вида с рассчитанными параметрами. При превышении времени реакции или наличии недопустимых действий оператора осуществляется изменение параметров (в первую очередь частоты) сигнала. При попадании рассчитанных значений параметров сигнала в установленные пределы формируется и воспроизводится измененный звуковой сигнал. В случае выхода параметров за регламентируемые нормы вырабатывается воздействие на изменение вида сигнала из класса Signal class. Параметры и виды сигналов подбираются в зависимости от классов состояний конвейера и классов

реакций оператора. Прежде всего формируются сигналы с высшим уровнем приоритета.

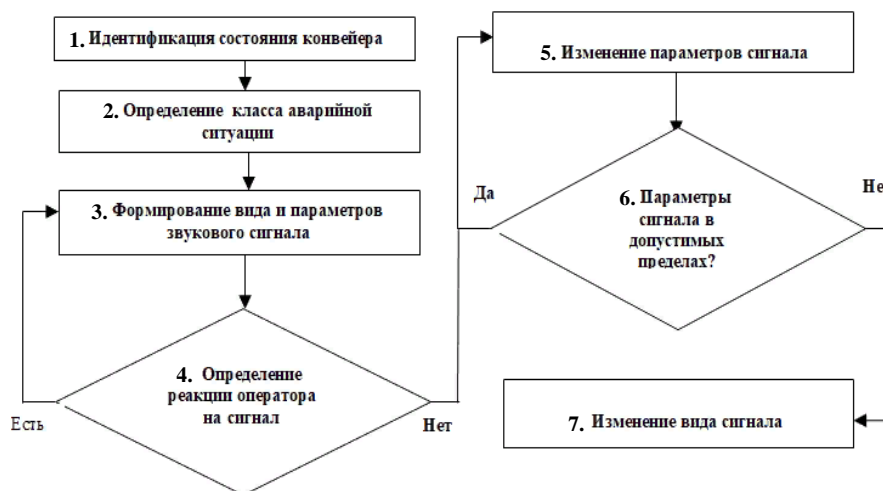


Рис. 2. Схема алгоритма формирования звукового сигнала в модуле сигнализации

Определение значений частоты f и вариации Δf в выражении (4) относится к задачам параметрического синтеза из условий снижения времени реакции и количества ошибок при изменении информационных полей системы управления производством смесей. Расчет и формирование звукового сигнала по выражению (4) с вариацией частоты Δf в модуле сигнализации на основе отклонений числа G ошибочных действий приводят к тому, что спектр сигнала расширяется при сохранении базовой частоты f , рекомендуемой нормативными документами для разных видов сигналов. Например, для частоты предупредительного сигнала 800 Гц амплитуда A максимальна на этой частоте при отсутствии ошибок в действиях (рис. 3а). Добавление вариаций Δf приводит к появлению дополнительных составляющих в спектре (рис. 3б), что позволяет оператору провести экспресс-оценку наличия ошибочных действий G в реакции на сигнал. При снижении числа G ошибочных действий до 0 вариация Δf в модуле сигнализации уменьшается, изменяя тональность сигнала.

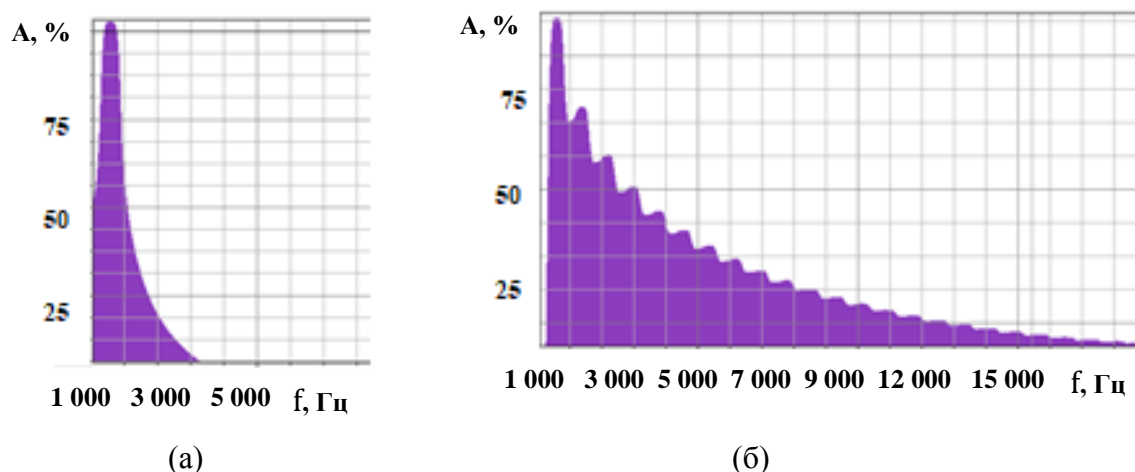


Рис. 3. Спектр звукового сигнала при отсутствии ошибок оператора (а); неправильных действиях оператора (б)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Наличие многообразных питателей и конвейеров в составе оборудования для производства питательных смесей и продуктов из торфа требует минимизации вмешательства операторов в работу линий. Предлагаемые способ описания и алгоритм формирования звуковых тональных сигналов о работе конвейеров и движении потоков являются основой информационного, математического и программного обеспечений подсистемы сигнализации. Автоматический выбор вида и параметров звукового сигнала в соответствии с классами состояний конвейера и реакций оператора на сигнал позволяют для распределенного объекта управления провести экспресс-оценку правильности действий. Использование приоритета и частоты сигналов в качестве базовых устанавливаемых параметров дает возможность формировать индивидуальные наборы тональных звуковых сигналов в соответствии с регламентируемыми нормами для аварийно-предупредительной сигнализации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрунина В.А., Кутровский В.Н. Производство биокомпоста на основе торфа // *Агрехимический вестник*. 2010. № 5. С. 37–38.
2. Сорокин К.Н. Математическая модель для разработки технологической линии по производству гуминовых удобрений на основе модульного оборудования // *Агроинженерия*. 2022. № 3. С. 19–26.
3. Черемушкина М.С., Соловьев В.А. Построение системы диагностики конвейерного транспорта // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2010. № 3-3. С. 202–207.
4. Alarm management techniques to improve process safety / F. Yang [et al.] // *Methods in Chemical Process Safety*. 2022. V. 6. P. 227–280.
5. Trace mode scada/HMI controls peat product production in Poland. URL: <http://www.scadatm.com/products/overview/lib/news/peat/> (дата обращения: 21.02.2024).
6. Коровиков А.Г., Павлов В.М., Ольховик Д.А. Программный модуль предупредительной сигнализации, аварийной защиты и помощи оператору вакуумной системы токамака КТМ // *Известия Томского политехнического университета*. 2013. № 5. С. 88–92.
7. Осокина Е.Б., Баленко К.А., Микушина А.А. Моделирование микроконтроллерной системы аварийно-предупредительной сигнализации // *Эксплуатация морского транспорта*. 2021. № 4. С. 197–205.
8. Каширских В.Г., Медведев А.Е. Компьютерная система управления конвейерной линией // *Вестник Кузбасского государственного технического университета*. 2005. № 6. С. 51–55.
9. Caproni A. Integrated alarm system architecture. URL: https://integratedalarmsystem-group.github.io/docs/ESO-293482_2%20Integrated%20Alarm%20System%20Architecture.pdf (дата обращения: 21.02.2024).
10. Ахремчик О.Л. Направление расширения функциональных возможностей промышленных контроллеров при взаимодействии с пользователем // *Промышленные АСУ и контроллеры*. 2017. № 9. С. 59–64.
11. Ахремчик О.Л., Базулев И.И. Характеристики аварийных и предупредительных звуковых сигналов при управлении технологическими процессами // *Вестник Тверского государственного технического университета*. 2018. Вып. 33. С. 15–17.

Для цитирования: Ахремчик О.Л., Базулев И.И. Создание модулей звуковой сигнализации для подсистем контроля состояния конвейеров при производстве смесей

на основе торфа // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2024. № 3 (23). С. 81–90.

CREATION OF AUDIO ALARM MODULES FOR CONVEYOR STATE MONITORING SUBSYSTEMS IN THE PEAT-BASED MIXTURE PRODUCTION

O.L. AKHREMCHIK, Dr. Sc., I.I. BASULEV, Senior Lecturer

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: axremchic@mail.ru

The results obtained in the course of development of sound signaling modules of control systems for production of peat-based mixtures are presented. The tasks solved in the course of monitoring, signaling and control of technological conveyors are highlighted. An example of the functional scheme of automation of the conveyor drive for peat feeding is given and its states are defined. A mathematical description of sound tones for the operator with the introduction of classes of states, signals and reactions to the signal is proposed. It is noted that the algorithm of signal formation includes the choice of signal type and parameters by production rules. The priority of the sound signal is considered as one of the parameters. It is emphasized that the correction of parameters is based on the estimation of the operator's reaction to the signal; the addition of variation to the basic frequency of sound leads to a change in the signal spectrum when estimating the reaction time and operator's errors.

Keywords: module, parameter, class, conveyor, beep, alarm, system, reaction, frequency.

Поступила в редакцию/received: 16.03.2024; после рецензирования/revised: 20.03.2024;
принята/accepted: 26.03.2024

УДК 681.51

ПОСТРОЕНИЕ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ КОНЕЧНЫМ СОСТОЯНИЕМ НЕЧЕТКОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

В.В. БОРОВИК, магистр, И.А. ЕГЕРЕВА, канд. техн. наук,
П.М. СМIRНОВА, магистр

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Никитина, 22, e-mail: refhesx@mail.ru

© Боровик В.В., Егерев И.А., Смирнова П.М., 2024

Разработаны алгоритмы управления конечным состоянием нечеткой динамической системы. Для этого рассмотрена система управления, в которой пространство состояний системы представляет собой компактное метрическое пространство. Пространство управлений рассматриваемой системы также является компактным метрическим пространством. Для построения данных алгоритмов эволюция системы была описана как нечеткое отношение, представленное в произведении пространств управления и состояния системы. Данное отношение задано нечетким множеством с

соответствующей ему функцией принадлежности. Согласно принципу оптимальности Беллмана произведен поиск элементов последовательности управления, позволяющих получить максимальную реализацию нечеткой цели.

Ключевые слова: нечеткий процесс, принятие решения, алгоритм, уравнение Беллмана.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-90-96

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время термин «нечеткость» часто применяется для описания технических, экономических и прочих процессов. Это связано с тем, что данная концепция позволяет легко и естественно работать с высококачественными данными, которые во многих случаях являются основным источником неопределенности [1–4]. Методы теории нечетких множеств изначально предназначались для работы в рамках логических методов принятия решений. В ходе последующего совершенствования данного направления они были объединены с методами динамического программирования, что позволило создать способы решения задач, поставленных в рамках работы с детерминированными и стохастическими системами, нечеткими целями и ограничениями. Для понимания последующего развития нечеткого динамического программирования обратимся к обзору [5], в рамках которого обсуждаются задачи управления детерминированными и стохастическими системами с нечетким конечным временем. Помимо этого, важно отметить, что параллельно с совершенствованием теории динамического и математического программирования нечеткие соотношения широко рассматривались в теории принятия решений с нечеткой исходной информацией.

В работе [6], например, исследовались предпочтения, основанные на нечетких отношениях, играющих важную роль в задачах принятия решений в промышленных системах выпечки, включая активные системы. В статьях [7–9] изучались детерминированные и стохастические системы с нечетким временем окончания и нечеткой целью системы, но об управлении конечным состоянием в них не говорится. В рамках источника [7] была рассмотрена данная задача и получено функциональное уравнение, однако его решение фактически не было изучено. В работах [7, 8, 10] был разобран вопрос построения решения уравнения Беллмана, но результаты не привели к получению окончательного алгоритма, пригодного для использования. Цель настоящей статьи заключается в том, чтобы создать работающий алгоритм для решения задачи управления конечным состоянием в динамической нечеткой системе, т.е. получить алгоритм, который можно применять на практике.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для начала следует отметить, что в приведенных выше работах [2, 8, 9] используется специальная форма нечетких отношений. Поскольку эта форма новая, опишем ее для дальнейшего понимания.

Пусть X , Y , Z – определенные множества. Предположим, что в пространстве $X \times Y$ установлено нечеткое отношение A с функцией принадлежности μ_A , а при задании $Y \times Z$ определено нечеткое отношение B с функцией принадлежности μ_B . Следовательно, композиция $A \circ B$ нечетких множеств A и B представляет собой нечеткое отношение в пространстве $X \times Z$ с функцией принадлежности:

$$\mu_{A \circ B}(x, z) = \sup_{y \in Y} \min [\mu_A(x, y), \mu_B(y, z)]. \quad (1)$$

Предположим, что в пространстве X определено нечеткое множество R с функцией принадлежности μ_R . Следовательно, нечеткое отношение μ_A индуцирует нечеткое множество $R \circ A$ в пространстве Y . В соответствии с выражением (1) функция принадлежности $\mu_{R \circ A}$ для $R \circ A$ задается уравнением

$$\mu_{R \circ A}(y) = \sup_{x \in X} \min[\mu_R(x), \mu_A(x, y)].$$

Эти композиции нечетких отношений широко используются в теории нечетких множеств для построения правил композиционного вывода [1]. Для поведенческих исследований нечетких динамических систем мы будем применять дополнительное правило композиции нечетких множеств.

Предположим, что в $X \times X$ определена нечеткая связь S с функцией принадлежности μ_S . Далее представим, что в пространстве X задано множество G с функцией принадлежности μ_G . Таким образом, для композиции $S \circ G$ мы можем найти состав нечетких множеств S и G . Согласно выражению (1), функция принадлежности множества $\mu_{S \circ G}$ будет задаваться уравнением

$$\mu_{S \circ G}(x_1) = \sup_{x_2 \in X} \min [\mu_S(x_1, x_2), \mu_G(x_2)]. \quad (2)$$

Легко заметить, что композиция $S \circ G$ позволяет определить степень принадлежности элемента из множества X к нечеткому множеству G с нечетким отношением S . Конкретно для каждого $x_1 \in X$ определяется степень принадлежности $\mu_{S \circ G}(x_1)$ для x_1 к нечеткому множеству G по уравнению (2).

Допустим, что начально состояние системы $x_0 \in X$, тогда результатом выбора управления $u_0 \in U$ будет переход системы в некоторое новое состояние x_1 , которое до этого момента было неизвестно. Тем не менее мы знаем, что если взять x_0 и u_0 с фиксированными значениями, то переменные x_0 , u_0 и x_1 будут связаны нечетким отношением S с функцией принадлежности $\mu_S(x_0, u_0, x_1)$. Другими словами, при фиксированных значениях x_0 и u_0 в момент времени $n = 0$ состояние системы x_1 можно определить с помощью функции принадлежности $\mu_S(x_0, u_0, x_1)$ к нечеткому множеству S . Таким образом в момент времени $n = 1$ мы уже можем наблюдать точное значение состояния системы x_1 . Таким образом, если в какой-то момент времени n нам будет известно состояние системы x_n , то результатом выбора элемента управления системы u_n будет возможность оценить состояние системы x_{n+1} в момент $n + 1$ на основе нечеткого отношения с функцией принадлежности $\mu_S(x_n, u_n, x_{n+1})$.

Рассмотрим управление многошаговыми процессами. Эти процессы отличаются тем, что условия выполнения на каждом шаге не изменяются, кроме состояния самой системы, т.е. состояние системы и управление на каждом шаге имеют разные значения, но принадлежат каждый своему множеству. Как видно по рис. 1, на каждом шаге процесса система изменяется в зависимости от соответствующего шагу управления u_n , начальное состояние системы x_0 подвергается управлению u_0 , и система переходит в состояние x_1 (и так до момента времени N). В рассматриваемом процессе время дискретно и на каждом отдельном шаге имеет свое значение.

Для многостадийных процессов ситуация складывается немного иначе. На каждой стадии процесса условия не связаны с предыдущими, т.е. для них справедливо $x_i \in X_i, u_i \in U_i$.

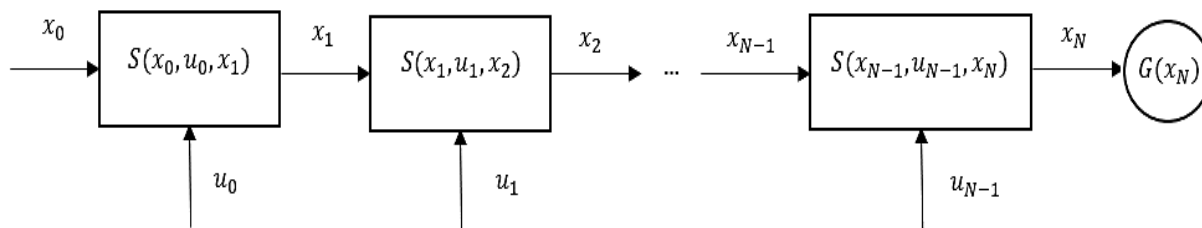


Рис. 1. Общая схема многошагового процесса

Как видно из рис. 2, протекание многошаговых и многостадийных процессов на самой схеме процесса практически не сказывается.

Для дальнейшей работы обратимся к принципу оптимальности Беллмана. Данный принцип является важным инструментом в теории оптимального управления, а именно помогает решать сложные задачи управления, разбивая их на более мелкие и простые подзадачи. Суть принципа оптимальности Беллмана заключается в следующем. Если у нас есть задача оптимального управления, которую необходимо решить, то мы можем разбить ее на ряд последовательных этапов. Каждый этап будет представлять собой отдельную задачу оптимального управления, которая зависит от результатов предыдущего этапа.

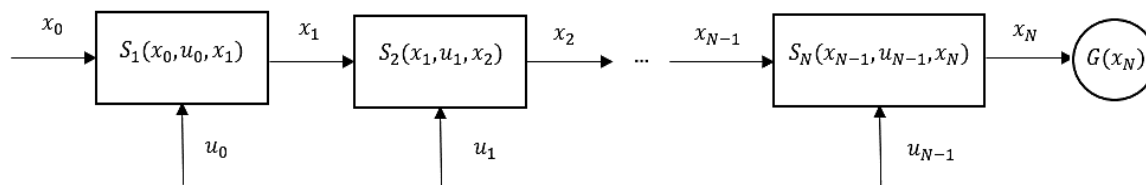


Рис. 2. Общая схема многостадийного процесса

Названный подход позволяет значительно упростить решение сложных задач, так как мы ищем не одно глобальное решение, а локальные для каждого этапа. Более того, благодаря принципу оптимальности Беллмана можно использовать информацию, полученную на предыдущих этапах, для улучшения решений на этапах последующих.

Важно отметить, что применение принципа оптимальности Беллмана требует тщательного планирования и анализа каждой стадии задачи. Смысл функционального уравнения Беллмана для нашей задачи состоит в том, что можно всегда найти значение элемента управления системы u через обратную связь от времени t и состояния системы x .

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА

Рассматриваемая система является системой с определенным конечным состоянием, т.е. системой, где нам известно N – конечное время системы. Как было сказано выше, с каждым совершенным шагом n эволюции системы, т.е. выбором оптимального значения управления u_n , мы сможем определить состояние системы x_{n+1} на основе нечеткого отношения с функцией принадлежности $\mu_S(x_n, u_n, x_{n+1})$. Тогда нашей целью будет поиск последовательности управлений u_0, u_1, \dots, u_{N-1} из пространства множества U , минимизирующих степень принадлежности x состояний к нечеткому множеству G , с нечеткими отношениями с функциями принадлежности

$$\mu_S(x_0, u_0, x_1), \mu_S(x_1, u_1, x_2), \dots, \mu_S(x_{N-1}, u_{N-1}, x_N).$$

Решением поставленной задачи будет поиск элементов последовательности управления, обеспечивающих максимальную степень принадлежности состояния системы x к нечеткому множеству G . При этом эволюция состояния системы описывается составом нечетких множеств S и G .

Согласно статье [1], функциональное уравнение будет иметь вид

$$\mu_{N+1}(c) = \max_x \max_u \min \{ \mu_S(c, u, x), \mu_N(x) \}, \quad (3)$$

где

$$\mu_1(c) = \mu_G(c).$$

В классической теории динамического программирования существует один общий алгоритм решения детерминированного либо стохастического уравнения Беллмана. Для данной формы задачи этот алгоритм является единственным, поэтому мы модернизируем его.

Как обычно, будем считать переменной c , зафиксируем конечное число значений этой переменной, а именно $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$. Тогда в соответствии с выражением (3) можно определить значения

$$\mu_1(\alpha_1), \mu_2(\alpha_2), \dots, \mu_k(\alpha_k).$$

Полученные данные запишем в таблицу.

Данные по состоянию и управлению системой

x	$\mu_1(c)$	$\mu_2(c)$	$u_2^*(c)$...	$\mu_N(c)$	$u_N^*(c)$
α_1	$\mu_1(\alpha_1)$	$\mu_2(\alpha_1)$	$u_2^*(\alpha_1)$...	$\mu_N(\alpha_1)$	$u_N^*(\alpha_1)$
α_2	$\mu_1(\alpha_2)$	$\mu_2(\alpha_2)$	$u_2^*(\alpha_2)$...	$\mu_N(\alpha_2)$	$u_N^*(\alpha_2)$
...
α_k	$\mu_1(\alpha_k)$	$\mu_2(\alpha_k)$	$u_2^*(\alpha_k)$...	$\mu_N(\alpha_k)$	$u_N^*(\alpha_k)$

Согласно выражению (1), для $N = 1$ имеем

$$\mu_2(c) = \max_{u_2} \max_x \min \{ \mu_S(c, u, x), \mu_1(x) \}.$$

Тогда для $c = \alpha_1, \alpha_2, \alpha_k$ получаем следующие значения:

$$\mu_1(\alpha_1), \mu_1(\alpha_2), \dots, \mu_1(\alpha_k) \quad \text{и} \quad u_1(\alpha_1), u_1(\alpha_2), \dots, u_1(\alpha_k).$$

Табличные данные позволяют выбрать оптимальный набор значений управления для выбранного нами конкретного значения c из множества K альтернатив.

Для $N = 2$ имеем

$$\mu_3(c) = \max_{u_3} \max_x \min \{ \mu_S(c, u, x), \mu_2(x) \}.$$

Здесь есть только конечное число значений $\mu_2(x)$, поэтому для преодоления проклятия размерностей на значениях

$$\mu_2(\alpha_1), \mu_2(\alpha_2), \dots, \mu_2(\alpha_k)$$

каким-либо методом аппроксимации строим функцию $u_2(x)$, определенную для всех $x \in X$. Для дальнейшего удобства по значениям

$$u_2(\alpha_1), u_2(\alpha_2), \dots, u_2(\alpha_k)$$

строим функцию $u(x)$, определенную для всех $x \in X$. Процесс аппроксимации может быть очень сложным в зависимости от свойств переменной x и множества X . В связи с этим рассмотрим упрощенный алгоритм, в котором примем следующие данные:

$$c = \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k;$$

$$x = \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k;$$

$$u = u_1, u_2, \dots, u_k.$$

В результате получим функции:

$$\mu_1(x), \mu_2(x), \dots, \mu_N(x);$$

$$u_1(x), u_2(x), \dots, u_N(x).$$

Функции, представленные выше, имеют значения на всем указанном множестве исходов и на протяжении всего временного ряда. Задача решена. Таким образом, в работе были получены не только значения максимальной реализации нечеткой цели в виде функции $\mu(c)$, но и информация об управлении, представленная в виде обратной связи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе был проанализирован вопрос управления конечным состоянием детерминированных динамических систем, а также кратко описаны работы, в которых рассматривались такие системы, но не приводился алгоритм решения задачи управления конечным состоянием самой системы. Результатом стала разработка алгоритма, дающего возможность решить задачу управления конечным состоянием, в форме, которую можно применять на практике. Для этого было использовано функциональное уравнение системы, рассмотрена новая специальная форма нечетких отношений, применена оценка значений системы на каждом шаге и аппроксимированы функции $\mu_2(x)$ и $u_2(x)$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zadeh L.A. The concept of a linguistic variable and its application to approximate reasoning-I // *Information Sciences*. 1975. V. 8. № 3. P. 199–249.
2. Dzyuba S.M., Paluch B.V., Egereva I.A. On the optimal control of fuzzy multistage processes. URL: https://www.researchgate.net/publication/321582688_Methodological_support_of_optimal_control_of_fuzzy_multistage_processes
3. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования. М.: Наука. 1965. 458 с.
4. Беллман Р., Калаба Р. Динамическое программирование и современная теория управления. М.: Наука. 1969. 118 с.
5. Kasprzyk J., Esogbue A.O. Fuzzy dynamic programming: Main developments and applications // *Fuzzy Sets and Systems*. 1996. V. 81. № 1. P. 31–45.
6. Liu B. A survey of entropy of fuzzy variables // *Journal of Uncertain Systems*. 2007. V. 1. № 1. P. 4–13.
7. Палюх Б.В., Ветров А.Н., Егерев И.А. Архитектура интеллектуальной системы оптимального управления эволюцией многостадийных процессов в нечеткой динамической среде // *Программные продукты и системы*. 2017. Т. 30. № 4. С. 619–624.

8. Палюх Б.В., Егерев И.А. Многошаговая система поиска альтернатив в информационном каталоге // *Программные продукты и системы*. 2013. № 3. С. 291–295.

9. Control of the final state of fuzzy dynamical systems / A.N. Sotnikov [et al.] // *Lobachevskii Journal of Mathematics*. 2019. V. 40. № 5. P. 599–605.

10. Беллман Р., Заде Л. Вопросы анализа и процедуры принятия решений. М.: Мир. 1976. 215 с.

Для цитирования: Боровик В.В., Егерев И.А., Смирнова П.М. Построение алгоритма управления конечным состоянием нечеткой динамической системы // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2024. № 3 (23). С. 90–96.

CONSTRUCTION OF AN ALGORITHM FOR CONTROLLING THE FINAL STATE OF A FUZZY DYNAMICAL SYSTEM

V.V. BOROVIK, magister, I.A. EGEREVA, Cand. Sc., P.M. SMIRNOVA, magister

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: refhesx@mail.ru

Algorithms for finite state control of a fuzzy dynamic system are developed. For this purpose, a control system in which the state space of the system is a compact metric space is considered. The control space of the considered system is also a compact metric space. To construct these algorithms, the evolution of the system has been described as a fuzzy relation represented in the product of the control and state spaces of the system. This relation is given by a fuzzy set with its corresponding membership function. In accordance with the Bellman optimality principle, a search for the elements of the control sequence that allow to obtain the maximum realization of the fuzzy objective has been performed.

Keywords: fuzzy process, decision making, algorithm, Bellman equation.

Поступила в редакцию/received: 08.05.2024; после рецензирования/revised: 13.05.2024;
принята/accepted: 20.05.2024

УДК 681.51

АЛГОРИТМ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЗАПАСАМИ НА ПРЕДПРИЯТИИ

В.В. БОРОВИК, магистр, Д.А. КОКОВКИН, асп., П.М. СМИРНОВА, магистр

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: kokovkin93@mail.ru

© Боровик В.В., Коковкин Д.А., Смирнова П.М., 2024

Рассмотрено совершенствование процесса приобретения товаров, которое ведет к снижению производственных расходов, а также к увеличению прибыли промышленного предприятия. В ходе анализа данных создан алгоритм, определяющий идеальное количество товара. Подчеркнуто, что этот алгоритм значительно улучшит

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

качество поставок и производства, сократит затраты на складирование и износ продукции. Отмечено, что он базируется на принципе продолжения траекторий, который сводит задачу прогнозирования к соответствующей последовательности задач линейного программирования.

Ключевые слова: задача прогнозирования, принцип построения траекторий, алгоритм.

DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-96-101

ВВЕДЕНИЕ

Проблематика распределения ресурсов является одной из исторических задач математического программирования. Данный вопрос был глубоко изучен и рассмотрен в классическом виде в работе [1], где приведено полное решение такого рода задач.

Исходная статическая проблематика – это специальный случай вопроса о распределении ресурсов, но специфика такова, что применение классических методов напрямую приводит к слишком сложной вычислительной процедуре [2]. Статическая задача линейного программирования известна; описана и изучена давно, последние результаты можно найти в статьях [3, 4].

Отличительная черта, исследованная в данной статье, – простота нахождения вершин. В данной работе предложен алгоритм, основанный на правиле LIFO (англ. last in, first out – «последним пришел – первым ушел»), который позволяет легко и просто обходить вершины симплекса.

В настоящей статье будет рассмотрена динамическая форма прогнозирования с изменяемыми параметрами, для решения которой следует разработать алгоритм, основанный на принципе продолжения траекторий. С использованием данного принципа тематика прогнозирования сводится к последовательности задач линейного программирования, что позволяет находить оптимальное решение для управления запасами на предприятии [5].

Таким образом, основными целями данной работы являются формулировка задачи прогнозирования и разработка алгоритма ее решения.

ПОСТАНОВКА СТАТИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ

Задача об управлении запасами может быть представлена в виде

$$F_1(x_1) + F_2(x_2) + \dots + F_i(x_i) + \dots + F_n(x_n) \rightarrow \max,$$

где $F(x_i)$ – прибыль от закупленного товара вида i .

При этом должны быть выполнены ограничения:

$$C_1x_1 + C_2x_2 + \dots + C_ix_i + \dots + C_nx_n = M; \quad (1)$$

$$A_i \leq x_i \leq B_i, \quad (2)$$

где C_ix_i – стоимость всего закупленного товара вида i ; A_i – минимальное количество, доступное для закупки товара вида i ; B_i – максимальное количество, доступное для закупки товара вида i ; M – бюджет, заложенный на закупку.

В настоящей работе мы будем рассматривать случай, когда все функции F_i линейные:

$$a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_ix_i + \dots + a_nx_n \dots \rightarrow \max,$$

где a_i – некоторые действительные числа при ограничениях (1), (2).

Смысл данных чисел состоит в том, что они представляют собой стоимость единицы товара с накруткой.

Специфика поставленной задачи подразумевает, что в ней мало ограничений типа равенств и они простые, поэтому нет необходимости применять процедуру выбора наилучшего направления. Гораздо проще и быстрее перебрать все вершины многогранника по правилу LIFO, т.е. если мы оказались в какой-то вершине и величина $d < 0$, мы берем следующую попавшуюся вершину, решая соответствующую систему линейных уравнений. В дальнейшем при решении задачи прогнозирования мы будем пользоваться этим алгоритмом [6, 7].

ЗАДАЧА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

Формально задача прогнозирования может быть сведена к следующему:

$$F_1(x_1(t)) + F_2(x_2(t)) + \dots + F_i(x_i(t)) + \dots + F_n(x_n(t)) \rightarrow \max,$$

где $F(x_i(t))$ – прибыль от закупленного товара вида i ; t – время.

При этом должны быть выполнены ограничения:

$$C_1x_1(t) + C_2x_2(t) + \dots + C_ix_i(t) + \dots + C_nx_n(t) = M;$$

$$A_i \leq x_i(t) \leq B_i.$$

В нашем случае условная функция является линейной, поэтому задача предстанет в виде

$$a_1x_1(t) + a_2x_2(t) + \dots + a_ix_i(t) + \dots + a_nx_n(t) \dots \rightarrow \max.$$

Данная задача является задачей квазистатической оптимизации; ее решение связано с известными трудностями, поэтому мы сформулируем ее по-другому.

СВЕДЕНИЕ К ЗАДАЧЕ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

Целевой функционал данной задачи будет выглядеть следующим образом:

$$\int_0^T F_1(x_1(t)\dot{x}_1) + F_2(x_2(t)\dot{x}_2) + \dots + F_i(x_i(t)\dot{x}_i) + \dots + F_n(x_n(t)\dot{x}_n) dt \rightarrow \max. \quad (3)$$

Кроме того, для данной задачи есть ряд ограничений:

$$C_1x_1(t)\dot{x}_1 + C_2x_2(t)\dot{x}_2 + \dots + C_ix_i(t)\dot{x}_i + \dots + C_nx_n(t)\dot{x}_n = M; \quad (4)$$

$$A_i \leq x_i(t)\dot{x}_i \leq B_i. \quad (5)$$

Сделаем замену переменных $x_i(t) = y_i(t)\dot{y}_i$. Смысл такой замены обоснован в источнике [8]. Следуя работе [8], получаем задачу оптимального управления:

$$\dot{y}_i = u_i;$$

$$\int_0^T [a_1y_1(t)u_1 + a_2y_2(t)u_2 + \dots + a_iy_i(t)u_i + \dots + a_ny_n(t)u_n \dots] dt \rightarrow \max;$$

$$C_1y_1(t)u_1 + C_2y_2(t)u_2 + \dots + C_iy_i(t)u_i + \dots + C_ny_n(t)u_n = M;$$

$$A_i \leq y_i(t)u_i \leq B_i,$$

где a_i – стоимость единицы товара с накруткой:

$$a_i = c_i z_i,$$

где z_i – коэффициент, характеризующий прибыль от продажи единицы данного товара. Это стандартная задача оптимального управления. Для ее решения в источнике [8] предложен эффективный алгоритм, которым необходимо воспользоваться.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ С ПОМОЩЬЮ ПРИНЦИПА ПРОДОЛЖЕНИЯ ТРАЕКТОРИЙ

Рассмотрим алгоритм решения задачи [9]. Предположим, что начальное состояние задано следующим образом:

$$y_i(0) = y_{i0}, i = 1, \dots, n,$$

где y – переменная состояния.

Новые решения задачи могут возникать в любой точке траектории. При попадании в оптимальную точку траектории решение будет постоянным до изменения момента времени.

В статье [10] показано, что в момент времени $t = 0$ решение задано и будет лежать в одной из вершин многогранника, причем оптимальное значение управления будет постоянным на некотором промежутке времени. В связи с этим рассмотрим задачу математического программирования:

$$a_1 y_{10}(0) u_1 + a_2 y_{20}(0) u_2 + \dots + a_i y_{i0}(0) u_i + \dots + a_n y_{n0}(0) u_n \rightarrow \max;$$

$$C_1 y_{10}(0) u_1 + C_2 y_{20}(0) u_2 + \dots + C_i y_{i0}(0) u_i + \dots + C_n y_{n0}(0) u_n = M;$$

$$A_i \leq y_i(0) u_i \leq B_i.$$

Решением данной задачи будут являться числа

$$u_{11}, u_{12}, \dots, u_{1n}, u_{1i},$$

причем эти числа будут оставаться постоянными, пока выполняются ограничения:

$$C_1 y_1(t) u_{11} + C_2 y_2(t) u_{12} + \dots + C_i y_i(t) u_{1i} + \dots + C_n y_n(t) u_{1n} = M; \quad (6)$$

$$A_i \leq y_i(t) u_{1i} \leq B_i. \quad (7)$$

Таким образом, на некотором отрезке $[0, t_1]$ решение задачи задается функциями $u_{11} = \text{const}, u_{12} = \text{const}, u_{1n} = \text{const}$ [10], где t_1 – первый момент времени, когда нарушаются ограничения (6), (7).

В момент времени $t_1 = 0$ мы получаем следующую задачу:

$$a_1 y_1(0) u_1 + a_2 y_2(0) u_2 + \dots + a_i y_i(0) u_i + \dots + a_n y_n(0) u_n \rightarrow \max;$$

$$C_1 y_1(0) u_1 + C_2 y_2(0) u_2 + \dots + C_i y_i(0) u_i + \dots + C_n y_n(0) u_n = M;$$

$$A_i \leq y_i(0) u_i \leq B_i,$$

в момент времени $t_1 = 1$ – задачу

$$a_1y_1(1)u_1 + a_2y_2(1)u_2 + \dots + a_iy_i(1)u_i + \dots + a_ny_n(1)u_n \rightarrow \max;$$

$$C_1y_1(1)u_1 + C_2y_2(1)u_2 + \dots + C_iy_i(1)u_i + \dots + C_ny_n(1)u_n = M;$$

$$A_i \leq y_i(1)u_i \leq B_i.$$

Таким образом, мы получаем набор чисел: $u_{21}, u_{22}, \dots, u_{2n}$. Они будут оставаться постоянными до момента времени t_2 . Работа данного алгоритма будет продолжаться до тех пор, пока мы не достигнем времени окончания прогнозирования, т.е. времени T .

На каждом этапе решение задачи математического программирования мы будем строить с помощью алгоритма, описанного в источнике [9].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанный алгоритм в простейшей форме был использован для решения некоторых простейших типовых задач [11, 12]. Как показали вычисления, стратегия для эффективного решения задачи прогнозирования такова, что в каждый момент времени максимальные средства нужно вкладывать туда, где в данный момент будет получена максимальная прибыль. Вложение других средств будет оставаться минимальным. Применение данного алгоритма позволит повысить эффективность работы предприятия посредством увеличения прибыли. Задачи такого рода весьма актуальны в различных технических областях; многие из них были описаны и в других статьях (например, в [9]).

Таким образом, если необходимо решить задачу оптимального прогнозирования и управления запасами на предприятии, стоит использовать приведенный алгоритм, который позволяет переориентироваться при изменяющихся условиях (перейти в другую вершину многогранника) и получить большую выгоду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляк Б.Т. Введение в оптимизацию. М.: Наука. 1983. 384 с.
2. Коковкин Д.А. Об оптимальном управлении запасами торгового предприятия // *Инженерные Технологии*. 2023. № 1. С. 45–49.
3. Морозов В.С. Методы решения задач линейного программирования // *Наука XXI века: актуальные направления развития*. 2020. № 1-1. С. 457–460.
4. Степанов Г.Д. Решение задач линейного программирования приведением к виду с очевидным ответом // *Моделирование и анализ информационных систем*. 2021. № 4. С. 434–451.
5. Забияко Г.И. Алгоритм симплекс-метода с использованием двойного базиса // *Сибирский журнал вычислительной математики*. 2015. № 4. С. 349–359.
6. Технология раскрытия темы «Симплекс-метод решения задачи линейного программирования» / В.И. Самарин [и др.] // *Вопросы гуманитарных наук*. 2016. № 2. С. 118–126.
7. Якубова У.Ш., Парпиева Н.Т., Мирходжаева Н.Ш. Некоторые применения графического и симплексного методов решения задач линейного программирования // *Бюллетень науки и практики*. 2022. Т. 8. № 4. С. 490–498.
8. Афанасьев А.П. Продолжение траекторий в оптимальном управлении // *Труды Института системного анализа Российской академии наук*. 2005. Т. 17. С. 6–204.

9. Об одной задаче квазистатической оптимизации с дискретными управлениями А.П. Афанасьев [и др.] // *Известия Российской академии наук. Теория и системы управления*. 1998. Т. 37. № 3. С. 73–76.

10. Башашкина Г.Ю. Сиплексный метод задач линейного программирования, применяемых в вооруженных силах // *Вестник Алтайской академии экономики и права*. 2020. № 12-1. С. 11–20.

11. Балабанова Н.В., Валинурова А.А., Данилова С.В. Применение задачи линейного программирования для решения частных задач банковской деятельности // *Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение*. 2022. № 1 (69). С. 46–53.

12. Боровик В.В., Смирнова П.М. Принятие решений в нечетких условиях // *Инженерные Технологии*. 2023. № 1. С. 72–76.

Для цитирования: Боровик В.В., Коковкин Д.А., Смирнова П.М. Алгоритм прогнозирования оптимального управления запасов на предприятии // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 96–101.

FORECASTING ALGORITHM OPTIMAL INVENTORY MANAGEMENT IN THE ENTERPRISE

V.V. BOROVIK, magister, D.A. KOKOVKIN, postgraduate,
P.M. SMIRNOVA, magister

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, e-mail: kokovkin93@mail.ru

The paper considers the improvement of the process of purchasing goods, which leads to a decrease in production costs, as well as to an increase in profits of an industrial enterprise. During the data analysis, an algorithm was created that determines the ideal quantity of goods. It is emphasized that this algorithm will significantly improve the quality of supplies and production, reduce the cost of warehousing and product wear. It is noted that it is based on the principle of continuation of trajectories, which reduces the forecasting task to an appropriate sequence of linear programming tasks.

Keywords: the task of forecasting, the principle of constructing trajectories, the algorithm.

Поступила в редакцию/received: 08.05.2024; после рецензирования/revised: 13.05.2024;
принята/accepted: 20.05.2024

**ВЕСТНИК
ТВЕРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

Серия «Технические науки»

**Научный рецензируемый журнал
№ 3 (23), 2024**

**Print ISSN 2658-5030
Online ISSN 2687-0029**

Редактор С.В. Борисов
Корректор Ю.А. Якушева

Подписано в печать 16.08.2024

Дата выхода в свет 02.12.2024

Формат 60 x 84/8

Физ. печ. л. 12,75

Тираж 500 экз.

Усл. печ. л. 11,86

Цена свободная

Заказ № 274

Бумага писчая

Уч.-изд. л. 11,09

С – 102

Редакционно-издательский центр
Тверского государственного технического университета
170026, Тверь, наб. Афанасия Никитина, 22
Отпечатано в ООО «Издательство «Триада»
170034, Тверь, пр. Чайковского, д. 9, офис 514